

В нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности находят применение печи с газовыми веерными горелками настильного пламени. Для нормального протекания технологических процессов в реакционных трубах должна быть обеспечена определенная теплонапряженность труб по их длине. В то же время нельзя допускать местного перегрева труб. Как известно на распределения плотностей тепловых потоков к трубчатому экрану и температуры по длине труб оказывает влияние расположение горелок. Для изучения этого вопроса проведены параметрические исследования аэродинамических и тепловых характеристик топочной камеры трубчатой печи при разных расположениях горелок. В работе [1] показана возможность теплового расчета технологических трубчатых печей с газовыми веерными горелками настильного пламени в рамках дифференциального метода расчета топок. Газовые веерные горелки типа ГВН предназначены для сжигания газообразного топлива в трубчатых печах на предприятиях нефтеперерабатывающей, нефтехимической и газовой промышленности. Упрощенная схема веерной горелки приведена в [1]. Исследования проведены для трубчатой печи типа БПК-6К с использованием дифференциального метода [2]. Эта печь коробчатого типа и используется для паровой конверсии природного газа. Камера радиации указанной печи состоит из двух секций, расположенных симметрично относительно однорядного трубчатого змеевика с вертикальным расположением труб. Количество труб в змеевике 28, диаметр 134´12мм, шаг между ними 300 мм, обогреваемая длина труб 10 м. В численных исследованиях были рассмотрены разные возможные варианты расположения ярусов горелок. Ряд труб заменим сплошной непрозрачной для теплового излучения лучевоспринимающей поверхностью с эффективной степенью черноты. Эффективную степень черноты $e_{\text{эф}}$ и отражательную способность $g_{\text{эф}}$ такого трубчатого экрана можно вычислить по формулам [3]: $e_{\text{эф}} = \dots$; $g_{\text{эф}} = 1 - e_{\text{эф}}$, (1) где e_l , g_l - спектральная степень черноты и отражательная способность наружной поверхности труб; $j_{\text{пэ}}$ - угловой коэффициент, зависящий от расстояния между трубами (шага) $S_{\text{э}}$ и внешнего диаметра труб d : $j_{\text{пэ}} = 1 + \arctg \dots$, $n = \dots$. Наличие осевой симметрии, а также симметричное расположение горелок позволяют рассматривать задачу в двухмерной постановке для одной половины печи. Система координат, область интегрирования и изотермы в камере радиации показаны на рис. 1. На рисунке высота камеры радиации вдоль оси x показана уменьшенной в 3,5 раза по сравнению с шириной камеры. Двухмерная математическая модель задачи содержит стационарные уравнения энергии, переноса излучения, движения, неразрывности, k - ϵ модели турбулентности, двухшаговой модели горения. Распределение температур в топочной камере находится в результате решения уравнения энергии (2) Здесь - изобарная теплоемкость; u, v - компоненты вектора скорости по осям x, y соответственно; ρ - плотность дымовых газов; μ, ν - коэффициенты молекулярной и

