

УДК 662.61/65

ХАЛАТОВ А.А., БОРИСОВ И.И., КОБЗАРЬ С.Г.,
КОВАЛЕНКО Г.В., ХЛЕБНИКОВ О.Е.*Институт технической теплофизики НАН Украины*

СЖИГАНИЕ И ГАЗИФИКАЦИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

Прореферовано дослідження в галузі спалювання та газифікації альтернативних палив. Проаналізовано роботу газогенератора з системою очищення газу, який працює на відходах деревини. Розглянуто технології спалювання твердих унітарних і сумішевих палив в теплогенераторах різних типів. Представлено конструкцію теплогенератора, який використовує відпрацьоване машинне масло.

Прореферированы исследования в области сжигания и газификации альтернативных топлив. Проанализирована работа газогенератора с системой очистки газа, работающего на древесных отходах. Рассмотрены технологии сжигания твердых унитарных и смесевых топлив в теплогенераторах различных типов. Представлена конструкция теплогенератора, использующего отработанное машинное масло.

The investigations in a field of burning and gasification of alternative fuels were abstracted. The operation of a gas generator with a gas purification system working with a waste wood is analyzed. The technologies of combustion solid unitary and mixture of fuels in heat generators of different types were surveyed. The construction heat generator, operating waste engine oil is introduced.

t_1 — температура газов на входе в камеру дожигания;

t_g — температура газов в газоходе на выходе из печи;

t_{en} — температура газов на выходе из воздухоподогревателя;

V_g — скорость газов на выходе из теплогенератора;

α — коэффициент избытка воздуха;

τ — время.

Индексы

1 — первичная камера сгорания;

Σ — суммарный.

Введение

Происходящий в последние годы рост стоимости углеводородных топлив обуславливает значительный интерес во всем мире к использованию альтернативных источников энергии, добыча или использование которых по ряду причин носило ограниченный характер.

Украина обладает значительными запасами торфа и бурого угля, которые в настоящее время практически не используются для производства электроэнергии. В энергетическом балансе страны доля торфа составляет около 0,3 %, а бурого угля — около 1,2 % [1]. Поскольку в Украине значительна часть сел не газифицирована, использование для бытовых нужд торфа и бурого угля имеет значительный потенциал, оцениваемый в 3,5 млн.т условного топлива. Запасы бурого угля оцениваются в 3,5 млрд. т (из них в освоенном Александрийском районе Днепровского бассейна около 560 млн. т). Средняя зольность этих углей — 20 %, рабочая влажность от 43 до 62 %, низшая

теплотворная способность — 7,1...9,6 МДж/кг. Стоимость тонны условного топлива при открытом способе добычи не превышает 30 долларов США [2].

Разведанные запасы торфа в Украине составляют 2166 млн. т. Годовой природный прирост торфа — 1,7 млн. т. Энергетический потенциал запасов торфа в Украине составляет 0,84 млрд. т условного топлива (у. т.), а его естественное ежегодное увеличение 0,5...0,6 млн. т у. т./год. Добытый торф в основном используется как топливо в коммунально-бытовом секторе, главным образом в виде торфяных брикетов. Добыча торфа в Украине достигла максимума в 1991 г. — 7471 тыс. т и с 1995 года начала снижаться [1]. Если она останется на уровне 1995 г., то запасов торфа хватит на 150...200 лет. На существующем в Украине оборудовании возможна выработка брикетированного торфа в количестве 700 тыс. т/год. Стоимость тепловой энергии, полученной даже из наиболее дорогого торфяного брикета, на 10...30 % ниже стоимости энергии из традиционных видов топлив.

Суммарные потенциальные ресурсы отходов древесины, включая кору в лесном хозяйстве и деревоперерабатывающих отраслях промышленности, составляют 3743 тыс. м³ [3], что эквивалентно 984 тыс. т у. т. в год. Из данных [1] следует, что лесное хозяйство, деревообрабатывающая и целлюлозно-бумажная промышленность не могут потребить все отходы древесины и могут либо их поставлять, либо использовать для собственного энергоснабжения. Неиспользуемые ресурсы отходов древесины составляют 2858 тыс. м³, что соответствует 0,75 млн. т у. т. в год. Зарубежный опыт свидетельствует, что в существующих котлах, работающих на угле, можно без существенной реконструкции организовать сжигание отходов древесины в количестве, эквивалентном 4–10 % от энергии используемого топлива [4]. В энергетическом балансе страны древесина составляет около 0,4 % [1].

Такие топлива, как торф, бурый уголь и биомасса – низкокалорийные – и характеризуются большим выходом летучих. Интенсивность горения таких топлив наиболее высока в начале процесса, и резко снижается при догорании коксового остатка. В связи с этим, их сжигание в традиционных теплогенераторах, особенно в агрегатах малой мощности, приводит к экологической проблеме – выбросу в атмосферу продуктов сгорания с концентрациями окиси углерода (СО) и оксидов азота, существенно превышающими допустимые нормы. Значительная часть бурых углей Днепровского бассейна содержит соединения галогенов (“соленые угли”), что увеличивает коррозию котельного оборудования и создает ряд экологических проблем, связанных с эмиссией опасных хлорорганических соединений.

Рациональная организация процесса горения находится под давлением противоречивых требований: для уменьшения образования окиси углерода (СО) необходимо повышение температуры процесса, в то время как повышение максимальной локальной температуры при сжигании углеводородных топлив на 50...70 С приводит к увеличению образования окислов азота в 2,7 раз.

