

Сибирь А.В. – аспирант, НМетАУ
Решетняк С.И. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ
Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РЕГЕНЕРАТИВНОМ КОЛОДЦЕ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ГОРЕЛКОЙ

Выполнено математическое моделирование гидродинамических процессов в регенеративном нагревательном колодце с центральной горелкой. Для учета турбулентности движения использованы $k - \varepsilon$ и RNG $k - \varepsilon$ модели. На созданной физической модели проведены исследования характера потоков из воздушного и газового сопел центральной горелки.

Список условных обозначений

Обозначения

B, H, L – ширина, длина и высота камеры колодца;
 C_μ, C_1, C_2 – коэффициенты модели турбулентности;
 D_1, D_2, D_3 – диаметры наружного кольца горелки, газовой трубы, газового сопла;
 E – эмпирическая константа, $E = 9.0$;
 F_x, F_y, F_z – площади поверхности контрольного объема в направлениях x, y, z ;
 $G = 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} \right)^2$ –
производство турбулентной кинетической энергии;
 I_t – интенсивность турбулентности;
 k – кинетическая энергия турбулентности, Дж/кг;
 L_{ex} – характерный размер входного сечения, м;
 n – нормаль к поверхности, м;
 P – давление, Па;
 S – ширина перегородки в горелке;

\bar{S} – источниковый член в уравнении турбулентности;
 U, V, W – составляющие вектора скорости, $м/с$;
 $u_\tau = \sqrt{\tau/\rho}$ – динамическая скорость, $м/с$;
 $U^+ = U_p/u_\tau$ – нормированная скорость;
 x, y, z – координаты, $м$;
 y_p – расстояние от стенки по нормали, $м$;
 $y^+ = \frac{y_p u_\tau}{\nu}$ – нормированное расстояние;
 β, η_0 – константы RNG $k - \varepsilon$ модели турбулентности;
 Γ_φ – коэффициент диффузии для переменной φ ;
 ε – скорость диссипация кинетической энергии турбулентности, $м^2/с^3$;
 k – эмпирическая константа, $k = 0.42$;
 $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ – эффективная динамическая вязкость, $Н \cdot с/м^2$;
 ρ – плотность, $кг/м^3$;
 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – турбулентные числа Прандтля для диффузии k и ε ;
 τ – напряжение сдвига на стенке, $Н/м^2$;
 $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – размеры сторон контрольного объема, $м$.

Подстрочные индексы

w, e, n, s, t, b – направление.

Надстрочные индексы

* – предыдущая итерация.

Состояние вопроса

Одним из эффективных способов сжигания топлива при высокотемпературном подогреве воздуха является организация объемного горения. Примером может служить нагревательный колодец с центральной регенеративной горелкой [1]. Схема камеры колодца и горелочного устройства представлена на рис. 1.