турбулентной теплопроводности; $T=T(x,y)$ – температура в точке с координатами x,y ; – объемная плотность тепловыделения в результате горения топлива; – вектор плотности интегрального по спектру лучистого потока тепла. Для нахождения распределения в объеме топочной камеры решаются дифференциальные уравнения двухшаговой модели горения. Дивергенция лучистых потоков определяется путем решения уравнения переноса излучения. Лучистый теплообмен рассматривается в S_2 -приближении метода дискретных ординат. При использовании метода дискретных ординат интегро-дифференциальное уравнение переноса излучения заменяется системой дифференциальных уравнений относительно интенсивности излучения вдоль ограниченного количества выделенных направлений $S_m \{S_m; m = 1, N_o\}$. Эти направления задаются набором угловых координат $\{m_m, x_m; m = 1, N_o\}$, равные величине проекции единичного вектора направления S_m на оси координат Ox и Oy соответственно. В зависимости от их количества различают S_2 - приближение ($N_o = 4$), S_4 - приближение ($N_o = 12$), и другие [4]. Вместо интегро-дифференциального уравнения получается система дифференциальных уравнений относительно интенсивности излучения в k -ом спектральном диапазоне вдоль каждого из этих направлений m : (3) где a_k, b_k - осредненные спектральные коэффициенты поглощения и рассеяния в определенном спектральном диапазоне k ; m_m, x_m - угловые координаты и w_m - весовые коэффициенты [4]. Поле скоростей находится решением осредненных по времени уравнений движения и неразрывности $r u + r u = - + (m \text{эф}(2 - \text{div})) + (m \text{эф}()) + f_1$; (4) $r u + r u = - + (m \text{эф}()) + (m \text{эф}(2 \text{div})) + f_2$, (5), (6) где $\mu \text{эф} = \mu + \mu_t$; μ, μ_t - коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкости соответственно; p - давление дымовых газов в топочной камере; f_1, f_2 - массовые силы. Для замыкания уравнений движения используется k - ϵ модели турбулентности. К этим уравнениям добавляется уравнение состояния газов. Камера радиации рассматриваемой трубчатой печи работает при атмосферном давлении. Поэтому состояние дымовых газов рассматривается в приближении идеального газа. В данной работе в отличие от [1] использована двухшаговая модель горения $CH_4 + 1,5 O_2 \rightarrow CO + 2 H_2O$, $CO + 0,5 O_2 \rightarrow CO_2$. При этом скорости реакций определяются по модели вихревой диссипации. В качестве окислителя используется воздух, в качестве газообразного топлива – природный газ, 95-98% которого составляет метан. Перечисленные выше уравнения сохранения, кроме уравнения переноса излучения, можно записать в следующем обобщенном виде: (7) $S_f = S_C - S_P f$. Здесь $f \in \{T, u, v, k, \epsilon, m_k, m_{ok}\}$ обобщенная переменная. Для каждой из перечисленных переменных в обобщенном уравнении (7) свои соответствующие выражения для коэффициентов переноса Γ_f и источниковых членов S_C, S_P , причем $S_P \geq 0$. Подробные записи этих уравнений, вопросы постановки граничных условий приведены в [2]. Селективность излучения продуктов сгорания описывалась в рамках шестиполосной модели

спектра. Учитывалась зависимость теплофизических и оптических свойств продуктов сгорания от температуры. Для этого использовались специально разработанные подпрограммы. Система уравнений дополняется граничными условиями. На входном участке для уравнения энергии, уравнений движения, уравнений модели турбулентности, модели горения ставится граничное условие 1 рода. Для уравнений движения на твердой границе ставятся условия «прилипания» и «непроницаемости». На жесткой стенке для уравнений модели горения задается условие отсутствия потока. Для уравнения энергии на поверхности нагрева ставится граничное условие 1 рода. На выходе из топки задается условие нулевого градиента. На твердой границе диффузионный поток кинетической энергии турбулентности полагается равным нулю. Аппроксимация граничных условий в методе дискретных ординат подробно рассмотрена в [1]. Поверхностная плотность теплового излучения в направлении внешней нормали через интенсивность излучения вычисляется по выражению: $\dot{q}_w = \int_0^\pi \int_0^{2\pi} I_w \cos^2 \theta \sin \theta d\theta d\phi$, где I_w - внешняя нормаль к поверхности. Для получения дискретных аналогов уравнений сохранения использован метод контрольных объемов в сочетании с методом конечных разностей. Для алгебраической аппроксимации уравнений (7) применена разностная сетка «шахматного» типа. Узлы, в которых определяются продольная u и поперечная v составляющие скорости, сдвинуты относительно «основных» узлов на полшага в продольном и поперечном направлениях соответственно. Около футерованной стенки, где расположены в два ряда горелки, использована более мелкая сетка. Вся область интегрирования разделена на 6000 прямоугольных ячеек. Решение задачи сложного теплообмена проводится по итерационной схеме. В каждой итерации последовательно решаются газодинамическая и тепловая задачи. В ходе итерационного процесса совместного решения уравнений энергии и переноса излучения в первых внешних итерациях поле температуры и скоростей сильно «осциллирует». Для уменьшения величины «осцилляций» также, как в [1,5] применяется нижняя релаксация и линеаризация источниковых членов. В параметрических исследованиях рассмотрены 6 вариантов расположения ярусов веерных горелок. В первом варианте верхний ярус расположен на расстоянии 1 м от свода, а нижний ярус – на расстоянии 2,5 м от свода. Во втором варианте верхний и нижний яруса расположены на расстояниях 2 м и 3,5 м от свода соответственно. В каждом следующем варианте расстояние от свода увеличивается на 1 м. В проведенных расчетах в качестве топливного газа использовался метан. Расход газа на половину камеры радиации составлял $V_t = 0,198$ нм³/с, низшая теплота сгорания = 35818 кДж/нм³. Температура топливной смеси на входе в горелки 323К, температура воздуха, подаваемого в горелки в проведенных расчетах принята такой же. Коэффициент избытка воздуха $\alpha_t = 1,1$. Расчеты выполнены при равномерном распределении топливного газа по ярусам горелок. Эффективная степень черноты поверхности нагрева,

