

УДК 621.181.182

**СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЖАРОТРУБНЫХ КОТЛОВ**

С.А. Хаустов, А.С. Заворин

Томский политехнический университет

E-mail: : khaustovSA@tpu.ru

Хаустов Сергей Александрович, ассистент кафедры парогенераторостроения и парогенераторных установок Энергетического института ТПУ.

E-mail: khaustovsa@tpu.ru

Область научных интересов: численное моделирование процессов горения и теплообмена в топках котлов.

Заворин Александр Сергеевич, д-р техн. наук, зав. кафедрой парогенераторостроения и парогенераторных установок Энергетического института ТПУ

E-mail: zavorin@tpu.ru

Область научных интересов: энергетические технологии топливосжигания, теплофизические процессы в трактах котельных установок, диагностика и надежность энергетического оборудования.

Котельная техника малой мощности представлена на российском рынке двумя основными типами котлов: водотрубными и жаротрубными. Ряд преимуществ, характерный для жаротрубных котлов относительно небольшой мощности, совместно с другими причинами экономического и организационного характера привели к расширенному применению котлоагрегатов такого типа. В XX веке использование жаротрубных котлов было ограничено в связи с рядом аварий, причиной которых стали ошибки при проектировании и конструировании. Такие ошибки косвенно указывают на фактические недоработки расчетных методик конструирования жаротрубных котлов, а также на сложность реальных теплофизических процессов, происходящих в газозводном и водяном трактах. Вследствие недостаточной научной проработки вопроса конструирования котлов такого типа отсутствует единая нормативно-расчетная база для их инженерного расчета. В статье приведены факторы, влияющие на надежность жаротрубных котлов. Рассмотрены подходы к проектированию жаротрубных котлов с учетом этих факторов. Проанализированы возможные пути уточнения или адаптации существующей методики расчета экранированных топков котельных агрегатов применительно к жаровым трубам котлов малой мощности. С применением основного уравнения теории Я.Б. Зельдовича и Д.А. Франк-Каменецкого показана необходимость определения или обоснованного задания температуры факела.

Ключевые слова:

Теплоэнергетика, малая энергетика, отопительные системы, жаротрубный котел, проектирование, надежность.

Введение

Значительные объемы нового строительства, привлечение к этому малых предприятий и частных инвесторов обусловили на многих строящихся объектах в России применение автономных отопительных котельных, оборудованных преимущественно водогрейными котельными агрегатами малой мощности (до 30 МВт). Отличительной особенностью таких котельных являются сокращение сроков их ввода в эксплуатацию, низкая себестоимость и экономически выгодное содержание. Оборудование в них работает в автоматическом режиме, отчего, как правило, не требует постоянного контроля оператора.

Эти преимущества совместно с другими причинами экономического и организационного характера привели к расширенному применению паровых и водогрейных котлов относительно небольшой мощности.

Котельная техника малой мощности представлена на российском рынке двумя основными типами котлов: водотрубными и жаротрубными. Водотрубные котлы определенное время были основным типом котлов, производимых в России и странах СНГ. Они относительно малоинерционны и поэтому быстро запускаются в работу, обладают высокой взрыво-

безопасностью, легко регулируются в соответствии с изменениями нагрузки и допускают значительную перегрузку.

Для надежной работы всей трубной системы водотрубного котла необходимо строгое соблюдение гидравлического режима движения теплоносителя. Скорость движения теплоносителя должна быть по известным зависимостям не менее 1,25–1,35 м/с [1], причем не только при номинальной нагрузке, но и во всех промежуточных режимах работы с частичной или даже минимальной мощностью, что обуславливает достаточно высокое гидравлическое сопротивление водотрубного котла. Тем не менее организованная гидродинамика в трубных водяных контурах дает существенные преимущества водотрубным котлам: позволяет обеспечить необходимый температурный режим теплоносителя и уменьшить негативные процессы загрязнения теплопередающих поверхностей.

Конструктивно водотрубные котлы значительно сложнее жаротрубных аналогов. Они состоят из многих агрегатов и узлов, в соединениях которых должны быть исключены какие-либо неплотности, особенно при высоких значениях давления и температуры. Кроме того, к агрегатам таких котлов, обычно работающих под давлением, затруднен доступ при ремонте.

