

Дальнобойность факела в жаровых трубах котлов*

Хаустов С. А., инж., Заворин А. С., доктор техн. наук

ФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский Томский политехнический университет»

Численное моделирование турбулентного факела метановоздушного пламени в топках жаротрубных котлов проводилось с использованием апробированного пакета прикладных программ ANSYS FLUENT 12.1.4. Достоверность математической модели подтверждена натурными испытаниями. Вычислительным экспериментом показано влияние нагрузки котла на структуру и дальность факела. Представлено аналитическое объяснение полученным в численном эксперименте зависимостям.

Ключевые слова: численное моделирование, жаротрубный котел, тупиковая жаровая труба, дальность факела.

В настоящее время промышленность РФ переживает бум строительства автономных источников теплоснабжения малой мощности на базе жаротрубных котлов. Однако российские жаротрубные котлы не имеют наработанных конструкций, обладают невысоким ресурсом и часто сопровождаются не подтверждающимися на практике паспортными данными. Это обусловлено недостаточной научной проработкой вопроса конструирования жаротрубных котлов и, как следствие, отсутствием четкой нормативно-расчетной базы. Одна из конструкторских задач, не имеющих четкой методологии решения, — правильное определение объема топочной камеры — является важным условием создания компактных, экономичных и высокопроизводительных жаротрубных котлов. В пределах объема топки должно обеспечиваться наиболее полное сгорание топлива, а аэродинамика газовых потоков должна исключать явления перегрева металла.

При конструировании крупных котельных агрегатов объем топочного пространства принимают по опытным значению его теплового напряжения. Максимально допустимое тепловое напряжение по условиям горения для газового котла составляет $200 - 220 \text{ кВт/м}^3$ [1]. Однако этот показатель значительно превышает в топках существующих жаротрубных котлов. Например, для отечественного котла с тупиковой топкой ТТ-500 согласно паспорту объемная тепловая нагрузка составляет 460 кВт/м^3 [2], а для котлов с проточной жаровой трубой серии ТТС — 1440 кВт/м^3 [3]. При таком большом объемном тепловом напряжении определяющей характеристикой топочного устройства жаротрубных котлов является дальность горелки. Если фа-

кел касается поверхности жаровой трубы, то из-за прерывания цепной реакции на стенках не достигается максимальная температура, что приводит к недожогу горючих газов и интенсивному оседанию сажи на стенках топки и дымогарных труб. В связи с этим актуальной задачей конструирования жаровых труб становится согласование топочного объема с габаритами факела горелки.

С целью оценки влияния режимных параметров котла на дальность факела в проточной и тупиковой жаровых трубах проведена серия сравнительных численных экспериментов с использованием апробированного пакета прикладных программ ANSYS FLUENT 12.1.4. Для вариантов с различной задействованной мощностью горелочного устройства определяли структуру факела, расчетные поля средних скоростей, температур и концентраций компонентов.

Аэродинамические расчеты выполняли методом конечных элементов на основе законов неразрывности струй и сохранения энергии. Расчет лучистого теплообмена проведен методом сферических гармоник в первом приближении (P1-модель). Для моделирования турбулентности использована модификация RNG k - ε -модели. Полагали, что окисление горючего протекает необратимо и в две стадии: $2\text{CH}_4 + 3\text{O}_2 = 2\text{CO} + 4\text{H}_2\text{O}$ и $2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2$. Для численного исследования протекания химической реакции в турбулентном реагирующем потоке совместно использовали модель Сполдинга (Eddy-Break-Up), согласно которой скорость химической реакции пропорциональна интенсивности турбулентного перемешивания, и кинетическую модель, где скорость реакции определяется уравнением Аррениуса. Достоверность выбранной математической модели подтверждена натурными испытаниями [4].

* Работа выполнена в рамках госзадания на НИР (тема 2.1322.2014).

Для численного исследования к рассмотрению принимали полные геометрические модели жаровых труб, построенных средствами ANSYS Workbench на основе чертежей котлов. Прототипом модели проточной жаровой трубы послужила топка отечественного котла ТТС-800 диаметром 630 мм и длиной 2160 мм. Рассмотренная модель тупиковой жаровой трубы воспроизводит конструкцию топки отечественного котла ТТ-500, длина цилиндрической части которой — 1550 мм, диаметр — 884 мм.