Использование биомассы, торфа, бурого угля и иных нетрадиционных топлив для получения энергии предполагает создание современного оборудования, сочетающего высокую эффектив-

ность с обеспечением экологических требований по вредным выбросам. Как известно, принцип работы современных теплогенераторов основан на двухстадийном сжигании, при котором на первой стадии осуществляется пиролиз/газификация (в зависимости от температуры) топлива, а на последующих стадиях – дожигание образовавшегося генераторного газа (водорода, оксида углерода, углеводородов). Такой принцип сжигания позволяет существенно повысить тепловую эффективность и управляемость оборудования, а также добиваться высокого уровня экологической чистоты, что может иметь решающее значение при сжигании “соленых углей” или бытового мусора.

В Институте технической теплофизики НАН Украины в течение нескольких последних лет проводились работы по созданию и исследованию газогенераторного и теплогенераторного оборудования, работающего на биомассе и ее смесях с торфом и бурым углем.

Газогенератор обращенного типа тепловой мощностью 50 кВт

Основными критериями, определявшими выбор типа газогенератора, были простота изготовления и эксплуатации, надежность, низкая стоимость, возможность работы в составе электрогенерирующей установки. Конструкция газогенератора разрабатывалась на базе аналогичных коммерческих и исследовательских установок с учетом результатов работ [5,6]. Разработанный в ИТТФ газогенератор работает по обращенной схеме, т.е. при прямом движении топлива и воздушного дутья. При такой схеме вырабатывается наименьшее количество смол, так как образовавшиеся в зоне пиролиза смолы разлагаются на более простые химические соединения в зоне горения.

Газогенератор (рис. 1) состоит из корпуса 1 с внутренним диаметром 600 мм, конуса 2 с колосниковой решеткой, трубы 3 с соплами 4 для подачи воздушного дутья. Корпус выполнен из стального листа толщиной 12 мм, что позволяет ему выдерживать высокие температурные градиенты без существенных деформаций. Общая высота газогенератора составляет 2,5 м. В верхней и нижней частях корпуса расположены герметично

закрывающиеся дверцы 5 и 6, соответственно для загрузки топлива и удаления золы. Внутренняя поверхность рабочей зоны футерована огнеупорной керамикой на основе окиси магния, толщина футеровки 15 мм. В данной конструкции газогенератора предусмотрена подача топлива как через загрузочный люк в верхней крышке, так и через боковую дверцу в верхней части корпуса.

Результаты экспериментов по получению генераторного газа с использованием кусочков древесины различного размера приведены в [7]. Технические характеристики газогенератора были следующими: тип топлива – древесные чурки с оптимальными размерами 15...35 мм; расход топлива – 15 кг/час; расход воздуха – 450 л/мин; тепловая мощность газогенератора – 50 кВт; необходимая мощность вентилятора – 1 кВт. Газогенератор вырабатывает газ следующего состава (объемные доли): CO – 21 %, H_2 – 17 %, CH_4 – 2 %, N_2 – 48 %, CO_2 – 12 %. Температура в зоне горения (в области горловины конуса) составляет 950...1000°C. Концентрация смол в генераторном газе оказалась на уровне 1 – 2 г/м³ (в зависимости от породы древесины, используемой в качестве топлива).

Данный газогенератор был разработан для исследовательских целей, однако он может послужить основой для создания серийного оборудования газификации не только растительной биомассы, но также торфа и бурого угля, в случае их брикетирования.

Теплогенераторы, работающие на торфе, буром угле и их смесях с древесиной

В ИТТФ НАН Украины проводились работы по созданию современных теплогенераторов, работающих по принципу двух- и трехстадийного сжигания биомассы и ее смесей с торфом и бурым углем. При этом, помимо стремления к достижению максимальной тепловой эффективности, значительное внимание уделялось снижению вредных выбросов. Как известно, печи на твердом топливе отличаются значительной эмиссией дыма, несущего вредные органические компоненты, причем эти частицы – субмикронного размера и не улавливаются циклонами [8]. Поэтому необходимо минимизировать их обра-

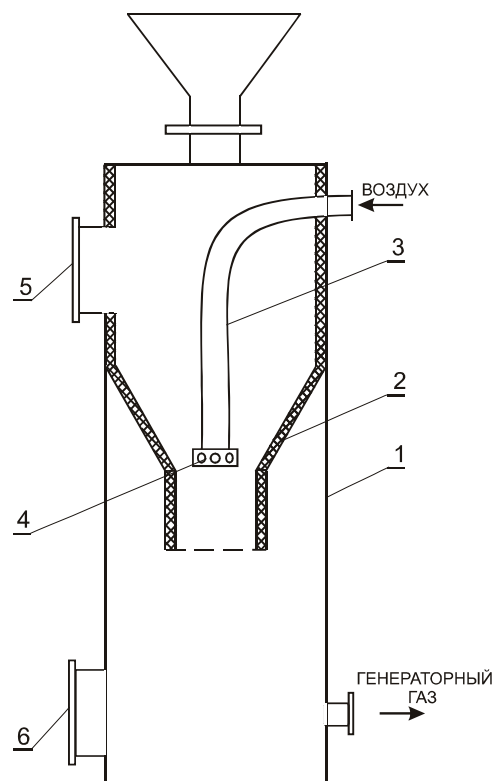


Рис. 1. Газогенератор обращенного типа тепловой мощностью 50 кВт.

**1 – корпус; 2 – конус; 3 – труба;
4 – сопла подачи воздуха в зону горения;
5, 6 – дверцы.**

зование в процессе сжигания. Основное количество работ по сжиганию твердых органических топлив посвящено вопросам снижения концентрации окислов азота, углерода, диоксинов, фуранов, аэрозолей в продуктах сгорания при обеспечении высокого термического КПД установок [8-12].