В большинстве случаев водотрубные котлоагрегаты поставляются в виде нескольких укрупненных блоков, что требует дополнительных затрат при доставке котла, его сборке и монтаже на строительной площадке. Этому недостатка лишены жаротрубные водогрейные котлы, полностью изготавливаемые в заводских условиях и поставляемые в виде компактной моноблочной конструкции, что, в свою очередь, существенно упрощает монтаж оборудования в котельной.

Таким образом, в диапазоне производительности до 30 МВт жаротрубные котлы имеют целый ряд неоспоримых преимуществ перед водотрубными. Подавляющее большинство мировых производителей котлов малой мощности уже десятки лет ориентируются на выпуск именно жаротрубных котлов. В последние годы котлы такого типа получили широкое распространение в России и странах постсоветского пространства для установки в строящихся и реконструируемых котельных или взамен водотрубных котлов. Кроме того, намечаются потребности в малых ТЭЦ, укомплектованных соответствующими котлами.

Конструктивная схема жаротрубных котлов

Конструкция топки жаротрубного котла существенно отличается от топок серийно выпускаемых в Российской Федерации промышленных водогрейных и паровых котлов.

Конструктивная схема жаротрубного котла (рис. 1) предполагает размещение в водяном объеме *б* цилиндрической жаровой трубы *1* и конвективного пучка дымогарных труб *4*. Топливовоздушная смесь в топку поступает за счет дутья, создаваемого вентилятором, встроенным в горелочное устройство *2*.

Компоновку котлов такого типа принято классифицировать как двух- и трехходовую. Первым ходом считается развитие факела и движение продуктов сгорания по топочному объему, которое, в свою очередь, бывает без разворота факела – проточным (рис. 1, *а*) – и с разворотом факела на 180° в тыльной части жаровой трубы для тупиковых топок (рис. 1, *б*). Далее двухходовые схемы предполагают один ход продуктов сгорания по конвективным жаровым трубам (рис. 1, *б*), а трехходовые (рис. 1, *а*) – два хода с разворотом продуктов сгорания между пучками дымогарных труб на 180°. Конструкция трехходового котла по сравнению с двухходовым имеет большую конвективную поверхность нагрева (дымогарных труб) и за счет этого позволяет увеличить глубину охлаждения дымовых газов.

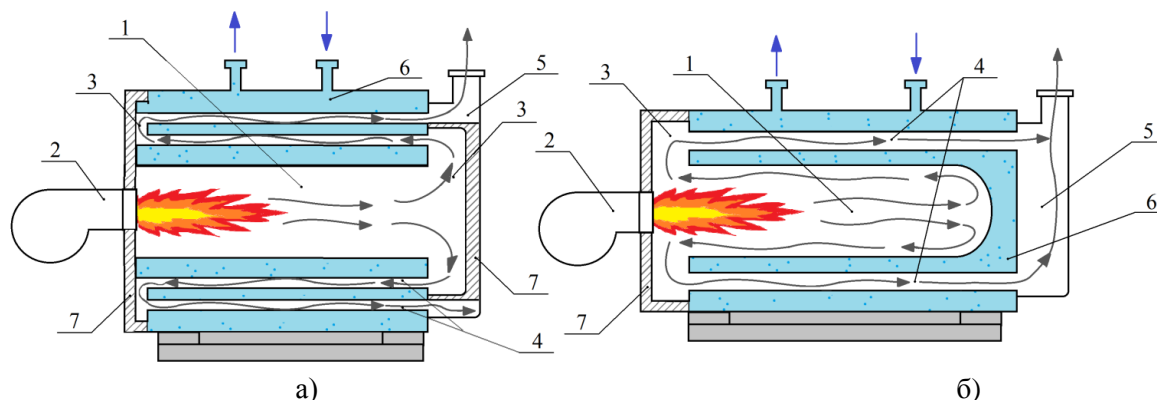


Рис. 1. Конструктивная схема котла с проточной (а) и тупиковой (б) жаровой трубой: 1 – жаровая труба; 2 – горелка; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб; 5 – сборный дымовой короб; 6 – водяной объем; 7 – изоляция

Использование тупиковых жаровых труб с так называемым реверсивным факелом имеет ряд преимуществ по отношению к проточной конструкции. Во-первых, при развороте факела обеспечивается интенсификация конвективного теплообмена в топке и достигается равномерное распределение тепловых потоков через поверхность стен жаровой трубы [2–4]. Во-вторых, за счет активной рециркуляции части продуктов сгорания к корню факела горелки снижается эмиссия оксидов азота. И, в-третьих, фиксация тупиковой жаровой трубы на трубной доске лишь с одного конца обеспечивает независимую самокомпенсацию тепловых расширений топки.

