

УДК 621.18.004.5

А.Н. Цивилев (6 курс, каф. РиПГС), К.А. Григорьев, к.т.н., доц.

УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ОТОПИТЕЛЬНОГО КОТЛА МАЛОЙ МОЩНОСТИ НА ЖИДКОМ И ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В 1998 году на кафедре “Реакторо- и парогенераторостроение” СПбГТУ начаты работы по разработке современных отопительных котлов мощностью до 100 кВт на дизельном топливе и газе [1]. Однако, результаты испытаний опытного образца котла расчетной мощностью 80 кВт показали, что экспериментальные данные по теплообмену в камере сгорания существенно отличаются от расчетных величин [2].

Целью данной работы является уточнение методики расчета теплообмена в камере сгорания отопительного котла малой мощности на жидком и газообразном топливе.

Анализ тенденций развития и принципов конструирования котлов малой мощности для индивидуальных систем теплоснабжения показал [1], что наиболее распространенной является конструкция стального, горизонтального жаротрубно-дымогарного котла с трехходовой схемой движения теплоносителя, причем все более популярной становится схема с организацией второго хода газов в жаровой трубе (т.е. возврат газов в камере сгорания к горелке). Аэродинамика факела в таких камерах сгорания отличается повышенной интенсивностью омыwania стенок жаровой трубы продуктами сгорания.

Принятый в нашей стране в качестве основного нормативного метода расчета теплообмена в топках котлов — метод ЦКТИ [3], — базируется на применении теории подобия к топочным процессам и предполагает, что конвективной составляющей в суммарном теплообмене можно пренебречь. В качестве дополнительного в [3] приводится аналитический метод расчета теплообмена — метод ВТИ–ЭНИН, который основывается на решении системы уравнений, описывающих процесс теплообмена в топочных камерах. Однако, в методе ВТИ–ЭНИН конвективная составляющая также не учитывается. Для камер сгорания котлов малой мощности, где интенсивность омыwania стенок топки существенна, на наш взгляд, необходимо учитывать и конвективную составляющую.

С другой стороны, существуют методы расчета теплообмена в форсированных камерах сгорания, таких как циклонные предтопки [4] и камеры сгорания газотурбинных установок (ГТУ) [5], где конвективная составляющая учитывается. Однако, используемые в этих методах критериальные соотношения получены для конкретных специфических конструкций и режимов. Например: в циклонных предтопках и камерах сгорания ГТУ часть воздуха на горение различными приемами подается по периферии указанных устройств, что сказывается на характере эмпирических зависимостей; тепловые нагрузки в камерах сгорания ГТУ в 100...200 раз больше, чем в топочных устройствах энергетических котлов.

В качестве базового метода для расчета теплообмена в камерах сгорания отопительных котлов малой мощности при работе на жидком и газообразном топливе, на наш взгляд, можно использовать аналитический метод ВТИ–ЭНИН (с внесением поправок, учитывающих конвективную составляющую теплообмена). Указанный метод расчета основывается на системе четырех уравнений, описывающих процесс теплообмена в топочных камерах. С учетом внесения поправок к системе добавляется уравнение, учитывающее конвективную составляющую, и тогда система будет состоять из пяти уравнений:

- уравнение радиационного теплообмена топочной среды с поверхностями нагрева

$$Q_{\text{л}} = \frac{\sigma_0 \cdot a_{\text{т}} \cdot H_{\text{л}}}{B_{\text{р}} \cdot \aleph} \cdot (T_{\text{ф}}^4 - T_3^4); \quad (1)$$

- уравнение конвективного теплообмена топочной среды с поверхностями нагрева

$$Q_{\text{к}} = \frac{\alpha_{\text{к}} \cdot H_{\text{к}}}{B_{\text{р}}} \cdot (T_{\text{ф}} - T_3); \quad (2)$$

- уравнение теплового баланса топочной камеры (с учетом лучистой и конвективной составляющей)

$$Q_{\text{б}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} = \varphi \cdot V c_{\text{ср}} (T_{\text{а}} - T_{\text{т}}'') = \varphi \cdot (Q_{\text{т}} - I_{\text{т}}''); \quad (3)$$

