

5. Krupp Z., Chobanian A.V., Brecher P.I. The in vivo transformation of phospholipids vesicles to a particle resembling HDL in the rat // *Biochem. and Biophys. Res. Commun.* – 1976. – 72, № 4. – P. 1251–1258.

6. Martin F.J., McDonald R.C. Lipid vesicle-cell interactions // *J. Cell. Biol.* – 1976. – 70, № 4. – P. 515–526.

7. Ивков В.Г., Берестовский Г.Н. Липидный бислои биологических мембран. М.: Наука, 1982, 224 с.

8. Красильников В.Н., Несмелов А.И. Липосомы: структура, свойства, производство. – “Масло-жировая промышленность”. № 2, 1999.

9. Марголис Л.Б., Бергельсон Л.Д. Липосомы и их взаимодействие с клетками. – М.: Наука, 1986, 240 с.

10. Дискретно-импульсный ввод энергии в теплотехнологиях / А.А. Долинский, Б.И. Басок, С.И. Гулый, А.И. Накорчевский, Ю.А. Шурчкова – К.: Институт технической теплофизики Национальной Академии Наук Украины, 1996. – 204 с.

11. Wilschut J., Düzgünes N., Fraley R., and Papahadjopoulos D. Studies on the mechanism of membrane fusion: kinetics of calcium ion induced fusion of phosphatidylserine vesicles followed by a new assay for mixing of aqueous vesicle contents // *Biochemistry* 1980, 19, P. 6011–6021.

Получено 14.02.2006 г.

УДК 621.783.2:669.95

СИБИРЬ А.В., РЕШЕТНЯК С.И., ГУБИНСКИЙ В.Й.

Национальная металлургическая академия Украины

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ, ОТАПЛИВАЕМОЙ РЕГЕНЕРАТИВНЫМИ ГОРЕЛКАМИ

Виконано чисельне моделювання розігріву футерованої камери регенеративними пальниками. Спільно вирішувалися задачі турбулентного руху газу, променево-конвективного теплообміну і нестационарної теплопровідності кладки камери. Розглянуто варіанти розташування пальників у нижній частині камери і на бокових поверхнях камери. Показано переваги нижнього розташування регенеративних пальників.

Выполнено численное моделирование разогрева футерованной камеры регенеративными горелками. Совместно решались задачи турбулентного движения газа, лучисто-конвективного теплообмена и нестационарной теплопроводности кладки камеры. Рассмотрены варианты расположения горелок в нижней части камеры и на боковых стенах. Показано преимущество нижнего расположения регенеративных горелок.

The numerical simulation of lined chamber heating by regenerative burners was carried out. The problems of turbulent gaseous flow, radiant-convective heat-transfer and transient heat-conduction of chamber's wall were solved jointly. The variants of burners arrangement in the lower part of the chamber and on its profile planes were studied. The advantage of lower arrangement of regenerative burners was shown.

$a$  – степень черноты;

$C_p$  – теплоемкость при постоянном давлении;

$E_p$  – эмпирическая константа;

$G$  – производство турбулентной кинетической энергии;

$I$  – интенсивность излучения;

$k$  – кинетическая энергия турбулентности;

$k_2$  – коэффициент поглощения газа;

$L$  – характерный размер входного сечения, м;

$n$  – направление по нормали;

$P$  – давление;

$Pr$  – число Прандтля;

$q_p$  – радиационный тепловой поток;

$r$  – радиус-вектор;

$T^+$  – нормированная температура;

$T_i$  – интенсивность турбулентности;

$U, V$  – составляющие скорости;

$U^+ = U_p / u_\tau$  – нормированная скорость;

$u_\tau = \sqrt{\tau / \rho}$  – динамическая скорость;

$x, y$  – координаты;

$y^+ = \frac{y_p u_\tau}{\nu}$  – нормированное расстояние;

$y_p$  – расстояние от стенки по нормали;