В качестве исходных данных для расчета принимали: топливо — метан (100 %); окислитель — кислород воздуха; теоретически необходимый объем воздуха для полного сгорания — $9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3$; коэффициент избытка воздуха — 1,03; температура топливовоздушной смеси — $20 \text{ }^\circ\text{C}$; средняя температура теплоносителя — $92,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Перепад давления в топке устанавливали таким образом, чтобы обеспечить соответствующий данной тепловой мощности расход топливовоздушной смеси через горелку.

При определении дальности горелки полагали, что длина факела соответствует положению точки на центральной оси горелки, где массовая доля горючих веществ составляет менее 1 %.

Аэродинамика реверсивного факела (см. рис. 1, а) по сравнению с одноходовой организацией имеет более сложную структуру в результате взаимодействия прямого хода топливовоздушной струи и обратного хода продуктов сгорания. Кроме того, в топках с реверсивным факелом с наружной образующей топливовоздушной струи создается вихрь рециркуляции части продуктов сгорания к корню факела [5, 6]. При реверсивной организации топочной аэродинамики посредством переноса таким вихрем компонентов горючей

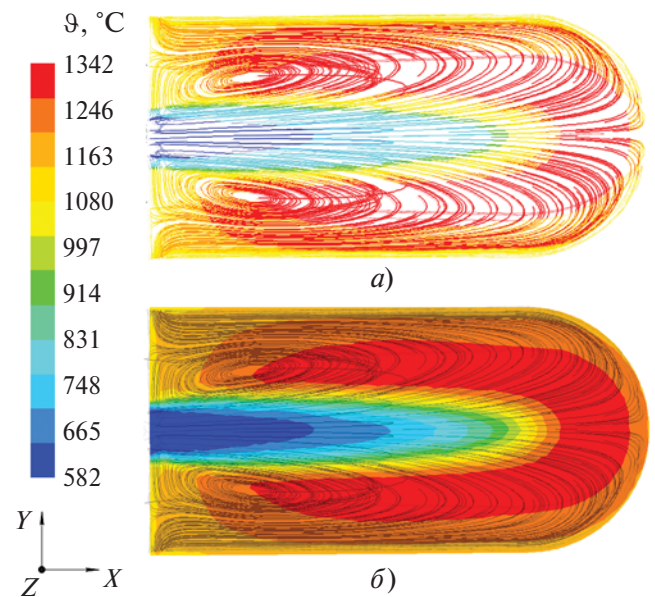


Рис. 1. Линии тока (а) и изолинии температуры (б) топочной среды в реверсивном факеле

смеси и продуктов ее сгорания в тупиковой топке происходит интенсивный тепло- и массообмен, выравнивается объемное распределение температуры (см. рис. 1, б), а зона активного горения равномерно заполняет большую часть топочного пространства. В результате теплообмена между факелом и примыкающей к нему ветвью вихря при мощности горелки меньше номинальной в ядре реверсивного факела наблюдается невысокая температура топочной среды (рис. 2). С дальнейшим увеличением мощности горелки уменьшается удельное тепловосприятие поверхности жаровой трубы, что ведет к снижению интенсивности теплоотвода из реакционной зоны и создает благоприятные условия для прогрессирующего роста температуры факела.

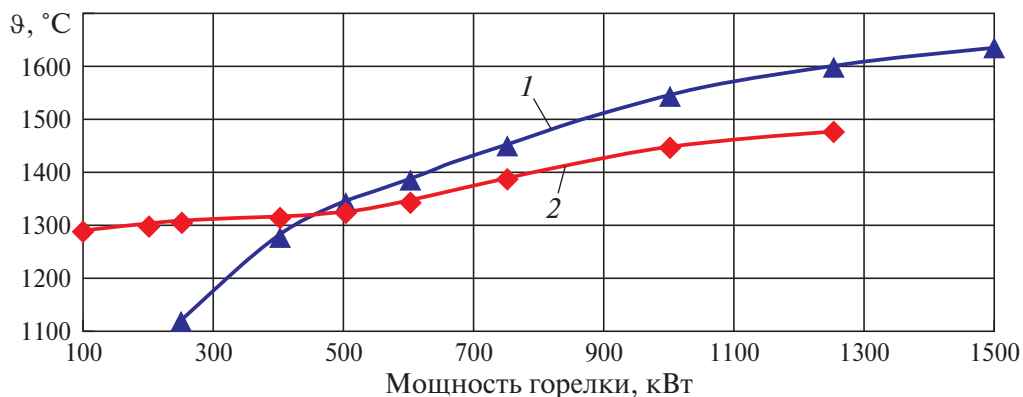


Рис. 2. Графики изменения температуры факела с ростом тепловой мощности горелки:

1 — тупиковая жаровая труба; 2 — проточная жаровая труба

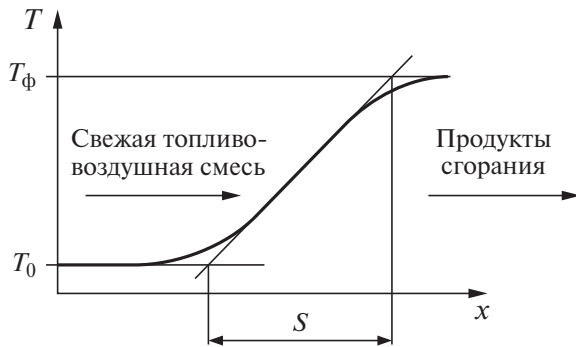


Рис. 3. Схема распределения температуры в проточной жаровой трубе

При одноходовой организации горения топочная среда движется по более простым траекториям и с более высокими скоростями. Полученное в результате численного эксперимента распределение температуры по длине проточной жаровой трубы согласуется с общеизвестными данными [7, 8]. При поступлении свежей топливовоздушной смеси к фронту горения она разогревается, воспламеняется и сгорает в некоторой зоне, ширина которой равна S (рис. 3). При этом ее температура изменяется от T_0 до T_ϕ . Таким образом, в отличие от реверсивного факела при одноходовой организации горения наблюдается неравномерное распределение температуры по топочному объему, а зона максимума температур локализуется в определенной области на границе факела. С увеличением тепловой мощности ядро горения смещается по длине топочной камеры без значительного изменения теплоотода от реакционной зоны. Как следствие, температура факела в проточной жаровой трубе с увеличением мощности горелки меняется не так значи-

тельно, как при реверсивной организации сжигания (см. рис. 2).

Полученная в результате численного эксперимента зависимость дальности прямого факела от тепловой мощности горелки (рис. 4) не противоречит опубликованным результатам экспериментальных исследований, проведенных в Италии в Центре прикладных исследований концерна “Riello” [8]. С увеличением мощности возрастает скорость истечения свежей смеси, что приводит к уменьшению интенсивности нарастания температуры и росту длины факела. Так, при изменении тепловой мощности горелки в диапазоне 100 – 1250 кВт дальность одноходового факела возрастает в 5 раз — с 0,4 до 2 м. Динамика изменения дальности горелки в тупиковой топочной камере значительно отличается от таковой для проточной конструкции. Расчетная длина реверсивного факела при изменении тепловой мощности в 6 раз (с 250 кВт до 1,5 МВт) увеличивается лишь на 15 % (см. рис. 4).

Объяснить полученные зависимости можно 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 должна поступать к зоне воспламенения со скоростью, равной скорости распространения пламени [9]. За длину факела с достаточной точностью можно принять координаты точки

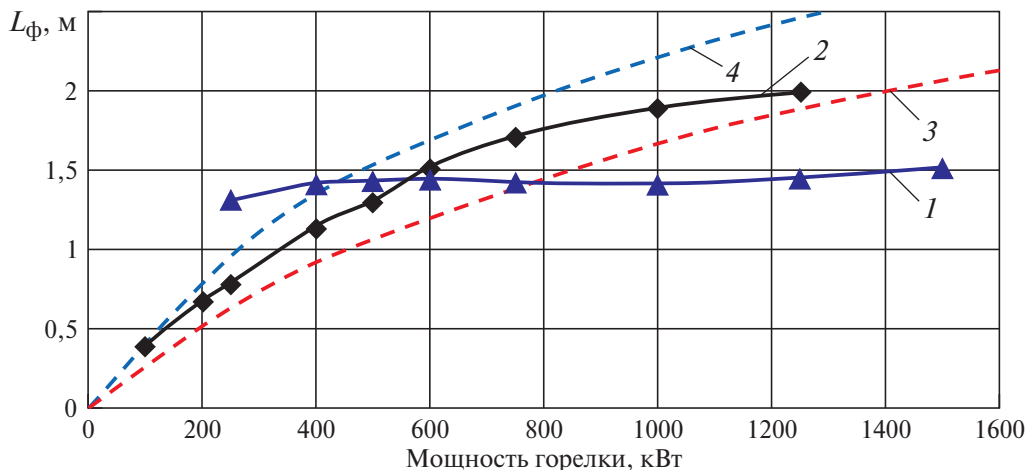


Рис. 4. Зависимости дальности факела от тепловой мощности горелки:

1 — тупиковая жаровая труба; 2 — проточная жаровая труба; 3 и 4 — минимальное и максимальное значения диапазона дальности по [8]

на оси горелки, в которой соблюдается условие

$$\omega_{\text{см}} = -U,$$

где $\omega_{\text{см}}$ — осевая составляющая скорости движения топливовоздушной смеси, поступающей к фронту горения, м/с; U — направленная противоположно скорости распространения пламени, м/с, которая определяется скоростью химической реакции горения.

На практике в качестве основной характеристики горения газа принято считать величину, пропорциональную U , — скорость нормального распространения пламени $U_{\text{н}}$, м/с. Тогда, следуя предположению о том, что скорость движения поступающей к фронту горения топливовоздушной смеси будет изменяться пропорционально скорости ее истечения из устья горелки ω , можно заключить, что дальность факела можно определить отношением $\omega/U_{\text{н}}$.

Согласно основному уравнению теории Я. Б. Зельдовича и Д. А. Франк-Каменецкого скорость распространения пламени [10]

$$U_{\text{н}} = \frac{1}{\rho_0 c_p (T_{\text{ф}} - T_0)} \sqrt{2\lambda Q_{\text{г}} \int_{T_0}^{T_{\text{ф}}} w_{\text{г}} dT}, \quad (1)$$

где $T_{\text{ф}}$ и T_0 — температуры факела и поступающей к нему топливовоздушной смеси, К; ρ_0 — плотность свежей топливовоздушной смеси, кг/м³; λ — теплопроводность топочной среды при температуре $T_{\text{ф}}$, Вт/(м·К); c_p — средняя теплоемкость в зоне активного горения, Дж/К; $Q_{\text{г}}$ и $w_{\text{г}}$ — тепловой эффект и скорость реакции горения.

Скорость реакции горения второго порядка согласно указанной теории [9]

$$w_{\text{г}} = k_0 c_a c_b e^{-\frac{E_A}{RT_{\text{ф}}}}, \quad (2)$$

а ее интеграл по температуре [9]

$$\int_{T_0}^{T_{\text{ф}}} w_{\text{г}} dT = k_0 c_a c_b e^{-\frac{E_A}{RT_{\text{ф}}}} \frac{RT_{\text{ф}}^2}{E_A}, \quad (3)$$

где c_a и c_b — молярные концентрации горючего и окислителя в зоне реакции, моль/см³; k_0 — константа скорости химической реакции, см³/(с·моль); E_A — энергия активации (для реакции окисления метана $E_A = 167,4$ кДж/моль); $R = 8,31$ Дж/(моль·К) — универсальная газовая постоянная.

Подставляя выражение (3) в основное уравнение (1), получаем:

$$U_{\text{н}} = \frac{T_{\text{ф}} e^{-\frac{E_A}{2RT_{\text{ф}}}}}{\rho_0 c_p (T_{\text{ф}} - T_0)} \sqrt{2\lambda Q_{\text{г}} k_0 c_a c_b \frac{R}{E_A}}. \quad (4)$$

В применении к конкретной химической реакции горения выражение под корнем — квазипостоянная величина, а вся формула (4) показывает зависимость скорости нормального распространения пламени $U_{\text{н}}$ от температуры в ядре горения $T_{\text{ф}}$.

Множитель $c_p(T_{\text{ф}} - T_0)$ описывает разогрев свежей топливовоздушной смеси вследствие теплопроводности и диффузии до температуры $T_{\text{ф}}$ и может быть представлен через разность энтальпий:

$$c_p(T_{\text{ф}} - T_0) = H_{\text{ф}} - H_0,$$

где $H_{\text{ф}}$ и H_0 — энтальпии топливовоздушной смеси при температурах $T_{\text{ф}}$ и T_0 .

Результат подстановки температуры факела (см. рис. 3) в формулу (4) дает аналитическое объяснение полученным в численном эксперименте зависимостям (см. рис. 4). Как и предполагалось, в реверсивном факеле с ростом мощности наблюдается более интенсивное увеличение скорости горения, чем в факеле с односторонней организацией (см. таблицу). Кроме того, с ростом тепловой мощности наблюдается аналогия в изменениях расчетного значения $\omega/U_{\text{н}}$ и дальности факела по численному эксперименту (см. рис. 4).

