

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДУТЬЯ, ОБОГАЩЕННОГО КИСЛОРОДОМ, В ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЛАХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

**Канд. техн. наук, доц. РАТНИКОВ П. Э., канд. техн. наук МЕНДЕЛЕВ Д. В.,
докт. техн. наук, проф. ТРУСОВА И. А., канд. техн. наук КАБИШОВ С. М.**

Белорусский национальный технический университет

Замена воздушного дутья кислородом или существенное его обогащение кислородом повышают температуру горения газообразных топлив на 500–900 °С, увеличивают излучательную способность факела в 1,5–2 раза, уменьшают объем продуктов сгорания в 2–3,5 раза и соответственно количество уносимой ими теплоты, что приводит к повышению КПД установок. Указанные параметры создают предпосылки для широкого применения кислорода в процессах сжигания топлив в нагревательных печах и устройствах [1].

В статье приведены результаты комплексных экспериментальных и теоретических исследований эффективности применения дутья, обогащенного кислородом, в отопительных котлах малой мощности на примере установки HEIZA (тип HW-S-10/K). Она предназначена для разогрева масляного теплоносителя объемом до 180 м³/ч, оснащена дутьевой горелкой фирмы WEISHAUPТ/G50/2-A, работающей на холодном воздухе с максимальным потреблением до 400 м³/ч природного газа с теплотворной способностью 8000–8300 ккал/м³ (максимальная тепловая мощность – 5400 кВт, давление в горелке – до 500 Мбар). Общий вид установки HEIZA приведен на рис. 1, горелочного устройства – на рис. 2.



Рис. 1. Общий вид котла HEIZA



Рис. 2. Горелка фирмы WEISHAUPТ/G50/2-A

Экспериментальные исследования энергоэкологических показателей эффективности обогащения воздушной смеси кислородом проводили по методике, описанной в [2]. Результаты режимно-наладочных испытаний установки HEIZA при двух режимах работы приведены далее в статье.

Режим 1. В качестве окислителя использовали воздух; коэффициент избытка воздуха – 1,21; расход природного газа – 122,5 м³/ч; расход воздуха – 1383 м³/ч; температура уходящих газов – 118 °С. Результаты измерений состава уходящих газов: C[O₂] = 5,0 %; C[CO] = 0 ppm; C[CO₂] = 7,7 %; C[NO_x] = 31 ppm.

Режим 2. В качестве окислителя использовали воздух, обогащенный кислородом до 40 %; коэффициент избытка воздуха – 1,21 (по кислороду); расход природного газа – 122,5 м³/ч; расход обогащенного воздуха – 743 м³/ч; температура уходящих газов – 103 °С. Результаты измерений состава уходящих газов: C[O₂] = 6,6 %; C[CO] = 0 ppm; C[CO₂] = 14,0 %; C[NO_x] = 52 ppm.

Исследования показали, что использование в качестве окислителя обогащенной кислородом воздушной смеси (до 40 % O₂) приводит к улучшению экологических показателей без снижения технико-экономических характеристик установки. Повышение экологических показателей выражается в уменьшении абсолютного объема выбросов NO_x и CO₂. Так, при использовании воздуха в качестве окислителя количество выбросов NO_x относительно потребленного природного газа составило 520 мг/м³, а при обогащении воздуха кислородом до 40 % – 490 мг/м³.

При разработке модели теплообмена в топке котла и последующем ее решении были учтены форма и размер рабочего пространства, расположение горелочных устройств и тепловоспринимающих поверхностей, вид и состав сжигаемого топлива и т. д. С применением метода конечных элементов при использовании пакета Comsol Multiphysics 3.5a была реализована расчетная схема отопительного котла HEIZA (рис. 3), в которой выделен ряд расчетных областей (рис. 4): 1 – внутреннее пространство котла до поверхности внутренней спирали труб; 2 – пространство между внутренней и внешней спиралью труб; 3 – пространство между внешней спиралью труб и теплоизолированным каркасом котла. При этом принимаем, что температура поверхности труб в сечении каждого витка изменяется незначительно.