$\varepsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;  
 $k$  – эмпирическая константа;  
 $\lambda$  – теплопроводность;  
 $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$  – эффективная динамическая вязкость;  
 $\rho$  – плотность;  
 $\sigma_0$  – постоянная Стефана – Больцмана,  
 $\tau$  – напряжение сдвига на стенках;

### Состояние вопроса

Применение регенеративного отопления в промышленных печах различного типа позволяет добиться глубокого использования энергии топлива [1]. Однако замена на действующих агрегатах традиционных систем отопления на регенеративную систему часто вызывает затруднения из-за необходимости согласования с уже установленным оборудованием и существующей технологией. Например, в садочных нагревательных печах регенеративные горелки во избежание перегрева или оплавления нагреваемого материала чаще всего устанавливают в верхней части боковых стен камеры. Это приводит к неравномерному тепловыделению по высоте камеры и ухудшает качество нагрева. Одним из возможных путей решения этой проблемы является расположение регенеративных горелок в подду печи, что имеет свои достоинства и недостатки [2]. Математическое моделирование теплообмена в камере при высокотемпературном подогреве воздуха в регенераторах применялось, например, в [3,4]. В этих работах в основном исследовались характеристики процесса сжигания топлива и образования вредных выбросов. Влияние же места установки горелочных устройств и их характеристик на равномерность разогрева футеровки камеры, а также на равномерность температурного поля камеры не рассматривалось. Для получения такой оценки было выполнено компьютерное моделирование разогрева футерованной камеры нагревательной печи для двух схем, показанных на рис. 1.

### Описание задачи

Для каждой из схем отопления решалась задача сопряженного теплообмена в камере в процес-

$\Omega$  – направление испускаемого излучения;  
 $\xi$  – степень развития кладки.

### Подстрочные индексы:

$b$  – черное тело;  
 $eff$  – эффективное значение;  
 $t$  – турбулентный параметр;  
 $l$  – ламинарный параметр;  
 $кл$  – параметр, отнесенный к кладке;  
 $ср$  – среднее значение.

се ее разогрева. При этом были приняты следующие основные допущения: 1) топливо полностью сгорает в горелке и в разогреваемую камеру поступают продукты сгорания с постоянной температурой; 2) движение газа и теплообмен рассматриваются в вертикальном сечении камеры, проходящем через ось каждой горелки; 3) характеристики турбулентного движения вязкого газа определяются RNG  $k$ - $\varepsilon$  моделью; 4) газ, заполняющий камеру, является серым и нерассеивающим; 5) теплопроводность кладки камеры рассматривается только в направлении нормали к ее поверхности. Математическая постановка задачи приведена ниже.

### Модель движения вязкого газа в камере.

Уравнения движения и неразрывности для газа имеют вид:

$$\frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VU)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho VU)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial y}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} = 0. \quad (3)$$

*Граничные условия.* На входной границе задается значение нормальной составляющей скорости  $U_{ex}$ . На твердой поверхности задаются усло-