Как известно, повышение тепловой эффективности стадийного сжигания обеспечивается выполнением трех основных условий: качественным смешением генераторного газа с вторичным воздухом, достаточной длительностью времени пребывания газа в зоне горения, а также достижением высокой температуры, как в первичной, так и во вторичной камерах сгорания. При этом стараются избегать “пиков” локальной температуры, поскольку температура в первичной камере не должна превышать точку плавления золы. В работе [12] используется трехстадийное сжигание биомассы. Для обеспечения хорошего каче-

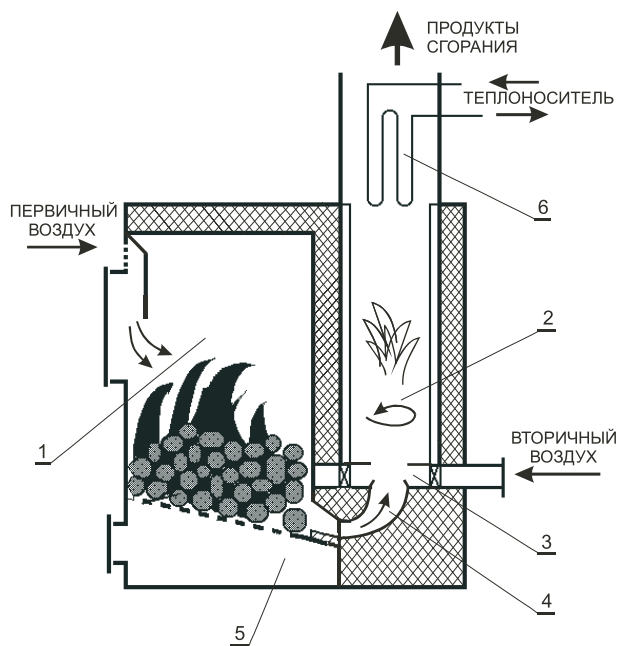


Рис. 2. Теплогенератор с вихревой эжекцией генераторного газа.

- 1 – первичная камера сгорания; 2 – вторичная камера сгорания;
3 – вихревой эжектор; 4 – адиабатический соединительный канал;
5 – зольник; 6 – теплообменник.**

ства смешения применяются различные способы, например, используются узкие каналы для выхода генераторного газа, в которых он имеет высокую скорость и в которые через сопла равномерно по сечению инжектируется вторичный воздух. В данном случае конструкция сопел играет доминирующую роль для достижения хорошего смешения, поскольку не во всех частях вторичной камеры сгорания достигается стехиометрия.

Другой, и по мнению ряда авторов, более эффективный способ – циклонное вторичное сжигание. Как показано в работе [9], комбинация вихря и стадийной подачи воздуха приводит к значительному уменьшению формирования твердых аэрозолей (для частиц размером 100 мкм – в 100 раз).

Авторами настоящей работы разработан теплогенератор с вихревой эжекцией генераторного газа (рис. 2), защищенный патентом Украины [13]. Он состоит из первичной камеры сгорания 1 объемом 60 л с зольником 5, и вторичной цилиндрической керамической камеры сгорания 2.

Вторичный воздух подается с помощью вентилятора в вихревую камеру эжектора 3. Продукты газификации поступают в осевую зону эжектора через теплоизолированный канал 4 и смешиваются в керамической камере сгорания с вторичным воздухом, где происходит сжигание газоздушной смеси. Полезное использование теплоты продуктов сгорания осуществляется в теплообменнике 6, в котором теплоносителем могут служить как вода, так и воздух.

Проведенные предварительные испытания эжектора показали, что коэффициент объемной эжекции k_e составляет величину порядка 2. Такое значение k_e позволяет эффективно удалять продукты газификации из первичной камеры, которая при этом оказывается под необходимым разрежением. Такая схема сжигания выгодна с эксплуатационной точки зрения, поскольку не происходит задымления помещения при работе печи. Кроме того, с помощью вихревого эжектора можно управлять мощностью печи за счет изменения расхода эжектируемых газов из первичной камеры.

Было также проведено численное моделирование трехмерного течения в вихревом эжекторе на пакете “PHOENICS v 3.5”. В результате получено достаточно хорошее согласование с экспериментом по коэффициенту эжекции (расхождение не превышало 20 %), а также подтверждено наличие качественного смешения подаваемого и всасываемого потоков. Этот факт можно объяснить интенсивной турбулизацией на границе подаваемого и эжектируемого потоков: расчеты показали, что в этой области наблюдается резкий пик кинетической энергии турбулентности.

В экспериментах по стадийному сжиганию древесины измерялись температура в первичной и вторичной камерах сгорания, статическое давление на входе в соединительный канал и на срезе сопла эжектора, а также концентрация оксида углерода в продуктах сгорания – газоанализатором “TESTO-300M”. В экспериментах фиксировались загрузка и время выгорания древесного топлива. Процесс сжигания имеет 3 основные стадии: розжиг (20 мин), выгорание летучих (60 мин), и дожигание коксового остатка (60 мин). Выделяемая тепловая мощность на стадии выго-

рания летучих составляла 21 кВт. В период дожигания коксового остатка имеет место значительное снижение температуры во вторичной камере сгорания, т.е. неравномерная во времени тепловая нагрузка. Это объясняется тем, что на этой стадии выделяется значительно меньшее количество газообразных компонентов и в первичной камере происходит их полное сгорание. Выделяемая тепловая мощность при дожигании кокса составила 13 кВт, при этом вторичный воздух лишь разбавлял продукты сгорания. Для обеспечения оптимальной подачи воздуха на этой стадии можно снизить относительное проходное сечение завихрителя с сохранением скорости воздуха в щелях, т.е. необходимой тяги. Другой способ обеспечения равномерной тепловой нагрузки — использование непрерывной подачи свежего топлива (этот способ в настоящее время применяется в большинстве современных теплогенераторов).

