УДК 536.3.535.34

РАСЧЕТ СЛОЖНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ПЛОСКОМ КАНАЛЕ С ТУРБУЛЕНТНЫМ ТЕЧЕНИЕМ

COMPLEX HEAT TRANSFER CALCULATION IN A PLANE CHANNEL WITH A TURBULENT FLOW

©Абдуллин А. М.
канд. техн. наук
Казанский национальный исследовательский технологический университет
г. Нижнекамск, Россия, amabdullin@mail.ru
©Abdullin A.
Ph.D., Kazan National Research Technological University
Nizhnekamsk, Russia, amabdullin@mail.ru

Аннотация. Выполнен расчет сложного теплообмена и поля течения в плоском канале, приближенно моделирующем радиантную камеру трубчатых печей. Математическая модель основана на совместном решении системы уравнений газовой динамики и переноса энергии излучением. Результаты численных расчетов сравниваются с экспериментальными данными.

Abstract. Calculation of complex heat transfer and flow field in a flat channel, approximately simulating a radiant chamber of tubular furnaces, is performed. The mathematical model is based on a joint solution of the system of equations of gas dynamics and energy transfer by radiation. The results of numerical calculations are compared with the experimental data.

Ключевые слова: излучение, конвекция, теплообмен, тепловой поток, турбулентность.

Keywords: radiation, convection, heat transfer, heat flow, turbulence.

Дифференциальные методы расчета радиационно–конвективного теплообмена в высокотемпературных теплоэнергетических установках основаны на совместном решении системы уравнения переноса энергии излучением, уравнений сохранения энергии и газовой динамики для турбулентного течения продуктов сгорания топлива. Применительно к топкам трубчатых печей разработан пакет прикладных программ, реализующий этот метод, который применялся для исследования некоторых закономерностей сложного теплообмена [1–2].

Перенос энергии излучением в селективно излучающей, поглощающей и изотропно рассеивающей среде при локальном термодинамическом равновесии в декартовой системе координат имеет вид:

$$\mu\frac{\partial I_{\lambda s}}{\partial x}+\xi\frac{\partial I_{\lambda s}}{\partial y}=\alpha_\lambda I_{b\lambda}-(\alpha_\lambda+\beta)I_{\lambda s}+\frac{\beta}{4\pi}\int_{4\pi} I_{\lambda s'}d\Omega_{s'} \qquad (1)$$

Здесь μ, ξ — угловые координаты вектора $\vec{s}$, определяющего направление распространения излучения, $I_{\lambda s}$ — интенсивность спектрального излучения в направлении

вектора $\vec{s}$, $I_{b\lambda}$ — интенсивность спектрального излучения абсолютно черного тела, α_λ — коэффициент спектрального поглощения, β — коэффициент рассеяния среды.

Краевое условие к уравнению (1) при диффузном излучении и отражении от стенок имеет вид:

$$I_{\lambda s} = \varepsilon I_{b\lambda} + \frac{r}{\pi} \int\limits_{(\vec{s}'\vec{n}) \le 0} I_{\lambda s'} \cos(\vec{s}'\vec{n}) d\Omega_{s'} \qquad (2)$$

где ε , *r* — интегральная степень черноты и отражательная способность ограждающей поверхности.

Поле температуры в расчетной области определяется уравнением сохранения энергии:

$$c_p \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + c_p \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \mathrm{div}\left[(\lambda_м + \lambda_т)\,\mathrm{grad}\ T\right] + \mathrm{div}\vec{q}_p. \qquad (3)$$

Здесь u, v — координатные составляющие вектора скорости движения дымовых газов, c_p, ρ — теплоемкость и плотность излучающей среды, $\lambda_м$, $\lambda_т$ — коэффициенты молекулярной и турбулентной теплопроводности, $\vec{q}_p$ — вектор плотности интегрального по спектру потока лучистой энергии. Дивергенция лучистых потоков тепла определяется по формуле:

$$\mathrm{div}\,\vec{q}_p = \int\limits_0^\infty \left(4\pi I_{b\lambda} - \int\limits_{4\pi} I_{\lambda s} d\Omega_s\right) d\lambda \qquad (4)$$

Поля скоростей и турбулентная диффузия определяются уравнениями неразрывности, Навье–Стокса и (k–ε) модели турбулентности, которые формально можно объединить в одно обобщенное уравнение:

$$\rho u \frac{\partial \Phi}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \Phi}{\partial y} = \mathrm{div}\left[\Gamma_\Phi\,\mathrm{grad}\,\Phi\right] + S_\Phi\ , \qquad (5)$$

где обобщенная переменная Φ=(u, v, k, ε). Здесь k — кинетическая энергия турбулентных пульсаций, ε — скорость диссипации турбулентных пульсаций, Γ_Φ — обобщенный коэффициент диффузии.