Следует отметить, что указанная в таблице скорость распространения пламени является характеристикой ламинарного горения, а в рассмотренных жаровых трубах 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 интенсивности турбулентности, которая в свою очередь может быть определена как отношение средних квадратических отклонений скорости турбулентных пульсаций от усредненной скорости потока.

Расчетное значение интенсивности турбулентности, полученное по результатам математического моделирования, не зависит от мощности и для всех рассмотренных вариантов находится в диапазоне $\xi = 0,048 \div 0,052$. Таким образом, в рассмотренных жаровых трубах турбулентная составляющая скорости реакции автомодельна по скорости потока,

Мощность, кВт	ω , м/с	Реверсивный факел			Одноходовый факел		
		T_{ϕ} , °С	U_H , м/с	ω/U_H	T_{ϕ} , °С	U_H , м/с	ω/U_H
100	1,76	—	—	—	1292	0,1	17,6
200	3,52	—	—	—	1301	0,1	35,2
250	4,4	1120	0,055	80	1309	0,11	40
400	7,05	1281	0,1	70,5	1315	0,11	64,1
500	8,81	1342	0,13	67,8	1325	0,12	73,4
600	10,6	1386	0,15	70,7	1348	0,13	81,5
750	13,2	1451	0,2	66	1389	0,16	82,5
1000	17,6	1544	0,25	70,4	1448	0,2	88
1250	22	1598	0,3	73,3	1478	0,22	100
1500	26,4	1634	0,33	80	—	—	—

что косвенно подтверждается линейной зависимостью дальности факела от расчетного значения ω/U_H . Кроме того, автоматичность гомогенного турбулентного факела по скорости потока неоднократно доказывалась экспериментально [7, 9].

Выводы

1. Путем численного моделирования для топок с проточной и реверсивной организацией горения определено влияние тепловой мощности на дальность факела и температуру в его ядре. Полученные результаты хорошо согласуются с данными в работах других авторов.

2. В тупиковой топке в результате теплообмена между факелом и вихрем рециркуляции выравнивается температурное поле, а зона активного горения равномерно распределяется в топочном пространстве, в результате чего удельное тепловосприятие топки значительно влияет на температуру в ядре факела.

3. Для исследованной конструкции тупиковой топки температура в зоне активного горения в зависимости от нагрузки котла может изменяться в широком диапазоне (до $\Delta T \approx 500$ °С) без значительного изменения габаритов факела. При высоком удельном тепловосприятии максимум температур в зоне горения понижается, что является очевидным

фактором сокращения количества “термических” оксидов азота.

Список литературы

1. **Тепловой** расчет котлов (нормативный метод). — СПб.: НПО ЦКТИ, 1998.
2. **Турботерм (110 – 3150 кВт)**. Технические характеристики котлов серии ТТ (<http://remeks.ru/products/boilers/turboterm/#TTGth>).
3. **Турботерм-Стандарт (250 – 1000 кВт)**. Технические характеристики котлов серии ТТС (<http://remeks.ru/products/boilers/turboterm-standard/#TTGth>).
4. **Хаустов С. А., Заворин А. С., Фисенко Р. Н.** Численное исследование процессов в жаротрубной топке с реверсивным факелом. — Изв. Томского политехн. ун-та, 2013, т. 322, № 4.
5. **Хаустов С. А., Заворин А. С.** Численное исследование аэродинамики топочной среды в жаротрубном котле типа “Турботерм”. — Промышленная энергетика, 2014, № 1.
6. **Хаустов С. А., Заворин А. С.** Численное исследование аэродинамики жаротрубной топки с реверсивным факелом. — Изв. Томского политехн. ун-та, 2013, Т. 323, № 4.
7. **Вулис Л. А., Ярин Л. П.** Аэродинамика факела. — Л.: Энергия. Ленингр. отд-ние, 1978.
8. **Технические** характеристики одноступенчатых горелок Riello RS – RS/1 MZ (<http://www.riello.su/products/img/RS%205-34%201%20MZ-44%201%20MZ.pdf>).
9. **Ильяшенко С. М., Талантов А. В.** Теория и расчет прямоточных камер сгорания. — М.: Машиностроение, 1964.
10. **Бартльме Ф.** Газодинамика горения / Пер с нем. — М.: Энергоиздат, 1981.

khaustovsa@tpu.ru