Оценка величины коэффициента избытка воздуха в первичной камере сгорания дает значение $\alpha_1 = 0,75$, а суммарного — $\alpha_2 = 1,55$. В данной конструкции печи расход первичного воздуха, обеспечивается расходом вторичного. Слишком большой расход вторичного воздуха приводит к значительно большему α_2 и низкой эффективности сжигания, а малый расход не создает достаточную тягу, т.е. в данной конструкции необходимо согласование процессов горения в первичной и вторичной камерах. Тем не менее, устойчивое объемное горение во вторичной камере сгорания, полученное в экспериментах, показало перспективность данного способа двухстадийного сжигания биомассы.

Проведенные измерения концентрации оксида углерода в продуктах сгорания показали, что ее значения довольно низки (не выше 4 ppm), что свидетельствует о высокой полноте сгорания. Хотя в данных исследованиях не измерялась концентрация частиц в продуктах сгорания, можно отметить, что визуально пламя было прозрачным. Данный факт согласуется с результатами работы [8], в которой обнаружена жесткая корреляция между концентрациями газообразных вредных веществ (в частности, оксида углерода) и частиц.

Как было отмечено, значительная часть альтернативных топлив (торф, бурые угли Днепров-

ского бассейна, свежесрубленная древесина) обладает большой влажностью. В связи с этим, перспективным способом их сжигания является противоточный, когда горючее и окислитель подаются навстречу друг другу. Благодаря теплообмену между твердой и газовой фазами значительная часть теплоты, выделившейся в результате реакции окисления, может возвратиться в зону горения вместе с прогретыми реагентами.

Во многих случаях при сжигании низкосортных (влажных, высокозольных, растрескивающихся в процессе горения) топлив применение двухкамерного сжигания не решает всех возникающих проблем. Таковыми являются: 1) поддержание высокой температуры по крайней мере на первой стадии сгорания; 2) необходимость достаточно длительного пребывания горящих частиц в зоне высоких температур; 3) возможность их сепарации из потока. В значительной степени выполнению перечисленных задач способствует организация камеры, промежуточной между первичной и дожигательной, особенно если направление движения газов в ней противоположно направлению движения во вторичной камере.

В настоящей работе представлены результаты сравнения сжигания торфа и его смесей с древесиной в двухкамерной и трехкамерной печах. Дополнительным объектом исследования являлось влияние подогрева воздуха на входе в первичную камеру на качество процесса горения.

На рис. 3 показаны варианты исследованных конструкций топок. В обоих случаях топливо 1 периодически подавалось через входную дверцу 2 в первичную камеру 3 на колосниковую решетку 4. Воздух самотягой поступал в полость 5 между корпусом 6 и тепловой изоляцией 7. Воздух разделялся на первичный 8, который подавался в первичную камеру 3, и вторичный 9, который поступал в камеру дожигания 10. Соотношение расходов воздуха было подобрано так, что в первичной камере горение шло с недостатком окислителя. (Происходил пиролиз.) Вторичный воздух 9, подаваемый в камеру 10 через тангенциальные щели, обеспечивал перемешивание и дожигание продуктов пиролиза. После дожигания в камере 10 газы выбрасывались в газопровод 16. Несгоревшая часть топлива проваливалась через колосниковую решетку в зольник 17.

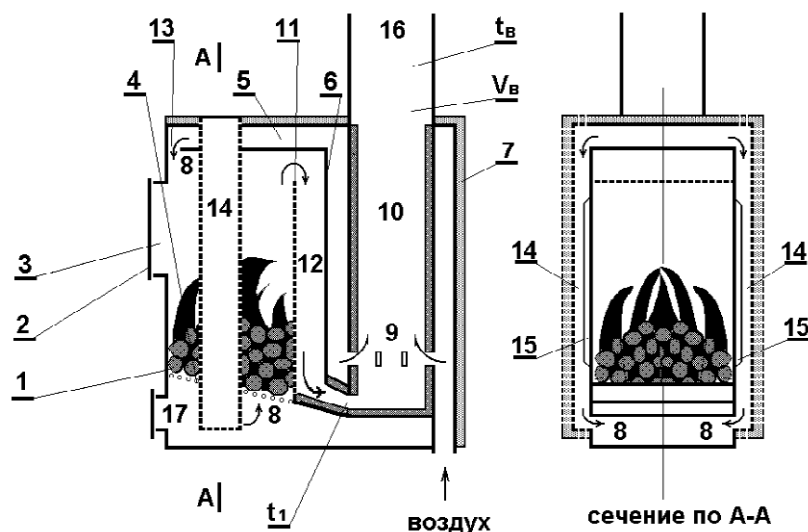


Рис. 3. Схемы исследованных двух и трехкамерных печей.

1 – топливо; 2 – входная дверца; 3 – первичная камера; 4 – колосниковая решетка; 5 – полость подачи и подогрева воздуха; 6 – корпус; 7 – тепловая изоляция; 8 – первичный воздух; 9 – вторичный воздух; 10 – камера дожигания; 11 – щиток; 12 – дополнительная камера с опускным ходом газов; 13 – щель для верхней подачи первичного воздуха; 14 – коробка для подачи первичного воздуха под колосниковую решетку; 15 – ребра для интенсификации теплообмена с воздушной стороны; 16 – газоход; 17 – зольник. (Штриховыми линиями изображены элементы, превращающие двухкамерную печь в трехкамерную).