Приведем расчетные выражения для каждой из трех областей.

1. Система уравнений для области 1 имеет следующий вид:

$$-n(-\lambda_{\text{ст}} \nabla T_{\text{ст}}) = \varepsilon_{\text{г-м}} (G_{\text{ф}} - \sigma T_{\text{ст}}^4);$$

$$(1 - \varepsilon_{\text{г-м}}) G_{\text{ф}} = J_0 - \varepsilon_{\text{г-м}} \sigma T_{\text{ст}}^4,$$

где n – вектор к нормали; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала маслопроводов, Вт/(м·К); $\varepsilon_{\text{г-м}}$ – степень черноты системы «газ – металл»; $G_{\text{ф}}$ – падающий поток; σ – коэффициент Стефана – Больцмана; $T_{\text{ст}}$ – температура стенки масляного трубопровода, К; J_0 – начальная интенсивность поверхности металла.

Для расчетной области 1 будем предполагать, что основной механизм теплообмена – радиационный. Форму факела можно представить в виде эллипсоида, который в двухмерном сечении имеет следующие размеры: 1,600 и 0,245 м. В факеле задается объемный тепловой источник, равный 1196 кВт (расход природного газа – 122,5 м³/ч). Температуру факела принимали согласно [2]. Будем считать, что весь падающий радиационный поток от факела поглощается внутренней спиралью труб, в которой циркулирует масло, при этом сами трубы не излучают (охлаждаются циркулирующим маслом). Тогда следует оценить плотность падающего теплового потока на трубы. Интегрирование по поверхности труб в расчетной области показало, что тепловой поток излучения на трубы составляет 605 кВт.

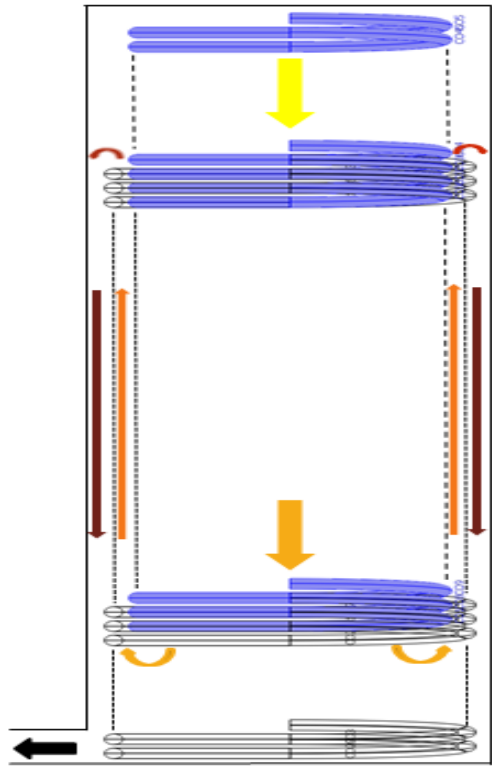


Рис. 3. Расчетная схема моделирования тепловой работы отопительного котла HEIZA

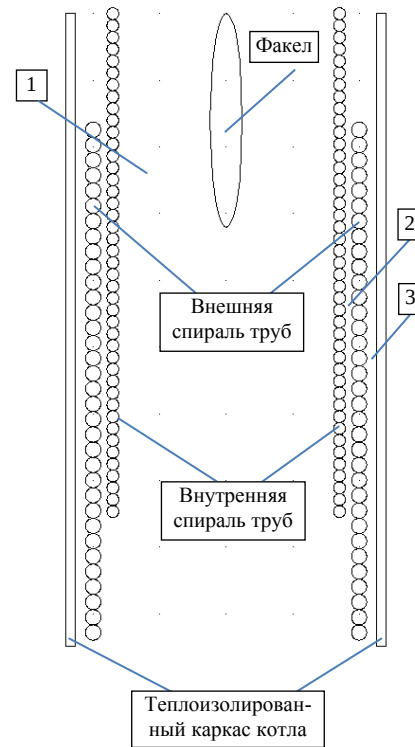


Рис. 4. Сечение модели котла с факелом и расчетными областями

Баланс энергии будет иметь следующий вид:

$$Q_{\text{гор}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{д.г.1}},$$

где $Q_{\text{гор}}$ – теплота сгорания топлива; $Q_{\text{м1}}$ – теплота, поглощенная маслом в области 1; $Q_{\text{д.г.1}}$ – теплосодержание дымовых газов.

2. Система уравнений для области 2 имеет следующий вид:

- для проходного сечения:

$$-n_r(-\lambda_r \nabla T_r) = -\rho_r c_r u_r \nabla T_r;$$

$$\rho_r (\nabla u_r) u_r = \nabla - p_r I + \eta_r \nabla u_r + (\nabla u_r)^T - 2\eta_r / 3 (\nabla u_r) I ;$$

$$\nabla(\rho_{\Gamma} u_{\Gamma}) = 0;$$

- для труб:

$$-\nabla(-\lambda_{\text{ст}} \nabla T_{\text{ст}}) = 0,$$

где u_{Γ} – скорость дымовых газов, м/с; η_{Γ} – динамическая вязкость, Па·с; ρ_{Γ} – плотность дымовых газов, кг/м³; p_{Γ} – давление дымовых газов, Па; T_{Γ} , $T_{\text{ст}}$ – соответственно температура дымовых газов и стенки масляного трубопровода, К; c_{Γ} – теплоемкость дымовых газов, Дж/(м³·К); $\lambda_{\text{ст}}$, λ_{Γ} – коэффициенты теплопроводности материала маслопроводов и дымовых газов, Вт/(м·К); I – единичная матрица; ∇ – оператор Гамильтона.

Граничные условия:

- для входа в проходное сечение:

$$u_{\Gamma} = 0,57 \text{ м/с};$$

$$T_{\Gamma} = 1230 \text{ К};$$

- для стенок в проходном сечении:

$$-n_{\Gamma}(-\lambda_{\Gamma} \nabla T_{\Gamma}) - n_{\text{ст}}(-\lambda_{\text{ст}} \nabla T_{\text{ст}}) = \alpha(T_{\Gamma} - T_{\text{ст}}) + \varepsilon \sigma(T_{\Gamma}^4 - T_{\text{ст}}^4);$$

$$\alpha = \frac{\lambda_{\Gamma}}{0,1473} 0,22 \text{ Re}^{0,65} \text{ Pr}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_{T_{\Gamma}}}{\text{Pr}_{T_{\text{ст}}}} \right);$$

- для выхода в проходном сечении:

$$-n_{\Gamma}(-\lambda_{\Gamma} \nabla T_{\Gamma}) = 0;$$

$$\eta_{\Gamma}(\nabla u_{\Gamma} + (\nabla u_{\Gamma})^T) - (2\eta_{\Gamma}/3)(\nabla u_{\Gamma})I = 0;$$

$$p = 0;$$

- для наружных стенок:

$$-n_{\text{ст}}(-\lambda_{\text{ст}} \nabla T_{\text{ст}}) = \alpha(T_{\text{ст}} - T_{\text{ср.м1}});$$

$$\alpha = 1,87 (T_{\text{ст}} - T_{\text{ср.м1}})^{0,5},$$

где Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля; α – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к маслопроводу, Вт/(м²·К); ε – степень черноты системы; σ – постоянная Стефана – Больцмана.

Баланс энергии имеет вид

$$Q_{\text{м1}} + Q_{\text{д.г.1}} = Q_{\text{м2}} + Q_{\text{д.г.2}},$$

где $Q_{\text{м2}}$ – теплота, поглощенная маслом в области 2; $Q_{\text{д.г.2}}$ – теплосодержание дымовых газов.