Однако котлы с тупиковыми жаровыми трубами в силу некоторых особенностей теплофизических процессов в реверсивном факеле требуют более тщательной проработки на этапе проектирования. Недостаточная мощность дутьевого вентилятора, чрезмерно высокое разрежение за топкой и ряд других неверных конструкторских решений при проектировании и наладке котлов с реверсивными топками могут привести к преждевременному развороту факела вблизи горелки [2, 3]. При этом происходит затягивание факела в конвективную часть, вследствие чего трубная доска конвективного пучка оказывается в чрезвычайно форсированном тепловом режиме, зачастую приводящем к ее перегреву и последующему короблению с разрывами сварных швов.

Факторы, влияющие на надежность жаротрубных котлов

Важнейшие недостатки жаротрубных конструкций обусловлены малой скоростью движения теплоносителя во внутреннем водяном объеме котла, имеющем большое расчетное сечение для движения котловой воды. Это приводит к неорганизованной внутренней циркуляции со скоростями, соответствующими естественной конвекции, порядка 0,01–0,02 м/с, а в некоторых зонах водяного объема и того ниже.

Такая гидродинамика жаротрубных котлов объясняет необходимость глубокого умягчения воды во избежание загрязнения поверхностей нагрева накипью и шламовыми отложениями. Большой массовый расход теплоносителя при низкой скорости его движения приводит к интенсивному выпадению взвешенных частиц шлама как в нижней части водяного объема, так и на верхней образующей жаровых труб. Отложения прежде всего влияют на эффективность теплопередачи от дымовых газов к теплоносителю и, следовательно, приводят к росту температуры на выходе из котла, чем снижают мощность и КПД котла.

Кроме того, температура металла стенки трубы, покрытой шламовыми отложениями, повышается, что ведет к перегреву стенки трубы. Термические расширения вследствие неравномерного распределения температуры металла приводят к увеличению напряжений на мостиках трубной доски между соседними отверстиями, что, в свою очередь, является причиной деформаций и трещин.

Предельные значения тепловых напряжений поверхностей нагрева по условиям недопущения пристеночного вскипания воды в жаротрубных котлах гораздо ниже, чем у водотруб-

ных котлов, и являются основным фактором, определяющим надежную и безаварийную работу всей котельной установки.

Рабочее давление воды в котле следует держать не ниже 0,4 МПа с целью недопущения кипения. При работе котла на расчетные параметры горячей воды с температурой 95 °С в некоторых областях водяного объема наблюдаются значения температуры 130–145 °С. Вскипание воды при этом не только не смывает шлам на верхней образующей жаровых труб, но и интенсифицирует формирование локальных отложений, т. е. фактически уплотняет и увеличивает толщину слоя накипи.

Таким образом, для надежной работы жаротрубного котла необходимо обязательно поддерживать гидравлический режим с расчетным расходом теплоносителя, чтобы во всех режимах работы обеспечить требуемую рециркуляцию теплоносителя для исключения накипеобразования и низкотемпературной коррозии в хвостовых поверхностях нагрева котла.

Подход к проектированию жаротрубных котлов

В прошлом столетии использование жаротрубных котлов было ограничено в связи с рядом аварий, причиной которых стали ошибки при проектировании и конструировании. Такие ошибки косвенно указывают на фактические недоработки расчетных методик конструирования жаротрубных котлов, а также на сложность реальных теплофизических процессов, происходящих в газоздушном и водяном трактах. Рассматриваемые вопросы напрямую касаются проектирования жаротрубных котлов, при котором помимо вышеозначенной организации гидравлического режима необходимо обеспечить минимальное аэродинамическое сопротивление газового тракта, оптимальные характеристики горения и экологичность работы котла. При этом, оценивая качество жаротрубного котла, нужно учитывать не только материалы и технологии изготовления, но и конструктивные решения.