Различия между двухкамерной и трехкамерной печами следующие. В трехкамерной печи с помощью щитка 11 образована дополнительная камера 12 с опускным ходом газов. Если в двухкамерной печи воздух в первичную камеру 3 поступал сверху через щель 13, то в трехкамерной печи он подавался под колосниковую решетку с помощью коробов 14. В коробах 14 на поверхности корпуса 6 были приварены продольные ребра 15 для интенсификации теплообмена с воздушной стороны. (Конструктивные элементы, отличающие трехкамерную печь от двухкамерной, условно изображены на рис. 3 штриховыми линиями.)

В процессе экспериментов измерялись и регистрировались следующие параметры: давление, температура и скорость воздуха на входе в печь; температура на входе в камеру дожигания t_1 ; температура t_B , скорость и состав газа в выходном газоходе; вес и состав загружаемого топлива, а также время его горения.

Для опытов использовался брикетированный торф (пос. Логин Житомирской обл.) и отходы древесины (сосна). Размеры брикетов торфа (мм) – 155×67×26, характерные размеры кусочков древесины 50×25×10. Влажность торфа составляла

14 %, древесины 8 %. Масса топлива, загружаемого в топку в каждом опыте, была одинакова и составляла 6 кг.

На рис. 4 приведены изменения во времени температуры на входе в камеру дожигания при горении брикетов торфа в печах двухкамерной и трехкамерной конструкции. В трехкамерной печи эксперименты проведены при двух положениях заслонки (неизменных в течение одного опыта), уменьшавшей площадь входного сечения для воздуха. В прямоугольниках показаны результаты анализа газов, выходящих из камеры дожигания в соответствующие моменты времени. Значения концентраций окиси углерода (СО) и окислов азота (NO_x) пересчитаны для коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$. В начале процесса при выходе летучих горючих наблюдался быстрый рост температуры, а при горении коксового остатка – ее снижение. В большинстве опытов в начальной стадии процесса коэффициент избытка воздуха находился в диапазоне 1,4 ... 2,7, во время как на стадии догорания его значения составляли от 6,4 до 9,0. Трехкамерная печь обеспечивает подогрев первичного воздуха на 113 °С больше, чем двухкамерная. (Даже при уменьшен-

ном вдвое входном сечении для воздуха эта разница составляет 51 °С). Сравнение кривых 1 и 2 на рис. 4 показывает, что организация дополнительной камеры, подвод первичного воздуха под слой топлива и дополнительный его подогрев, как и следовало ожидать, существенно (примерно в 1,5 раза) уменьшают длительность процесса. Неожиданным оказалось то, что максимальная температура процесса при двухкамерном сжигании оказалась на 160 градусов больше, чем при трехкамерном. В связи с этим максимальные концентрации окислов азота при трехкамерном сжигании меньше, чем при двухкамерном более чем в 20 раз. Уменьшение вдвое входного сечения для воздуха в трехкамерной печи улучшило параметры процесса горения и, по-видимому, не является предельным, так как α уменьшилась лишь до значения 1,4 в конце процесса горения летучих.

В основном при горении чистого торфа концентрация выбросов окиси углерода выше, чем при горении смесей с древесиной при примерно одинаковых концентрациях окислов азота. Сравнение концентраций СО при соответствующих температурах дает разницу от 36 % до 500 %. Увеличение концентрации СО наблюдается всегда при пониженных температурах подогрева воздуха, поступающего в первичную камеру. Максимальный подогрев воздуха на уровне 430 °С обеспечивает наилучший результат [14].

Таким образом, можно заключить, что организация промежуточной камеры в зоне высоких температур между первичной и камерой дожигания приводит к улучшению процесса горения твердых топлив и уменьшению вредных выбросов. Встречное движение топлива и окислителя позволяет эффективно сжигать в слое даже низкосортные топлива. Подогрев воздуха, подаваемого в первичную камеру, существенно улучшает качество процесса сжигания. Даже в теплогенераторах малой мощности небольшая (высотой до 3 м) вытяжная труба преодолевает гидравлическое сопротивление дополнительной камеры и воздухоподогревателя.

На разработанную конструкцию теплогенератора получен патент [15].

В настоящее время принято решение о строительстве крупной тепловой электростанции, использующей бурые угли Днепровского бассейна.

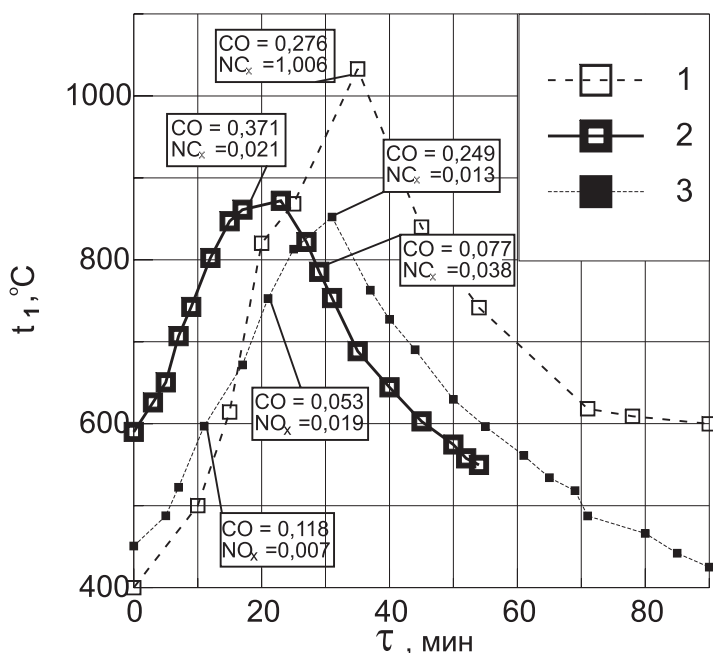


Рис. 4. Температура на входе в камеру дожигания при сжигании торфа.