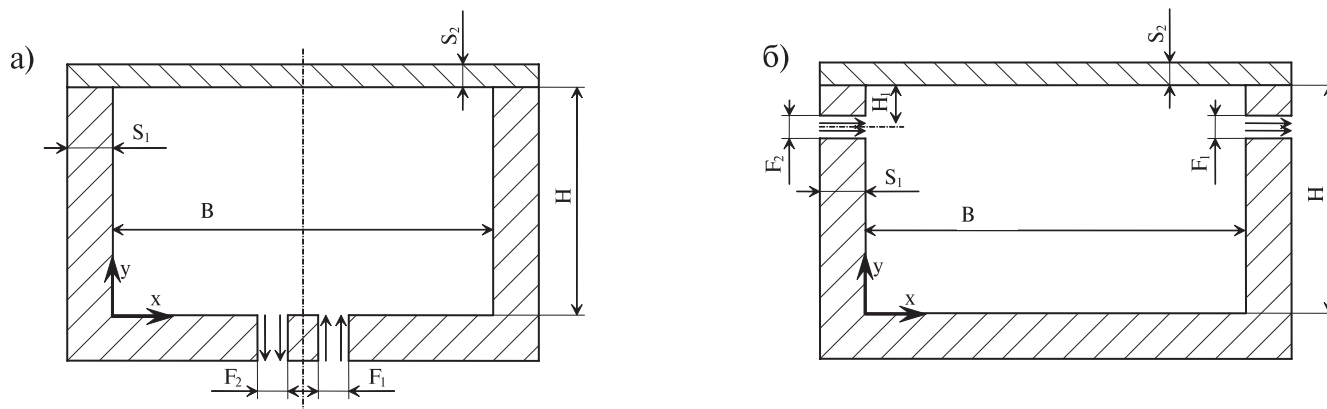


Рис. 1. Схемы отоплений камер печи:

а) с центральным нижним отоплением; б) с верхним боковым отоплением.

вия непротекания и прилипания потока. На выходной границе задаются значения нормальных производных скорости  $\partial U/\partial n = 0$ ,  $\partial V/\partial n = 0$ .

**Модель турбулентности.** Для нахождения турбулентной вязкости используется RNG  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности [5], согласно которой турбулентная вязкость определяется по формуле:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

Значения  $k$  и  $\epsilon$  определяются из уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V k)}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t G - \rho \epsilon, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V \epsilon)}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left( \alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + \frac{C_{1\epsilon}^* \mu_t G}{k} \epsilon - \frac{C_{2\epsilon} \rho \epsilon^2}{k}, \end{aligned} \quad (6)$$

где константы имеют значения  $C_\mu = 0,0845$ ,  $\alpha_k = \alpha_\epsilon = 1,39$ ,  $C_{1\epsilon}^* = 1,42$ ,  $C_{2\epsilon} = 1,68$ .

Переменная  $C_{1\epsilon}^*$  определяется из следующего уравнения:

$$C_{1\epsilon}^* = C_{1\epsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}, \quad (7)$$

где  $\eta = \sqrt{G} k/\epsilon$ ,  $\eta_0 = 4,377$ ,  $\beta = 0,012$ .

**Граничные условия:**

– на входной границе задаются  $k$  и  $\epsilon$ , значение которых определяется по следующим формулам:

$$k = 1,5(U_{cp} T_i)^2; \quad \epsilon = \frac{C_\mu^{0,75} k^{1,5}}{0,07L} \quad (8)$$

– на выходной границе:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0; \quad \frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0 \quad (9)$$

– для определения значения  $k$  и  $\epsilon$  возле твердых поверхностей используется двухслойный закон стенки [6]:

$$U^+ = \frac{U_p}{u_\tau} = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) & y^+ > 11,65 \\ y^+ & y^+ \leq 11,65 \end{cases}; \quad (10)$$

Уравнения (5) – (6) возле стенки не решаются, а значения  $k$  и  $\epsilon$  и значение напряжения на стенке находятся по формулам:

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}; \quad \epsilon = \frac{u_\tau^3}{\kappa y_p}; \quad \tau = \frac{u_\tau^2}{\rho} \quad (11)$$

**Уравнение энергии для газа в камере.**

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho C_p U T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_p V T)}{\partial y} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \text{div}(q_p). \end{aligned} \quad (12)$$

*Граничные условия.* На входной границе задается значение температуры на входе  $T_{вх}$ . На выходной границе задается значение нормальной производной температуры  $\partial T/\partial n = 0$ . На твердых поверхностях задается значение теплового потока, определяемого по формуле:

$$q_{кл}^к = -\rho C_p u_\tau (T - T_{n\text{ кл}}) / T^+, \quad (13)$$

где  $T^+ = Pr_t (U^+ + P(Pr_t/Pr_t))$ ;  $P(r) = 9,24(r^{0,75} - 1) \times (1 + 0,28 \exp(-0,007r))$ .