Зарубежный опыт показал, что широкое внедрение средств автоматизации и приборов безопасности позволяет обеспечить достаточно высокую надежность жаротрубных котлов. Как правило, в автоматизированных жаротрубных котлах управление мощностью горелки осуществляется по температуре теплоносителя на выходе из котла, и с целью уменьшения эксплуатационных затрат при регулировании происходят частые включения-выключения котла. В свою очередь, при переменных режимах эксплуатации наличие жесткого корпуса и бескомпенсационных по термическому удлинению трубных досок с жесткой сваркой прямых дымогарных труб приводит к повышенным напряжениям из-за некомпенсированной термической деформации. Таким образом, должны быть выработаны рекомендации с учетом нестационарности режима работы таких котлов.

Определение габаритов факела

Важнейшей особенностью жаротрубных котлов малой мощности являются тепловые режимы топок, обусловленные масштабным переходом к малым геометрическим размерам камеры сгорания. Это изменяет соотношение площади поверхности топки к ее объему, следствием чего является тот факт, что в жаротрубных котлах теплонапряжение топочного объема в несколько раз превышает допустимое для мощных котельных агрегатов значение – 220 кВт/м³ [5]. Например, для отечественного котла с тупиковой топкой ТТ-500, согласно паспорту, объемная тепловая нагрузка составляет 460 кВт/м³ [6], а для котлов с проточной жаровой трубой серии ТТС – 1440 кВт/м³ [7]. При таком высоком объемном тепловом напряжении определяющей характеристикой топочного устройства жаротрубных котлов является дальнобойность единственной горелки: должен быть исключен даже локальный наброс факела на стены топки во всех режимах работы котла. Если факел касается поверхности жаровой трубы, то из-за прерывания цепной реакции на стенках не достигается максимальная температура, что приводит к недожогам горючих газов и интенсивному оседанию сажи на стенках топки и дымогарных труб. Таким образом, актуальной задачей конструирования жаровых труб становится согласование топочного объема с габаритами факела горелки.

Определение габаритов факела возможно с привлечением кинетики реакций и других основных факторов, дающих возможность выявить время, необходимое для завершения процесса горения до намеченной полноты сгорания.

В соответствии с принципом Михельсона масса смеси, сгоревшей во фронте пламени, равна количеству смеси, поступающей к фронту пламени. Т. е. для обеспечения стабильного горения топливовоздушная смесь к зоне воспламенения должна поступать со скоростью, равной скорости распространения пламени [8]. За длину факела с достаточной точностью можно принять координаты точки на оси горелки, в которой соблюдается это условие:

$$\omega_{см} = -U,$$

где $\omega_{см}$ – осевая составляющая скорости движения топливовоздушной смеси, поступающей к фронту горения (м/с); U – направленная в противоположном направлении скорость распространения пламени (м/с), которая определяется скоростью химической реакции горения. На практике в качестве основной характеристики горения газа принято считать пропорциональную U величину – скорость нормального распространения пламени U_n , м/с, которая, согласно основному уравнению теории Я.Б. Зельдовича и Д.А. Франк-Каменецкого, рассчитывается по формуле [9]

$$U_n = \frac{1}{\rho_0 \cdot c_p (T_\phi - T_0)} \cdot \sqrt{2 \cdot \lambda \cdot Q_r \cdot \int_{T_0}^{T_\phi} w_r dT}, \quad (1)$$

где T_ϕ , T_0 – соответственно температура факела и поступающей к нему топливовоздушной смеси, К; ρ_0 – плотность свежей топливовоздушной смеси, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности топочной среды при температуре T_ϕ , Вт/(м·К); c_p – средняя теплоемкость в зоне активного горения, Дж/К; Q_r , w_r – соответственно тепловой эффект и скорость реакции горения.