1 – двухкамерная печь; 2 – трехкамерная печь; 3 – трехкамерная печь с половинной площадью входа воздуха. (В прямоугольниках – результаты газового анализа в соответствующие моменты времени).

К их недостаткам относятся высокая влажность, низкая калорийность и прочность. На установках сравнительно небольшой мощности влажные топлива рационально сжигать в слоевых топочных устройствах. По интенсивности горения слоевой процесс обладает большими резервами по сравнению с факельным. Однако интенсификация горения, которой обычно достигают с помощью увеличения скорости продуваемого через слой воздуха, приводит к выносу из слоя все более крупных частиц, которые могут не успеть сгореть в пределах топочной камеры. Поэтому наличие в слое топлива значительного количества мелких фракций не дает возможности повысить теплонпряжение зоны горения, чтобы использовать возможности слоевого процесса. Для сжигания в неподвижном слое низкая прочность бурых углей Днепровского бассейна делает их не конкурентно способными даже с торфяными брикетами. Известна зависимость качества слоевого сжигания твердых топлив от порозности слоя и температурных условий [7, 14, 16].

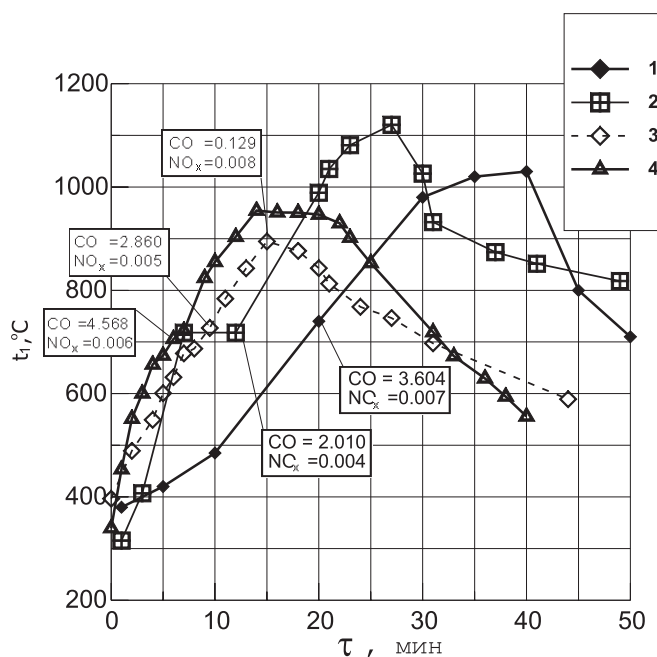


Рис. 5. Температура газов на входе в камеру дожига при сжигании бурого угля и его смесей с древесиной.

1 – бурый уголь; 2 – 50 % бурого угля и 50 % древесины; 3 – 75 % бурого угля и 25 % древесины; 4 – 100 % древесины. (В прямоугольниках – результаты газового анализа в соответствующие моменты времени).

Была предпринята попытка обеспечить приемлемую порозность слоя путем брикетирования топлива и использования искусственного каркаса из бросовых материалов, а также улучшить качество сжигания подогревом вторичного воздуха.

По методике, представленной в [16] определялся оптимальный с точки зрения максимальной мощности теплогенератора размер кусков топлива. Цилиндрические брикеты из бурого угля Ново-Дмитровского месторождения Днепровского бассейна с диаметром 39 мм и высотой 100 мм изготавливались прессованием с применением усилия 40 МН. В качестве связующего использовалась добавка 1 % древесной смолы. Порозность слоя из указанных брикетов составила 0,52. Для создания каркаса, удерживающего разрушающиеся в процессе горения куски угля, применялась стальная стружка – отходы токарной обработки. Слой брикетов чередовался со слоем стружки, толщиной около 1 см. Порозность слоя брикетов со стружкой составила 0,59.

Низшая теплотворная способность топлива и его влажность были $Q_H^p=7,96$ МДж/кг, $W^p=38$ %.

В последнее время увеличивается количество исследований, посвященных горению смесевых топлив [16, 17]. Оказывается, что процесс совместного сжигания топлив, отличающихся температурой выхода летучих горючих, позволяет не только уменьшить выбросы окиси углерода, но и окислов азота [18]. В некоторых странах совместное сжигание ископаемых топлив и биомассы поощряется законодательно [19].

В связи с тем, что процесс слоевого сжигания низкокалорийного бурого угля несовершенен, были проведены опыты по его сжиганию в смеси с отходами древесины. На рис. 5 приведены зависимости температуры на входе в камеру дожига от времени при горении чистого бурого угля, чистой древесины и их смесей. При этом скорость газов в выходном газоходе в процессе сжигания 6 кг навески топлива изменялась в сравнительно узком диапазоне 0,90 ... 1,5 м/с несмотря на то, что брикеты торфа в процессе горения разрушались. Сравнение результатов газового анализа в процессе горения летучих в диапазоне мало отличающихся температур показывает, что при примерно одинаковой концентрации NO_x содержание CO в уходящих газах имеет минимум при добавке 50 % древесины. Целесообразность добавок древесины к бурому углю при слоевом сжигании не вызывает сомнений, 50 % смесь этих компонентов показывает по крайней мере на 40 % меньшие выбросы CO, чем другие варианты смесей. Брикетирование бурого угля, а также применение дистанционирующих прослоек из бросовых материалов делает его вполне приемлемым топливом для слоевого сжигания. После снабжения теплогенератора устройством для непрерывной или периодической загрузки топлива он может быть рекомендован для внедрения.