Источниковые члены в уравнениях модели турбулентности имеют вид:

$$S_k = G - \rho\varepsilon; \quad S_\varepsilon = C_{\varepsilon_1} \frac{\varepsilon}{k} G - C_{\varepsilon_2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \qquad (6)$$

Величина G, определяющая производство турбулентной энергии, определяется выражением:

$$G = \mu_т \left\{ 2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 \right\}. \quad (7)$$

Коэффициенты турбулентной диффузии вычисляются по формулам:

$$\mu_т = C_\mu f_{\mu_1} \rho \frac{k^2}{\varepsilon}; \qquad \lambda_т = \frac{c_p \mu_т}{Pr_т}. \quad (8)$$

Здесь $Pr_т$ — турбулентное число Прандтля, функция f_{μ_1} учитывает влияние турбулентного числа Рейнольдса $Re_т$ на турбулентную теплопроводность вблизи стенки. Эмпирические постоянные в модели турбулентности приняты равными [3]:

$$C_\mu = 0{,}09; \quad C_{\varepsilon_1} = 1{,}44; \quad C_{\varepsilon_2} = 1{,}92; \quad Pr_т = 0{,}9.$$

Система уравнений (1)–(5) дополняется соответствующими краевыми условиями. Параметры течения на входном сечении считаются известными, поэтому на нем ставится граничное условие первого рода. На выходном сечении используется метод «односторонних» координат [4], позволяющий замкнуть исходные дифференциальные уравнения. Краевые условия для продольной составляющей скорости и характеристик турбулентности на твердой границе ставятся по методу пристеночных функции [3].

Температура футерованной поверхности определяется из решения уравнения теплового баланса:

$$q_р + q_к = \frac{T_w - T_0}{R_Ф} \quad (9)$$

где $(T_w - T_0)$ — перепад температуры поперек футеровки, $R_ф$ — термическое сопротивление футеровки, $q_р$, $q_к$ — соответственно плотности лучистого и конвективного потоков тепла к футеровке. Температура верхней водоохлаждаемой поверхности считалась известной и равной 400К. Для замыкания излучающей системы входное и выходное сечения канала считались диффузно отражающими все падающее на них излучение.

В работе [5] приведены данные экспериментального исследования радиационно–конвективного теплообмена и газовой динамики в плоском горизонтальном канале. Канал футерован огнеупорным бетоном. Верхняя поверхность канала образована системой водоохлаждаемых калориметров. Дымовые газы после полного сгорания природного газа поступают в канал через узкую щель, расположенную в центре канала. Однако в опытах течение прижималась к нижней стенке канала. Поэтому в расчетах входная щель была смещена к нижней стенке канала. В расчетах учитывалась зависимость молекулярной вязкости и теплопроводности от температуры, коэффициент поглощения дымовых газов определялся в рамках модели широкой полосы, составленной из основных полос поглощения H_2O и CO_2 [6]. Образующие канал поверхности считались серыми.