*Модель переноса излучения в камере.* Входящая в уравнение энергии (12) дивергенция радиационного теплового потока в произвольной точке газового объема камеры может быть определена, если известна угловая интенсивность излучения  $I(r, \Omega)$  в этой точке:

$$\text{div}(q_p) = k_\epsilon \left[ 4\pi I_b(r) - \int_{4\pi} I(r, \Omega') d\Omega' \right]. \quad (14)$$

Распределение  $I(r, \Omega)$  может быть найдено из решения уравнения радиационного переноса [7]:

$$\frac{dI(r, \Omega)}{dr} = k_\epsilon [I_b(r) - I(r, \Omega)]. \quad (15)$$

Граничные условия, задаваемые на внутренних поверхностях камеры:

$$I(r) = a_{кл} I_b(r) + \frac{1 - a_{кл}}{\pi} \int_{n, \Omega' < 0} I(r, \Omega') d\Omega' \quad (16)$$

Результирующий тепловой поток излучением на кладку определяется как:

$$q_{кл}^{рез} = a_{кл} \xi \left( \int_{n, \Omega' < 0} I(r, \Omega') d\Omega' - \sigma_0 T_{кл}^4 \right). \quad (17)$$

Распределение температур в кладке камеры рассчитывается из решения одномерного уравнения теплопроводности для каждой из стенок камеры.

$$\rho_{кл} C_{кл} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial n} \left( \lambda_{кл} \frac{\partial T}{\partial n} \right) \quad (18)$$

*Граничные условия:*

– на внутренних поверхностях камеры

$$\lambda_{кл} \frac{\partial T}{\partial n} = q_{кл}^к + q_{кл}^{рез} \quad (19)$$

– на внешних поверхностях камеры

$$-\lambda_{кл} \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(T - T_0). \quad (20)$$

*Начальные условия.* В начальный момент времени вся кладка имеет температуру  $T_{0\text{ кл}}$ .

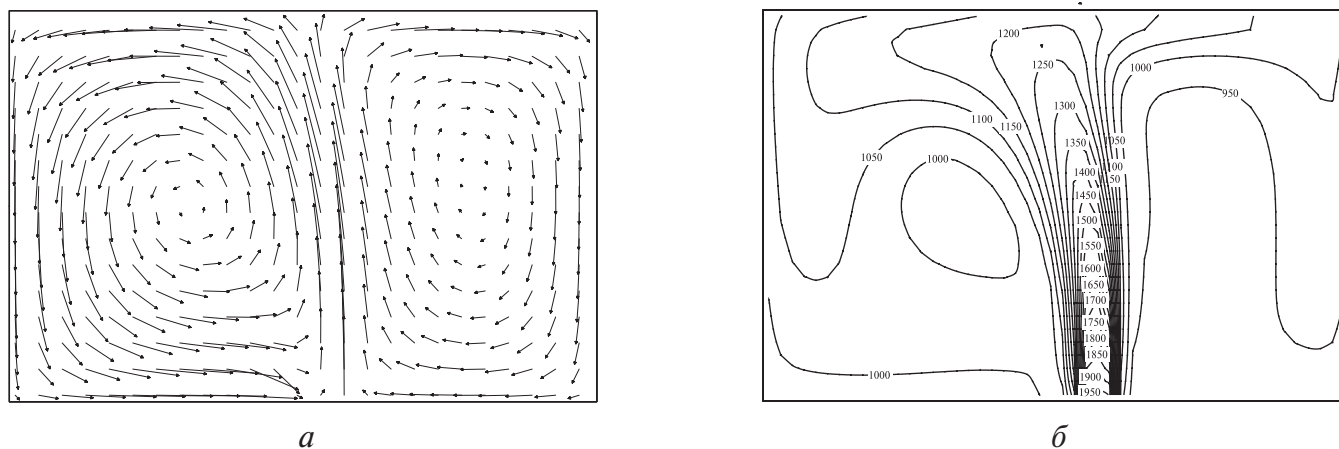
### Методика решения

Рассматриваемая задача сопряженного теплообмена решалась путем расщепления по физическим процессам движения, лучистого теплообмена в камере, конвективного переноса тепла газа и теплопроводности стенок камеры.