Теплогенератор на отработанном масле

Использование свойств вихревых потоков оказалось полезным не только при слоевом сжигании низкосортных топлив, но и при разработке технологии утилизации отработанного масла. Гаражи, СТО и сервисные центры, транспортные

компания и строительные предприятия часто выбрасывают отработанное масло, либо платят большие деньги за его регенерацию или утилизацию. Теплогенераторы, работающие на отработанном масле, позволяют сжигать его на месте, без дополнительной регенерации и очистки. Таким образом, экономятся транспортные расходы при вывозе на пункт регенерации, уменьшается риск загрязнения окружающей среды.

Максимально полного и эффективного сжигания парообразного топлива в камере сгорания можно достичь двумя основными путями: обеспечением его интенсивного перемешивания с воздухом и увеличением времени пребывания газообразных продуктов в камере сгорания. Для этой цели наиболее перспективной является схема сжигания, основанная на испарительном принципе сгорания на торцевой поверхности в закрученном воздушном потоке, подаваемом вентилятором тангенциально в цилиндрическую камеру.

Общий вид экспериментальной установки показан на рис. 6. Основным элементом экспериментальной установки является стальная цилиндрическая камера сгорания, в которой в нижней торцевой поверхности установлена тарелка, наполненная отработанным маслом, подаваемым шестеренчатым насосом. Воздух в камеру сгорания подается осевым вентилятором тангенциально по улитке со щелевыми каналами для того, чтобы создать закрученный газовый поток над поверхностью испаряющегося масла. Продукты сгорания выбрасываются в атмосферу через дымоход.

Для защиты от уноса пламени в дымоход был установлен металлический экран-отбойник так, чтобы продукты сгорания вначале поднимались закрученным потоком вверх, а затем опускались по щелевому каналу между экраном-отбойником и поверхностью камеры сгорания и далее опять поднимались по обдуваемому холодным воздухом дымоходу вверх. Таким образом были увеличены траектория перемещения продуктов сгорания и соответственно время пребывания горячих газов, а также поверхность теплообмена между ними и окружающей средой. Кроме этого, снаружи камеры сгорания были приварены вертикальные трубы диаметром 70 мм для увеличения поверхности теплообмена и теплосъема. Четыре

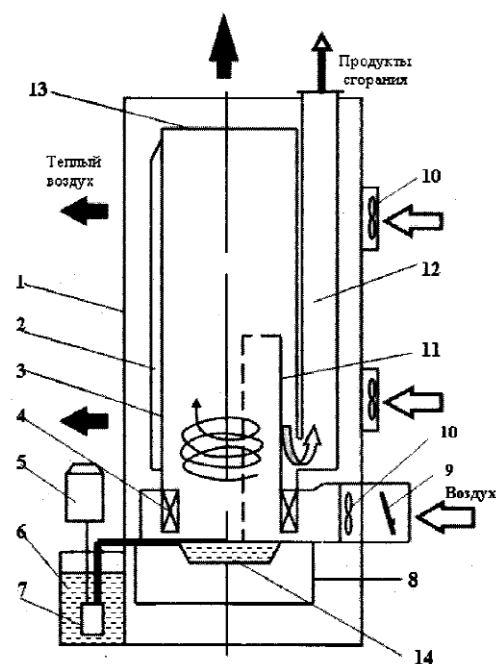


Рис. 6. Теплогенератор, работающий на отработанном масле.

1 – корпус; 2 – труба; 3 – камера сгорания; 4 – завихритель; 5 – электродвигатель; 6 – бак с маслом; 7 – насос; 8 – крышка; 9 – заслонка; 10 – вентилятор; 11 – экран; 12 – газоход; 13 – люк; 14 – тарелка.

осевых вентилятора обдували камеру сгорания холодным воздухом.

В воздушных отопителях можно использовать отработанное масло из бензиновых и дизельных двигателей, коробок передач, гидравлических систем, отработанное трансмиссионное масло, дизельное топливо, а также смеси отработанного масла и дизельного топлива.

Геометрические параметры теплогенератора: объем топливного бака – 35 л; сечение вытяжной трубы – 200 см²; длина – 65 см, ширина – 60 см, высота – 160 см. Вес теплогенератора – 120 кг, потребляемая вентилятором электрическая мощность – 800 Вт.

Основные режимные параметры теплогенератора следующие: минимальная и максимальная тепловая мощность – соответственно 9,2 и 13,3 кВт; минимальный и максимальный расход топлива – 1,23 и 1,8 л/час; расход нагретого воздуха – 200 м³/час; минимальный расход воздуха для горения – 15 м³/час, максимальный – 60 м³/час.

Особенности конструкции и методика испытаний теплогенератора представлена в [20]. Теплогенератор защищен патентом Украины [21].

Проведенные экспериментальные исследования основных режимных параметров теплогенератора, расходов масла и воздуха, распределения температуры внутри и на поверхности камеры сгорания свидетельствуют о работоспособности разработанной конструкции и перспективности ее практического использования.