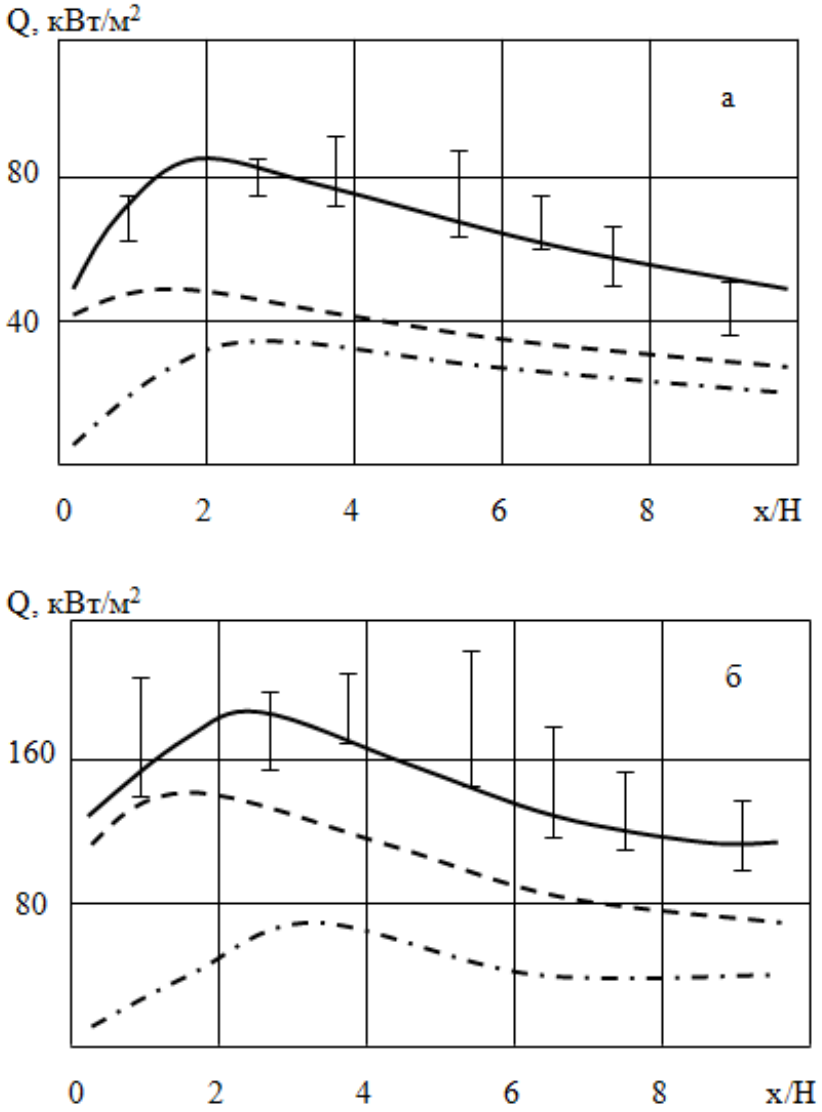

Рисунок 1. Распределение плортностей тепловых потоков по длине охлаждаемой поверхности (сплошная — суммарная, пунктирная — лучистая, штрихпунктирная — конвективная состовляющие), а — первый режим, б — второй режим,
|—| — разброс экспериментальных данных