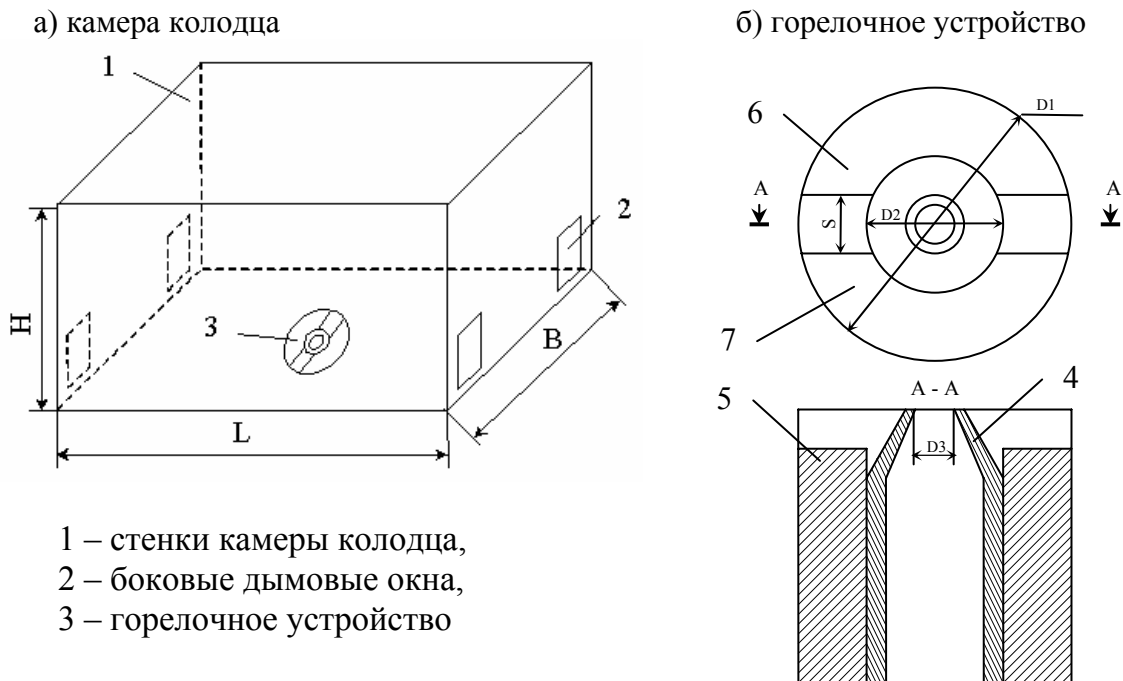


Рис. 1. Схема камеры нагревательного колодца (а) и горелки (б)

Особенностью такого колодца является конструкция горелочного устройства 3, которое состоит из наружного кольца диаметром D_1 , газовой трубы с соплом 4, имеющим диаметром D_3 , разделительной перегородки 5 и каналов для прохода воздуха 6 и дыма 7. Газ постоянно поступает в камеру колодца через сопло 4, а воздух, подогретый в регенераторах, – через канал 6. Продукты сгорания после циркуляции в камере удаляются через канал 7 и направляются в регенератор. По истечении времени цикла работы регенератора происходит реверс движения воздушных и дымовых потоков, т.е. воздух будет идти через канал 7, а дым будет уходить через канал 6. При этом для сбалансированной работы регенераторов часть дымовых газов, определяемая составом топлива, удаляется через боковые окна 2, которые через систему боровов связаны с дымовой трубой.

Недостатком этой схемы отопления, является возможность перетекания части воздушного потока из воздушного канала в дымовой

канал через верх перегородки 5, что может привести к увеличению расхода воздуха и снизить эффективность работы колодца.

С целью исследования качества смешения топлива и воздуха, а также траекторий движения газов в рабочей камере, была создана математическая модель гидродинамических процессов в таком колодце. Для проверки результатов математического моделирования, а также для изучения отдельных явлений была разработана физическая модель нагревательного колодца.

Математическая модель

Для описания турбулентного движения газов в рабочей камере в модели используются осредненные уравнения движения и неразрывности:

$$\frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VU)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WU)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} U) - \frac{\partial P}{\partial x}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho UV)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WV)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} V) - \frac{\partial P}{\partial y}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W^2)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} W) - \frac{\partial P}{\partial z}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = 0, \quad (4)$$

где эффективная вязкость газа μ_{eff} определяется из модели турбулентности, рассматриваемой ниже.

Граничными условиями для твердых поверхностей камеры являлись условия прилипания и непротекания. На входе потоков в камеру из газового и воздушного каналов задавались значения нормальных составляющих скорости, а на выходе потоков в дымовые каналы принимался равным нулю нормальный градиент скорости. Для давления на входе потоков и на всех твердых поверхностях нормальный градиент принимался равным нулю, а на выходе потоков в дымовые каналы задавалось значение давления.

Из-за сложного характера движения в рассматриваемой задаче расчеты проводились по двум моделям турбулентности: 1) стандартной $k - \varepsilon$ [2]; 2) RNG $k - \varepsilon$ [3]. Согласно этим моделям турбулентная вязкость μ_t определяется по формуле:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (5)$$

Значения k и ε находятся из уравнений:

$$\frac{\partial(\rho U k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W k)}{\partial z} = \operatorname{div} \left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \operatorname{grad} k \right) + \mu_t G - \rho \varepsilon; \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho U \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W \varepsilon)}{\partial z} = \operatorname{div} \left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \operatorname{grad} \varepsilon \right) + \frac{C_1 \mu_t G \varepsilon}{k} - \frac{C_2 \rho \varepsilon^2}{k}. \quad (7)$$

Значения постоянных, используемых в моделях турбулентности, приведены в табл. 1.