- уравнение теплопередачи между внешним слоем загрязнений поверхности нагрева и теплоносителем

$$Q_{\text{б}} = \frac{H_{\text{л}}}{B_{\text{р}} \cdot (\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2})} \cdot (T_3 - T_{\text{ср}}); \quad (4)$$

- эмпирическое уравнение для определения эффективной температуры топочной среды

$$T_{\text{ф}} = T_{\text{т}}'' (1 + \Delta i_{\text{т}} + \Delta i_{\varphi} + \Delta i_{\chi}). \quad (5)$$

Здесь $Q_{\text{б}}$, $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{к}}$ — тепло, переданное в топке по балансу, за счет излучения и конвекцией, соответственно, кДж/кг; φ — коэффициент сохранения тепла; σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела ($\sigma_0 = 5,67 \times 10^{-11}$ кВт·м⁻²·К⁻⁴); $a_{\text{т}}$ — эффективная степень черноты топочной камеры; $H_{\text{л}}$, $H_{\text{к}}$ — лучевоспринимающая и конвективная поверхность нагрева в топке (можно принять $H_{\text{л}} = H_{\text{к}}$), м²; $B_{\text{р}}$ — расчетный расход топлива, кг/с; \aleph — коэффициент, учитывающий влияние селективности среды на радиационный теплообмен; $T_{\text{ф}}$, T_3 , $T_{\text{а}}$, $T_{\text{т}}''$, $T_{\text{ср}}$ — температура факела, поверхности слоя загрязнения, адиабатическая, на выходе из топки и рабочего тела (воды), соответственно, К; $V c_{\text{ср}}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур ($T_{\text{а}} \dots T_{\text{т}}''$), кДж/(кг·К); ε — термическое сопротивление слоя загрязнений, м²·К·кВт⁻¹; $\alpha_{\text{к}}$, α_2 — коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к стенке топки и от стенки к рабочему телу, соответственно, кВт·м⁻²·К⁻¹; $\Delta i_{\text{т}}$, Δi_{φ} , Δi_{χ} — поправка на род топлива, угол наклона горелок к горизонтали и степени экранирования камеры сгорания, соответственно.

Учитывая, что характер омывания теплоносителем стенки жаровой трубы аналогичен процессу продольного обтекания поверхности нагрева однофазным турбулентным потоком при давлениях и температурах, далеких от критических, для расчета теплоотдачи конвекцией в этом случае можно воспользоваться критериальной зависимостью типа

$$\text{Nu} = A \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4},$$

где Nu, Re, Pr — критерии Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля, соответственно; A — эмпирический коэффициент.

По сравнению с нормативным методом ЦКТИ, предложенный уточненный метод в большей степени отражает физику процессов, протекающих в камере сгорания отопительного котла малой мощности.

В настоящее время проводится уточнение и проверка некоторых эмпирических величин, входящих в расчетные зависимости, путем обработки и анализа результатов испытаний опытного образца отопительного котла (с различными горелками и форсунками) на экспериментальном стенде кафедры РиПГС.

Выводы. Предложен уточненный метод расчета теплообмена в камерах сгорания (с интенсивной аэродинамикой факела) водогрейных котлов малой мощности при работе на жидком и газообразном топливе, в котором учитывается вклад конвективной составляющей в суммарный теплообмен.

Данная работа выполнена в рамках хозяйственного договора № 140303807.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Цивилев А.Н., Григорьев К.А., Рундыгин Ю.А. Анализ тенденций развития котлов малой мощности для индивидуальных систем теплоснабжения // XXVII Неделя науки СПбГТУ. Ч.1: Материалы межвуз. науч. конф.- СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1999. С. 88-89.
2. Цивилев А.Н., Чижов Ф.Л., Григорьев К.А. Разработка опытного образца водогрейного котла мощностью 80 кВт на дизельном топливе (наст. сборник)
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В.Кузнецова и др.- М.: Энергия, 1973. 296 с.
4. Циклонные топки / Под ред. Г.Ф.Кнорре и М.А.Наджарова.- М.–Л.: Госэнергоиздат, 1958. 216 с.
5. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей.- М.: Машиностроение, 1984. 280 с.