Выводы

Предложенная схема двухстадийного сжигания биомассы с вихревой эжекцией генераторного газа показала устойчивое объемное горение, высокий уровень полноты сгорания, низкое содержание оксида углерода в продуктах сгорания. Основными путями совершенствования предложенной схемы сжигания являются обеспечение непрерывной подачи биомассы и оптимизация характеристик вихревого эжектора с целью согласования режима выгорания топлива. Это позволяет надеяться на использование данной технологии при создании эффективного теплогенерирующего оборудования.

Подтверждена перспективность использования смесевых топлив – торфа и бурого угля с древесной.

Разработана конструкция теплогенератора, осуществляющего трехстадийное сжигание влажных низкосортных топлив с использованием подогрева воздуха. При этом достигнуто уменьшение выбросов окиси углерода и оксидов азота.

Создан и испытан теплогенератор, работающий на отработанном масле.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Паливно-енергетичні ресурси України*. Стат. зб. // Держкомстат України – К. 1998. – 384 с.
2. *Стан і майбутнє енергетики України*. Погляд громадськості (збірка №2). – К.: Енергетика та електрифікація, 2005. – 328 с.
3. *Жовмір М. М., Недовесов В. І., Смірнов О. П. та ін.* Ресурси біомаси для енергетичного ви-

користання в Україні // Енергетика та електрифікація. – 2002. – № 6. – С. 38-45.

4. *Tillman D. A.* Cofiring benefits for coal and biomass // Biomass and bioenergy.-2000. – V. 19. – P. 363 – 364.

5. *Hol, Why Kong.* Gasification of Rubberwood for Electrical Power Generation in a Dovndraft Gasifier// Conference 3rd Asian Science and Technology. – 1992. – Pp. 100-104.

6. *Zainal Z. A.* Performance and Characteristics of a BiomassGasifier System// PhD Dissertation. – The University of Wales. – 1996.

7. *Борисов И. И., Халатов А. А., Гелетуха Г. Г., Кобзарь С. Г., Шевцов С. В.* Характеристики газогенератора обращенного типа тепловой мощностью 50 кВт, работающего на древесных отходах// Пром. теплотехника. – 1998. – Т. 20, № 1. – С. 50 – 53.

8. *Gaegauf C.K., Wieser U.* Biomass burner with low emission of particulates // Biomass for energy and industry. Proc. Of the 10th European Conf. C.A.R.M.E.N. Publisher, 1998, pp.1509 – 1512.

9. *Zuberbuhler U., Baumbach G.* Low NOX furnace engineering for residual and used wood combustion for the improvement of particle burn-out and efficiency in industrial // Biomass for energy and industry. Proc. Of the 10th European Conf. C.A.R.M.E.N. Publisher, 1998, pp.1389 – 1392.

10. *Cowburn D.A., Holtman R.D., Berge N., Berg M.* The reduction of emission from the combustion of biomass for domestic heating applications // Biomass for energy and industry. Proc. Of the 10th European Conf. C.A.R.M.E.N. Publisher, 1998, pp.1377 – 1379.

11. *Launhardt T., Hartmann H.* Organic pollutants from domestic heating systems using wood and herbaceous crops // Proc. Of 1st World Conference on biomass for energy and industry, June 2000, Sevilla, Spain, Vol. II, James&James Ltd. (ed), London, UK, pp. 915 – 918.

12. *Nussbaumer T.* NO_x reduction in biomass combustion: primary and secondary neasures// Biomass for energy and industry. Proc. Of the 10th European Conf. C.A.R.M.E.N. Publisher, 1998, pp.1318 – 1321.

13. *Борисов І.І., Варганов І.С., Долінський А.А., Халатов А.А., Хлебніков О.Є., Кобзар С.Г.* Піч для спалювання деревних відходів// Патент України № 37875А, Бюл. № 4 15.05.2001.

14. Коваленко Г. В., Хлебников О. Е., Халатов А. А. Исследования сжигания торфа и его смесей с древесиной в 2-х и 3-х камерных топках// Пром. теплотехника. – 2005. – Т. 27, № 3. – С. 50 – 55.
15. Коваленко Г. В., Хлебников О. Е., Халатов А. А., Варганов І. С. Піч для спалювання деревинних відходів. Патент України 74689, Бюл. № 1 16.01.2006.
16. Хлебников О. Е., Коваленко Г. В., Халатов А. А. Исследования 2-х стадийного сжигания торфа, бурого угля и их смесей с древесиной// Пром. теплотехника. – 2005. – Т.27, № 2. – С. 67 – 72.
17. Коваленко Г. В., Хлебников О. Е., Халатов А. А. Слоевое сжигание брикетированного бурого угля и его смесей с древесиной// Пром. теплотехника. – 2005. – Т.27, № 6. – С. 56 – 59.
18. Ryohei Miura and others. Research & development for coal and woody biomass co-firing technology in Japan// 2nd World Conference on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection, 10-14 May 2004, Rome, Italy. Pp. 1223 – 1226.
19. Hotchkiss R., Matts D., Riley G. Co-combustion of Biomass with Coal – The Advantages and Disadvantages Compared to Purpose-built Biomass to Energy Plants //VGB Power Tech 12/2003. Pp. 80 – 85.
20. Хлебников О. Е., Халатов А. А., Хриенко А. Н. Теплогенератор, работающий на отработанном масле// Пром. теплотехника. – 2003. – Т.25, №5. – С. 54 – 56.
21. Хлебников О.Е., Борисов І.І., Варганов І.С., Халатов А.А. Пристрій для спалювання відпрацьованого масла. Патент України № 38269А, Бюл. № 4 15.05.2001.

Получено 14.04.2006 г.