Таблица 1
Значения коэффициентов моделей турбулентности

Модель	Константы						
	C_μ	σ_k	σ_ε	C_1	C_2	η_0	β
Стандартная $k - \varepsilon$	0,09	1,0	1,3	1,44	1,92	-	-
RNG $k - \varepsilon$	0,085	0,719	0,719	$1,42 - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$	1,68	4,377	0,012

Переменная η определяется из следующего уравнения:

$$\eta = \sqrt{G} k / \varepsilon. \quad (8)$$

Для моделей турбулентности используются следующие граничные условия:

- на входной границе задаются значения k и ε

$$k = 1.5(U_{cp} I_t)^2; \quad \varepsilon = \frac{C_\mu^{0.75} k^{1.5}}{0.07 L_{ex}}; \quad (9)$$

- на выходной границе задаются значения градиентов k и ε

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0; \quad (10)$$

- вблизи твердых поверхностей используется двухслойный закон стенки

$$U^+ = \frac{U_p}{u_\tau} = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln(E y^+) & y^+ > 11.65 \\ y^+ & y^+ \leq 11.65 \end{cases}. \quad (11)$$

Уравнения (6) и (7) возле стенки не решаются, а значения k , ε и напряжения на стенке находятся по формулам:

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}; \quad \varepsilon = \frac{u_\tau^3}{\kappa y_p}; \quad \tau = \frac{u_\tau^2}{\rho}. \quad (12)$$

Численное решение

Для решения поставленной задачи применялся метод контрольного объема. Для этого в расчетной области по осям x , y , z вводилась равномерная пространственная сетка с соответствующим шагом Δx , Δy , Δz . Размер сетки определялся, исходя из приемлемого представления наименьшего элемента рассматриваемой системы, т.е. диаметра D_3 газового сопла. Схема шаблона контрольного объема приведена на рис. 2. Значения скалярных величин (P , k , ε) находятся в центре контрольного объема, а векторные величины (составляющие вектора скорости) вычисляются на границах контрольного объема. В конечно – разностной форме уравнения (1) – (3) и (6) – (7) могут быть представлены в следующем общем виде [4]:

$$A_P \varphi_P = A_W \varphi_W + A_E \varphi_E + A_S \varphi_S + A_N \varphi_N + A_B \varphi_B + A_T \varphi_T + S_U,$$

где величина суммарного потока (A) определяется с помощью гибридной схемы:

$$\begin{aligned} A_W &= \max[F_W, (D_W + F_W/2), 0], \\ A_E &= \max[-F_E, (D_E - F_E/2), 0], \\ A_S &= \max[F_S, (D_S + F_S/2), 0], \\ A_N &= \max[-F_N, (D_N - F_N/2), 0], \\ A_B &= \max[F_B, (D_B + F_B/2), 0], \\ A_T &= \max[-F_T, (D_T - F_T/2), 0], \\ A_P &= A_E + A_W + A_N + A_S + A_T + A_B. \end{aligned}$$

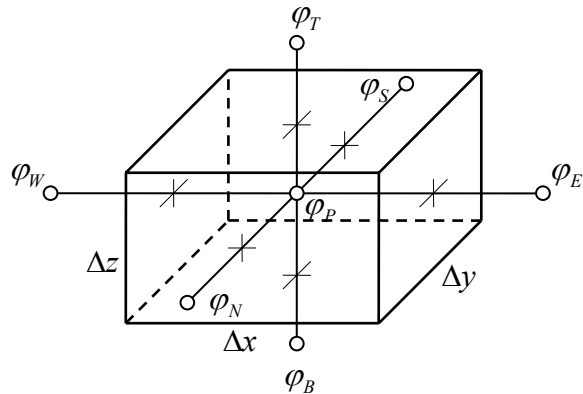


Рис. 2. Схема контрольного объема

Значения конвективных (F) и диффузионных (D) потоков вычисляются на границах контрольного объема согласно табл. 2.

Таблица 2

Значения конвективных и диффузионных потоков
на границах контрольного объема

Направление	w	e	n	s	t	b
F	$(\rho U)_w F_x$	$(\rho U)_e F_x$	$(\rho V)_n F_y$	$(\rho U)_s F_y$	$(\rho U)_t F_z$	$(\rho U)_b F_z$
D	$\frac{(\Gamma_\varphi)_w}{\Delta x} F_x$	$\frac{(\Gamma_\varphi)_e}{\Delta x} F_x$	$\frac{(\Gamma_\varphi)_n}{\Delta y} F_y$	$\frac{(\Gamma_\varphi)_s}{\Delta y} F_y$	$\frac{(\Gamma_\varphi)_t}{\Delta z} F_z$	$\frac{(\Gamma_\varphi)_b}{\Delta z} F_z$

Для расчета поля скоростей применялся алгоритм SIMPLE [5]. Процедура решения конечно – разностных уравнений движения и уравнений модели турбулентности следующая: 1) задаются начальные значения давления P , компонентов скорости U , V , W и турбулентной вязкости μ_t ; 2) решаются уравнения движения (1) – (3) и с помощью алгоритма SIMPLE производится корректировка поля давлений и поля скоростей для удовлетворения уравнения неразрывности; 3) решаются уравнения для кинетической энергии турбулентности (6) и её диссипации (7), находится турбулентная вязкость; 4) проверяется сходимость решаемых уравнений; если сходимость не достигнута, то расчет повторяется с пункта 2.