В расчетную область 2 будут попадать дымовые газы (тепловой поток равен $1196 - 605 = 591$ кВт) с температурой 957 °С. Учитывая объем продуктов сгорания, размер проходного канала, а также осевую симметрию, выполним расчет для теплообмена в области 2. Расчетная средняя температура дымовых газов на выходе из расчетной области – 320 °С.

Результаты расчетов приведены на рис. 5 и 6.

3. Система уравнений для области 3 имеет следующий вид:

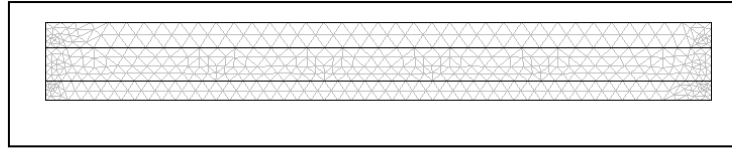
- для проходного сечения:

$$-n_r(-\lambda_r \nabla T_r) = -\rho_r c_r u_r \nabla T_r;$$

$$\rho_r (\nabla u_r) u_r = \nabla -p_r I + \eta_r (\nabla u_r + (\nabla u_r)^T) - (2\eta_r / 3)(\nabla u_r) I ;$$

$$\nabla(\rho_r u_r) = 0;$$

- для труб:



$$-\nabla(-\lambda_{ct} \nabla T_{ct}) = 0.$$

Рис. 5. Расчетная схема, представленная конечными элементами

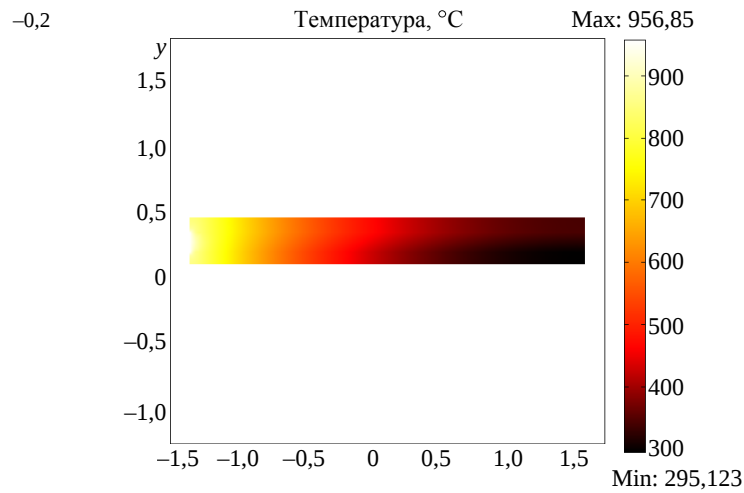


Рис. 6. Распределение температур в расчетной области

Граничные условия:

- для входа в проходное сечение:

$$u_r = 0,71 \text{ м/с};$$

$$T_r = 593 \text{ К};$$

- для стенок в проходном сечении:

$$-n_r(-\lambda_r \nabla T_r) - n_{ct}(-\lambda_{ct} \nabla T_{ct}) = \alpha(T_r - T_{ct}) + \varepsilon \sigma(T_r^4 - T_{ct}^4);$$

$$\alpha = \frac{\lambda_r}{0,1475} 0,22 \text{Re}^{0,65} \text{Pr}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_{T_r}}{\text{Pr}_{T_{ct}}} \right)^{0,25};$$