Скорость реакции второго порядка согласно названной теории выражается как [9]

$$w_r = k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot e^{-\frac{E_A}{RT_\phi}},$$

а её интеграл по температуре [9]:

$$\int_{T_0}^{T_\phi} w_r dT = k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot e^{-\frac{E_A}{RT_\phi}} \cdot \frac{RT_\phi^2}{E_A},$$

где c_a , c_b – соответственно молярная концентрация горючего и окислителя в зоне реакции, моль/м³; k_0 – константа скорости химической реакции, м³/(с·моль); E_A – энергия активации (для реакции окисления метана $E_A = 167,4$ кДж/моль); R – универсальная газовая постоянная (8,31 Дж/моль·К). Подстановкой полученного выражения в формулу (1) получаем:

$$U_n = \frac{T_\phi \cdot e^{-\frac{E_A}{2RT_\phi}}}{\rho_0 \cdot c_p (T_\phi - T_0)} \cdot \sqrt{2 \cdot \lambda \cdot Q_r \cdot k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot \frac{R}{E_A}}. \quad (2)$$

В применении к конкретной химической реакции горения выражение под корнем – квазипостоянная величина, а вся формула (2) выражает зависимость скорости нормального распространения пламени U_n от температуры в ядре горения T_ϕ .

Следует также отметить, что скорость нормального распространения пламени, рассчитанная по уравнению (2), является характеристикой ламинарного горения, а в жаровых трубах рассматриваемых типов котлов движение топочной среды будет иметь турбулентный характер. Скорость распространения пламени в такой среде зависит не только от физико-химических параметров смеси, но и от параметров турбулентности потока. Однако при высоких числах Рейнольдса в исследуемых жаровых трубах наблюдается так называемое автомодельное движение газов, т. е. независимость характера движения топочной среды от числа Рейнольдса. В этих условиях с изменением избытка воздуха и нагрузки интенсивность турбулентности остается постоянной и, следовательно, уравнение (2) может с приемлемой точностью использоваться для оценки влияния кинетических характеристик и режимных параметров на габариты факела.

Инженерный тепловой расчет жаротрубных котлов

Практика инженерного расчета жаротрубных котлов имеет такую особенность, как отсутствие четкой нормативно-расчетной базы. Отмеченные ранее особенности конструкции жаротрубного котла вызывают затруднения при расчете теплообмена как в конвективных поверхностях нагрева, так и в топке. В основе большинства известных подходов [10] лежит метод конечных элементов, который подразумевает установку специального программного обеспечения и требует значительного количества времени для задания граничных условий и проведения расчетов. Это делает невозможным применение таких методик для решения оптимизационных задач, требующих перебора и обсчета большого количества вариантов конструктивных схем.

Одна из конструкторских задач, не имеющих четкой методологии решения, – задача правильного определения объема топочной камеры. Для создания компактных, экономичных и высокопроизводительных жаротрубных котлов возможным путем является уточнение или адаптация существующей методики расчета экранированных топок котельных агрегатов [5] применительно к жаровым трубам. При расчете жаротрубных котлов малой мощности по нормативному методу [5] возникает недопустимо большая погрешность, так как он разрабатывался для расчетов крупных (энергетических) котельных агрегатов и требует задания ряда эмпирических поправок, известных только для отработанных типов котлов. Так, например, коэффициент ζ , который в нормативной методике учитывает снижение тепловосприятости поверхности нагрева при её загрязнении или закрытии изоляцией, следуя [5], в котлах на газообразном топливе рекомендуется принимать равным 0,65. Авторы одной из методик [11] в связи с отсутствием с газовой стороны каких-либо загрязнений значение этого коэффициента задают в интервале 0,8...1,0. Однако, как уже было отмечено, помимо отложений в газоздушном тракте на стенках дымогарных труб со стороны теплоносителя оседает большое количество шламовых частиц, которые значительно влияют на эффективность теплопередачи. Очевидно, что термическое сопротивление этих отложений должно учитываться коэффициентом ζ в первую очередь.

Кроме того, при определении местоположения максимума температур в топке жаротрубного котла следует учитывать, что топка имеет цилиндрическую форму, а горелка расположена на горизонтальной оси жаровой трубы. Приведенные в [2] результаты численного эксперимента демонстрируют, что по мере увеличения параметра крутки топливоздушного потока в горелочном устройстве ядро горения смещается к фронту котла, что в реверсивной топочной камере влечет за собой увеличение температуры покидающих топку продуктов сгорания, а в проточной, наоборот, ведет к её снижению. Таким образом, относительное положение максимума температур в реверсивном факеле должно определяться как отношение расстояния от днища топки до ядра горения к общей длине топочной камеры. А при проточной конструкции – наоборот, как отношение расстояния от устья горелки до ядра горения к общей длине топочной камеры.