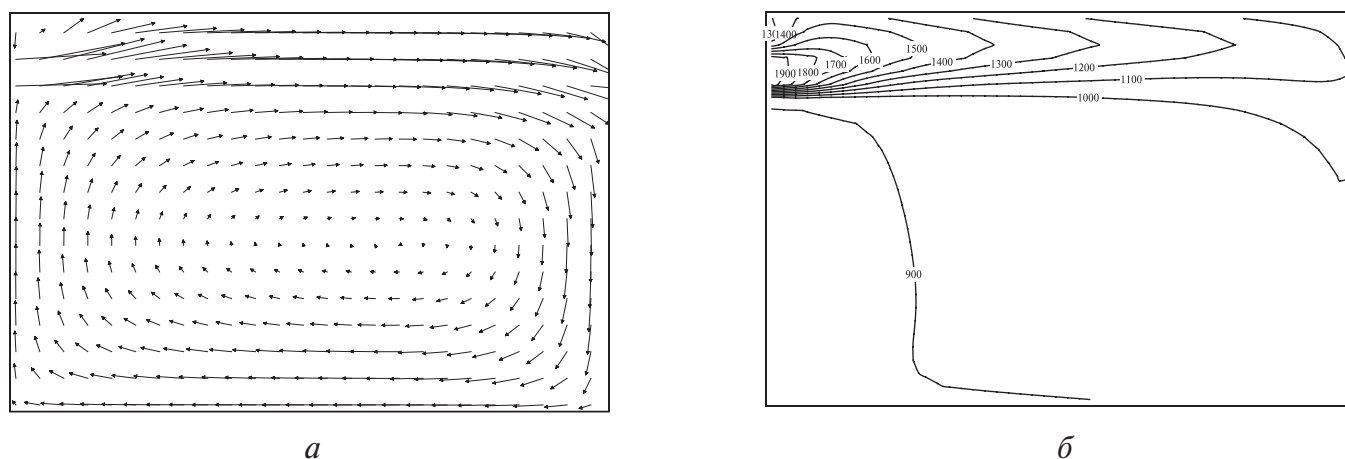
Для нахождения значений  $U, V, k, \epsilon, T$  внутри камеры использовался метод контрольного объема. Уравнения (1) – (3) аппроксимировались с помощью комбинированной разностной схемы с использованием равномерной шахматной сетки. Полученная система уравнений решалась с помощью алгоритма SIMPLE [8]. Аналогичный подход применялся для аппроксимации уравнений турбулентности и уравнения энергии. Для решения уравнения радиационного переноса применялось приближение  $S_4$  метода дискретных ординат [9]. На каждом шаге по времени для получения сопряженного решения рассмотренных задач выполнялся ряд итераций до достижения заданной минимальной погрешности.

### Результаты моделирования

При моделировании разогрева камеры с центральным нижним расположением горелки и верхним боковым их расположением были приняты такие размеры:  $B = 5$  м,  $H = 3$  м,  $S_1 = 0,6$  м,  $S_2 = 0,3$  м,  $H_1 = 0,5$  м,  $F_1 = F_2 = 0,3$  м. В камеру поступают продукты сгорания смеси коксового и доменного газа с теплотой сгорания  $8,2$  МДж/м<sup>3</sup>. Их температура на входе в камеру равна  $T_{вх} = 2000$  К. Из-за технологических ограничений на максимальную скорость повышения температуры кладки ка-



**Рис. 2. Результаты моделирования для камеры с нижним отоплением в конце первого периода разогрева:**  
**а – поле скоростей газа; б – распределение температур в газе.**



**Рис. 3. Результаты моделирования для камеры с верхним боковым отоплением в конце первого периода разогрева:**  
**а – поле скоростей газа; б – распределение температур в газе.**

меры разогрев осуществляют в несколько стадий с постепенным повышением расхода газа (теплоносителя) в процессе разогрева. При моделировании процесс разогрева разбивался на три периода по максимальной температуре поверхности кладки.