При решении всех дискретных уравнений использовалась нижняя релаксация, коэффициенты которой подбирались для каждого уравнения отдельно.

Особую сложность в поставленной задаче представляет решение дискретных уравнений модели турбулентности, т.к. во время итераций может возникнуть неустойчивость решения из-за того, что переменные k и ε могут принять нефизичные значения. Для улучшения сходимости при решении уравнений (6) и (7) использовалась стандартная форма записи аппроксимации источников члена:

$$\bar{S}\Delta V = S_U + S_P\varphi_P.$$

Согласно этой форме записи устойчивая аппроксимация источника $\mu_t G - \rho\varepsilon$ уравнения (6) имеет вид:

$$S_U = (\mu_t G + 0.5 \cdot \rho \varepsilon^*) \Delta V;$$

$$S_P = -1.5 \cdot \rho \frac{\varepsilon^*}{k^*} \Delta V,$$

а аппроксимация источника $\mu_t C_1 G \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$ для уравнения (7) запишется как:

$$S_u = \left(\frac{1}{3} C_2 \rho (\varepsilon^*)^2 / k + C_1 \mu_i G \cdot \varepsilon^* / k \right) \Delta V ;$$

$$S_p = -\frac{4}{3} \cdot C_2 \rho \frac{\varepsilon^*}{k} \Delta V .$$

Физическая модель

Эксперименты проводились на плексигласовой модели, выполненной в масштабе 1:15 (рис. 3). В качестве рабочей жидкости использовалась вода. Модель представляет собой замкнутую систему, которая состоит из герметичного плексигласового бассейна 1, модели горелочного устройства 2, накопительной ёмкости 3, соединительных шлангов 4 и центробежного циркуляционного насоса 5. Для регулирования расхода воды установлены шаровые краны 6, а для его измерения – счетчики воды 7. При физическом моделировании важно сохранить динамическое подобие модели и исследуемого объекта. Расходы воды через «газовый», «воздушный» и «дымовый» каналы горелочного устройства в модели определялись согласно методике [6], в качестве критерия подобия была выбрана удельная кинетическая энергия струи, которая обеспечивает подобие условий ввода газов в печь. Т.к. осуществлялось холодное моделирование, то для учета различной плотности воздуха и газа на входе в печь производилась корректировка размеров диаметра газового сопла.

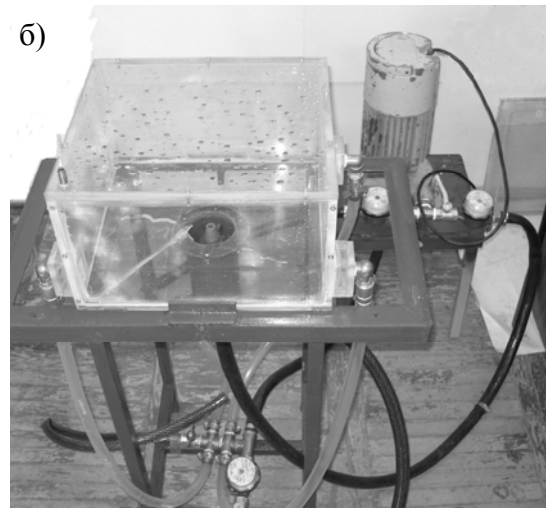
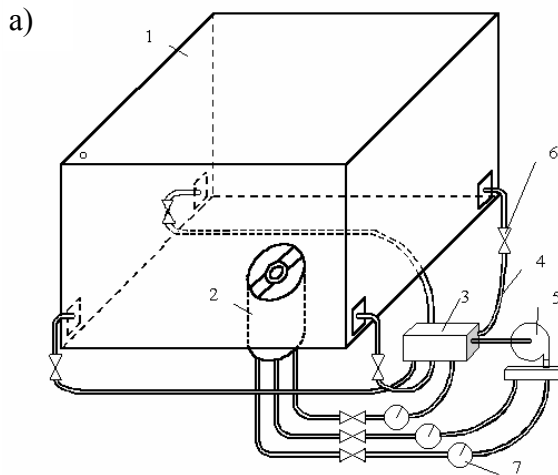