определенная по формуле (1), равна 0,79. Температура наружной поверхности труб линейно менялась от 1150к до 1200К. Предполагается, что твердые поверхности диффузно испускают собственное и отражают падающее излучение. Степень черноты футерованных боковых стенок $\epsilon = 0,42$, коэффициент теплопроводности с учетом многослойности стенок $\lambda = 0,35$ Вт/(м×К). Учитывалась потеря теплоты через стенки за счет теплопроводности. Наружная температура стенок печи принята равной 300К. Толщина стенок 0,45 м. Степень черноты свода принята равной 0,67, а пода-0,69. Некоторые из полученных результатов приведены на рис. 1-4. На рис.1 показаны изотермы при двух вариантах (в верхней части - первый вариант, в нижней части - шестой вариант). В первом варианте область высоких температур расположена в верхней части топки. При смещении ярусов горелок к поду область высоких температур смещается к поду и как следствие возрастает температура дымовых газов, покидающих топку. Как видно из рисунка разность температур в зоне, расположенной около свода, между первым и шестым вариантами доходит до 370К. Во всех вариантах факела расположены в непосредственной близости у боковой футерованной стенки. Поэтому максимальные температуры наблюдаются у боковой стенки и прилегающей к ней области выше горелок. Изолинии функции тока при двух вариантах расположения горелок (1-й и 6-й варианты) показаны на рис.2. Из рисунка видно, что картина течения существенно меняется. В первом варианте зона обратного тока расположена в верхней части топки и ближе к поверхности нагрева. В этом случае поверхность нагрева по длине реакционных труб омывается более горячими продуктами сгорания от факелов по ходу прямого тока. При смещении ярусов горелок в сторону пода зона обратных токов соответственно перемещается к выходному сечению. На рис.3 приведены распределения поверхностных плотностей суммарных (лучистых и конвективных) тепловых потоков q при всех 6 вариантах расположения ярусов веерных горелок. В первом варианте максимум в распределении q находится на расстоянии 1 м от свода. В каждом следующем варианте максимум в распределении q удаляется от свода примерно на 1 м и при этом распределения q становятся более равномерными. Поперечные профили скоростей для второго варианта приведены на рис.4. Максимальные значения продольных скоростей наблюдаются в сечениях, соответствующих амбразурам горелок. При удалении от горелок профили скоростей становятся более равномерными. По приведенным графикам можно судить о размерах зоны обратных токов. Сравнение распределений температур, полученных в [1] и в данной работе, показывает, что при использовании одноступенчатой модели горения температурный фон в топочной камере получается более высоким, чем при использовании двухшаговой модели горения. Таким образом, проведенные исследования показывают, что расположение ярусов веерных горелок значительно влияет на тепловые характеристики трубчатых печей коробчатого

типа. Полученные результаты можно использовать при проектировании, реконструкции и эксплуатации трубчатых печей рассмотренного типа