Рис. 2. Схема распределения температуры в факеле [12]

Согласно экспериментальным данным, максимальной температурой будут обладать покидающие факел продукты сгорания [12]. В проточной жаровой трубе, где топочная среда дви-

жется по линейным траекториям от горелки к выходному окну, температурный максимум локализуется в определенной области на границе факела (рис. 2). Аэродинамика реверсивного факела, в отличие от этого, имеет более сложную структуру и включает в себя взаимодействие прямого хода топливоздушнoй струи и обратного хода продуктов сгорания. При этом зона активного горения равномерно заполняет большую часть топочного пространства, а объемное распределение температуры выравнивается, в связи с чем в тупиковых жаровых трубах затруднительно определение положения температурного максимума.

Выводы

Показано, что вследствие недостаточной научной проработки вопроса конструирования жаротрубных котлов отсутствует четкая нормативно-расчетная база. Существующая методика расчета экранированных топок котельных агрегатов содержит большое количество эмпирических коэффициентов и поправок, требующих уточнения применительно к жаровым трубам. Кроме того, при обосновании выбора конструкции жаротрубного котла следует учитывать нестационарный режим его работы.

Приведены основные факторы, влияющие на надежность работы жаротрубного котла. В их числе соблюдение определенного гидравлического режима: расчетный расход теплоносителя и предельные значения тепловых напряжений поверхностей нагрева не должны допускать пристеночного вскипания воды во избежание перегрева металла и накипеобразования.

В связи с высоким объемным тепловым напряжением в жаровых трубах определяющей характеристикой топочного устройства малой мощности является дальнoбойность единственной горелки. Расчетные габариты факела должны исключать даже локальный его наброс на стены топки во всех режимах работы котла. С применением основного уравнения теории Я.Б. Зельдовича и Д.А. Франк-Каменецкого показана необходимость определения или обоснованного задания температуры факела.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Локшин В.А., Петерсон Д.Ф., Шварц А.Л. – Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
2. Хаустов С.А., Заворин А.С., Фисенко Р.Н. Численное исследование процессов в жаротрубной топке с реверсивным факелом // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 322. – № 4. – С. 43–47.
3. Хаустов С.А., Заворин А.С. Численное исследование аэродинамики жаротрубной топки с реверсивным факелом // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – № 4. – С. 5–8.
4. Хаустов С.А., Заворин А.С. Численное исследование аэродинамики топочной среды в жаротрубном котле типа «Турботерм» // Промышленная энергетика. – 2014. – № 1. – С. 11–14.
5. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
6. Турботерм (110–3150 кВт). Технические характеристики котлов серии ТТ. – URL: <http://remeks.ru/products/boilers/turboterm/#TTGth>
7. Турботерм-Стандарт (250–1000 кВт). Технические характеристики котлов серии ТТС. – URL: <http://remeks.ru/products/boilers/turboterm-standard/#TTGth>
8. Ильяшенко С.М., Талантов А.В. Теория и расчет прямоточных камер сгорания. – М: Машиностроение, 1964. – 305 с.
9. Бартльме Ф. Газодинамика горения: пер с нем. – М.: Энергоиздат, 1981. – 280 с.
10. Инженерный метод расчета температурного режима жаротрубных котлов с тупиковой топкой / М.Л. Герман, В.А. Бородуля, Е.Ф. Ноготов, Г.И. Пальченко // Теплообмен ММФ-2000: IV Минский междунар. форум, Минск, 22–26 мая 2000 г. – В 11 т. – Минск, 2000. – Т. 2. – С. 21–30.

11. Верес А.А., Сапунов О.Г. О расчете теплообмена в топках жаротрубных паровых и водогрейных котлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2011. – № 5. – С. 58–60.
12. Вулис Л.А., Ярин Л.П. Аэродинамика факела – Л.: Изд-во «Энергия», 1978. – 216 с.

Поступила 22.04.2014 г.