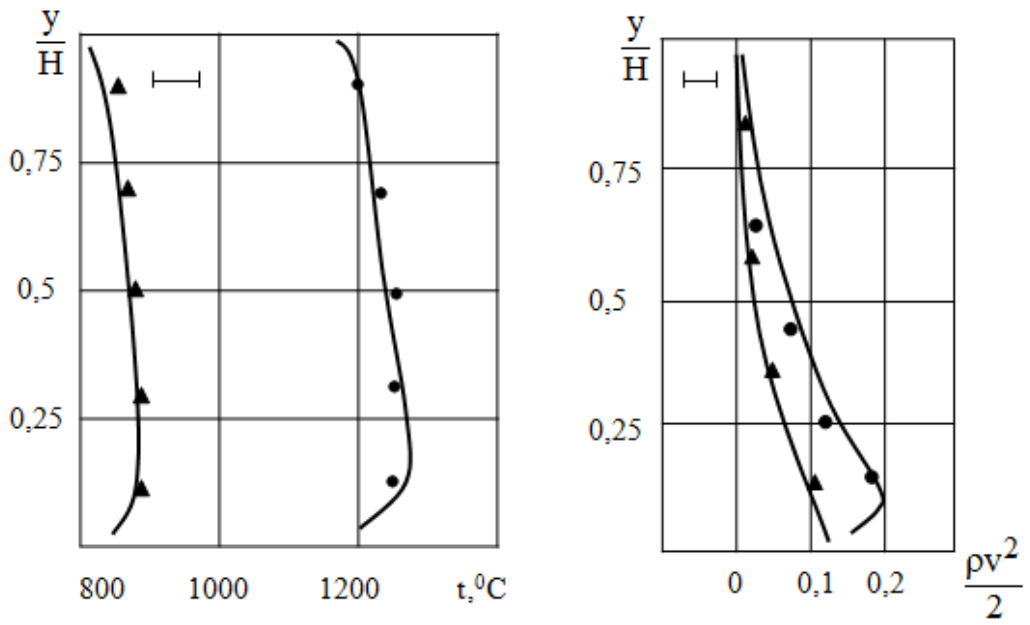

Рисунок 2. Профиль температуры и динамического напора по высоте канала, ▲, ● — первый и второй режимы

Выполнен расчет двух режимов течения и теплообмена. В первом режиме скорость газов на входе в канал 62м/с, температура 1370К, число Рейнольдса Re=14800, во втором — 113м/с, 1823К, Re=18700. При этих условиях температура и число Рейнольдса соответствуют значениям, характерным в камерах сгорания трубчатых печей. Система уравнений (1)–(5) решалась на конечно–разностной сетке с 17×11 узловыми точками и сходилась за 10 (первый режим) и 6 (второй режим) итерационных циклов.

На Рисунках 1–2 представлены экспериментальные и расчетные значения плотностей полных, лучистых и конвективных потоков тепла к водоохлаждаемому своду, профили температуры и динамического напора поперек канала для этих режимов течения и теплообмена. Результаты расчетов удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными.

Список литературы:

1. Абдуллин А. М., Вафин Д. Б. Численное моделирование локального теплообмена в топках трубчатых печей на основе дифференциальных приближений для лучистого переноса тепла // Инженерно-физический журнал. 1991. Т. 60. №2. С. 291-297.
2. Вафин Д. Б., Абдуллин А. М. Анализ эффективности работы технологических трубчатых печей при разных режимах сжигания топлива // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2009. №3-4. С. 54-58.
3. Белов И. А., Кудрявцев Н. А. Теплоотдача и сопротивление пакетов труб. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 223 с.
4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.
5. Щербинин В. И., Шлеймович Б. М. Экспериментальное исследование сложного теплообмена и гидродинамики при отрывном течении излучающего газа в плоском канале // Совершенствование тепловой работы и конструкций металлургических агрегатов: сборник научных трудов ВНИИМТ. М., 1982. С. 74-77.

6. Абдуллин А. М. Анализ спектра излучения продуктов сгорания газообразного топлива // Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16. №12. С. 67-70.

References:

1. Abdullin, A. M., & Vafin, D. B. (1991). Numerical modeling of local heat transfer in tubular furnaces based on differential approximations for radiant heat transfer. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 60, (2), 291-297

2. Vafin, D. B., & Abdullin, A. M. (2009). Analysis of the efficiency of the technological tubular furnaces under different combustion conditions. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Problemy energetiki*, (3-4), 54-58

3. Belov, I. A., & Kudryavtsev, N. A. (1987). Heat transfer and resistance of stacks of pipes. Leningrad, Energoatomizdat, 223

4. Patankar, S. (1984). Numerical methods for solving problems of heat transfer and fluid dynamics. Moscow, Energoatomizdat, 152

5. Scherbinin, V. I., & Shleymovich, B. M. (1982). Experimental study of complex heat transfer and hydrodynamics in the separated flow of a radiating gas in a flat channel. *Perfection of thermal work and designs of metallurgical aggregates: collection of scientific papers VNIIMT. Moscow, 74-77*

6. Abdullin, A. M. (2013). Analysis of the radiation spectrum of combustion products of gaseous fuels. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, (12), 67-70

Работа поступила в редакцию 15.09.2017 г.

Принята к публикации 19.09.2017 г.

Ссылка для цитирования:

Абдуллин А. М. Расчет сложного теплообмена в плоском канале с турбулентным течением // Бюллетень науки и практики. Электрон. журн. 2017. №10 (23). С. 35-40. Режим доступа: http://www.bulletennauki.com/abdullin-am (дата обращения 15.10.2017).

Cite as (APA):

Abdullin, A. (2017). Complex heat transfer calculation in a plane channel with a turbulent flow. *Bulletin of Science and Practice*, (10), 35-40