- для выхода в проходном сечении:

$$-n_r(-\lambda_r \nabla T_r) = 0;$$

$$\eta_r (\nabla u_r + (\nabla u_r)^T) - (2\eta_r / 3)(\nabla u_r)I \quad n_r = 0;$$

$$P = 0;$$

- для наружных стенок:
со стороны труб:

$$-n_{ct}(-\lambda_{ct} \nabla T_{ct}) = \alpha(T_{ct} - T_{ср.м2});$$

$$\alpha = 1,87(T_{ct} - T_{ср.м2})^{0,5};$$

- со стороны теплоизолированного каркаса:

$$-n_{ct}(-\lambda_{ct} \nabla T_{ct}) = \alpha(T_{ct} - T_{возд});$$

$$\alpha = 1,87(T_{ct} - T_{возд})^{0,5}.$$

Баланс энергии будет иметь следующий вид:

$$Q_{м2} + Q_{д.г.2} = Q_{м3} + Q_{д.г.вых} + Q_{тепл},$$

где $Q_{м3}$ – теплота, поглощенная маслом в области 3; $Q_{д.г.вых}$ – теплосодержание дымовых газов на вылете из котла; $Q_{тепл}$ – тепловые потери теплопроводностью.

В расчетную область попадают дымовые газы с температурой 320 °С. Учитывая объем продуктов сгорания, размер проходного канала, а также осевую симметрию, выполним расчет теплообмена в области 3. Расчетная средняя температура дымовых газов на выходе из расчетной области составила 115 °С, что практически совпадает с результатами эксперимента (118 °С). Результаты расчетов приведены на рис. 7 и 8.

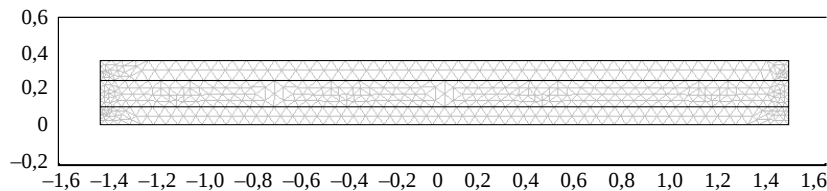


Рис. 7. Расчетная зона области 3

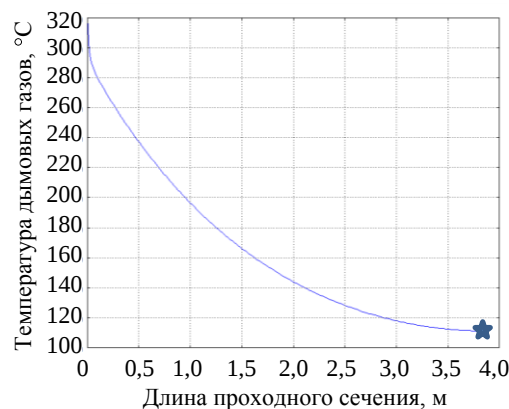


Рис. 8. Распределение температуры дымовых газов по длине расчетной области 3

ВЫВОД

В статье представлена модель расчета тепловых процессов в топке теплогенератора (на примере установки HEIZA), осуществлено моделирование процессов теплообмена в рабочем пространстве, экспериментальными данными подтверждена адекватность модели. Результаты математического моделирования установки будут использованы для оценки энергоэффективности обогащения дутья кислородом.

ЛИТЕРАТУРА

1. И с п о л ь з о в а н и е кислорода и обогащенного кислородом воздуха в нагревательных печах, колодцах, стендах разогрева сталеразливочных ковшей / И. Н. Карп [и др.] // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2012. – № 3. – С. 18–29.
2. О п т и м и з а ц и я топливно-кислородных режимов сжигания углеводородного топлива в теплогенерирующих установках жилищно-коммунальных хозяйств: отчет о НИР. Этап 2. Анализ экологических аспектов сжигания газообразного топлива в теплогенерирующих установках. Исследование кинетики горения топлива при топливно-кислородном и топливно-воздушно-кислородном режимах сжигания топлива; БНТУ. Рук. темы П. Э. Ратников. – Минск, 2012. – 85 с. – № ГР 20111002.

Представлена кафедрой
металлургических технологий

Поступила 05.08.2013