Рис. 3. Физическая модель колодца: (а) – схема модели, (б) – фотография модели

Для получения экспериментального поля скоростей был выбран метод трассирования частиц. Метод основан на визуализации течения путем добавления в него частиц нейтральной плавучести. При проведении экспериментов были использованы частицы полистирола размером 0,2 – 0,3 мм, которые вводились в модель. Подсветка модели в сечении создавалась с помощью плоского луча света, в плоскости которого движение частиц снималось на цифровую фотокамеру. Для создания плоского светового луча использовалась галогенная лампа с системой линз.

Результаты моделирования

При моделировании был выбран цикл работы регенераторов, при котором левый канал горелочного устройства представляет воздушный поток, а правый – дымовой. При проведении экспериментов параметры модели удовлетворяли условию автомодельности. Расходы рассчитывались для случая работы колодца на средней и максимальной мощности. Для получения приближенного поля скоростей жидкости использовался метод трассирования частиц. На рис. 4а приведен пример фотографии треков частиц в вертикальной плоскости, проходящей через ось горелки. Экспозиция снимка составляла 1/25 с. На рис. 4б приведено векторное поле скорости жидкости, полученное путем измерений длины и направления этих треков с учетом масштабов моделирования. Как видно из приведенных результатов, в вертикальной центральной плоскости модели образуются две крупные зоны циркуляции. На снимке хорошо видно, что из каждого вихря после циркуляционного движения отделяется часть потока, которая направляется в боковые окна камеры. Остальной поток уходит в дымовой канал горелки.

Для визуализации течения и изучения характера движения отдельно газового и воздушного потоков в подающие трубопроводы перед входом в горелочное устройство вводился краситель. На рис. 5 и 6 показаны фотоснимки развития газовой и воздушной струй. Для обоих случаев отчетливо наблюдается отклонение струи от вертикальной оси, обусловленное уносом части потока в дымовой канал горелки. При этом газовая струя является четко выраженной и растекается почти плоским слоем под крышкой камеры. Так как воздух поступает в камеру через сопло в виде полукольца, то его струя имеет значительно больший поперечный размер, чем струя газа. Она развивается в виде направленного облака, что должно обеспечить объемное сжигание топлива в камере. Моделирование показало, что возникает интенсивное

движение во всем объеме камеры, которое обеспечивает отсутствие «застойных зон» в углах камеры колодца.

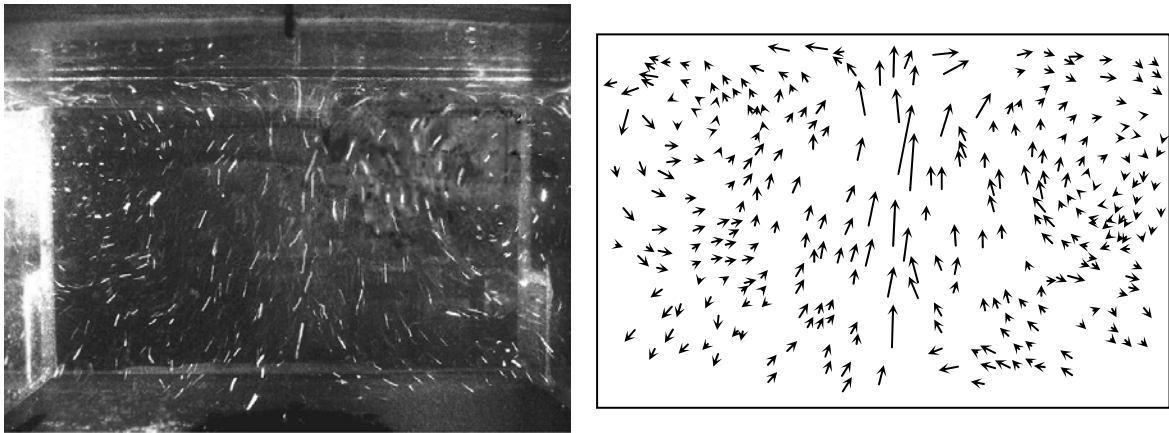


Рис. 4. Фотоснимок треков частиц в центральной плоскости модели (а) и полученное векторное поле скорости (б)

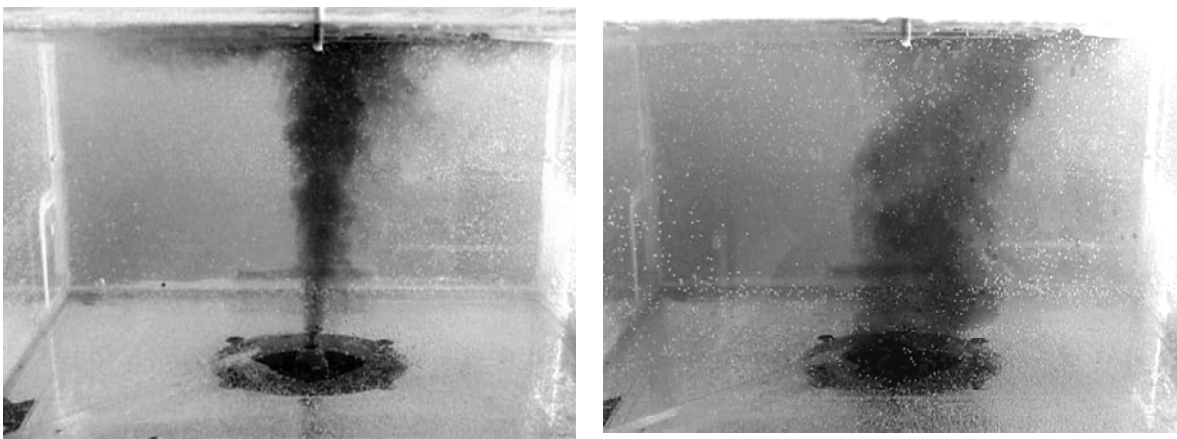


Рис. 5. Фотоснимки визуализации движения газа (а) и воздуха (б) в модели путем введения туши в соответствующий поток

На рис. 6 представлены результаты численного моделирования движения струй газа и воздуха в камере колодца, при условиях аналогичных использованным в физической модели. Расчеты проводились по $k-\epsilon$ и RNG $k-\epsilon$ моделям, из которых последняя дала более адекватные результаты физическому моделированию и показала лучшую вычислительную

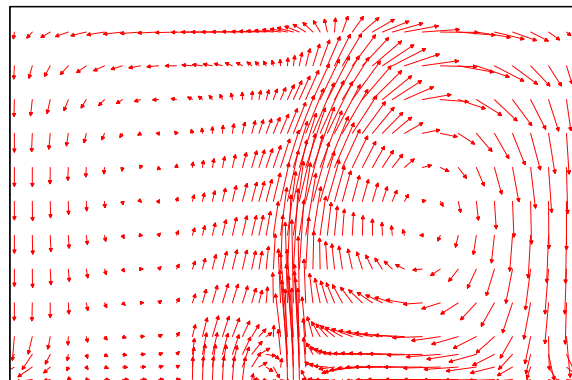


Рис. 6. Расчетное поле скоростей в центральной вертикальной плоскости камеры колодца

устойчивость. Сравнивая результаты математического и физического моделирования можно сделать вывод о совпадении общего характера движения и возникающих зон циркуляции. Т.к. при численном решении получаются осредненные значения скорости, то на рис. 6 течение выглядит более гладким, чем на рис. 4, где можно наблюдать отдельные турбулентные пульсации скорости.

Выводы

Разработана математическая модель гидродинамического движения с учетом турбулентности потока в камере колодца с центральной регенеративной горелкой. Сравнение результатов математического и физического моделирования показало совпадение общего характера движения и возникающих зон циркуляции.

По характеру движения струй воздуха и газа, выходящих из воздушного и газового сопел, можно судить о возникновении объемных зон перемешивания, что в свою очередь может приводить к объемному горению.

Список литературы

1. Губинский В.И., Ерёмин А.О., Сибирь А.В., и др. Работа нагретельного колодца с шариковыми регенераторами // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2005. № 1. – С.103-105.
2. Lauder В.Е. and Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 1974, Vol. 3, pp. 269-289.
3. Yakhot V., Orszag S.A., Thangam S., Gatski T.B., and Speziale C.G. Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Technique, *Phys. Fluids A.*, 1992, Vol. 4, No. 7, pp. 1510-1520.
4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
5. Versteeg Н.К., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method. Longman Scientific & Technical, 1995. – 257 с.
6. Губинский В.И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.

Рукопись поступила 25.05.2006.