I период:  $T_{n\text{ кл}}^{\max} < 870\text{ K}$ , расход теплоносителя составит –  $0,118\text{ м}^3/\text{с}$ ,

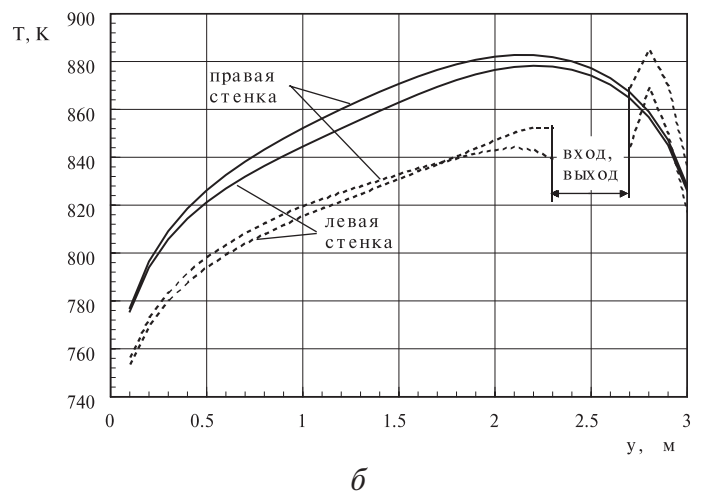
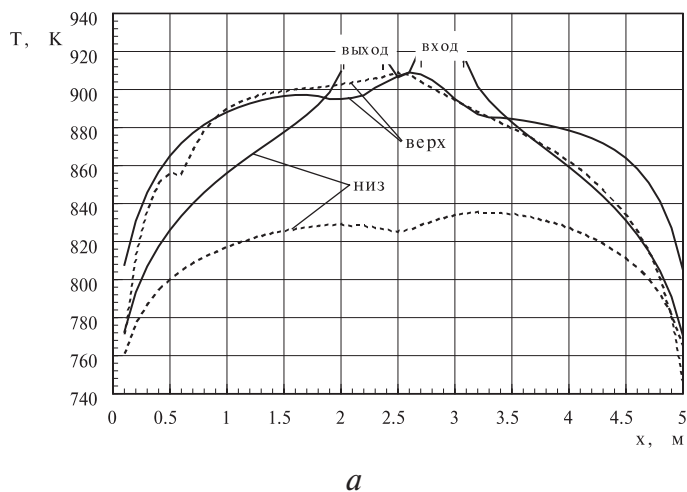
II период:  $870\text{ K} \leq T_{n\text{ кл}}^{\max} < 1370\text{ K}$ , расход теплоносителя –  $0,335\text{ м}^3/\text{с}$ ,

III период:  $1270\text{ K} \leq T_{n\text{ кл}}^{\max} < 1570\text{ K}$ , расход теплоносителя –  $0,552\text{ м}^3/\text{с}$ .

Материал кладки стен, пода печи и ее крышки – шамот (класс А).

Интервал изменения направления движения газа для всех вариантов отопления был принят равным 180 с.

На рис. 2а показано поле скоростей при нижнем центральном отоплении в период работы правой горелки. Из рисунка видно, что при таком способе отопления возникают две циркуляционные зоны разной интенсивности, которые оказывают влияние на температуру газа в камере. На рис. 2б показано температурное поле газа в конце первого периода. Из рисунка видно, что вблизи крышки камеры температура газа достигает 1200 К, у боковых стенок температура близка к 1000 К, а самым холодным является под камеры, температура газов возле поверхности которого  $< 900\text{ K}$ . При другом способе отопления возникает одна большая циркуляционная зона (рис. 3а), что и обуславливает большой перепад температур по



**Рис. 4. Температуры поверхности кладки в конце первого периода разогрева:**  
 а) температуры верхней и нижней поверхности; б) температуры боковых поверхностей.

высоте камеры с максимальным значением возле крышки и минимальным у пода камеры (рис. 3б).

На рис. 4а показаны температуры нижней и верхней поверхности камеры при различном расположении горелок. Сплошной линией показано распределение температур при нижнем отоплении, а пунктирной – при верхнем отоплении. Из рисунка видно, что при нижнем отоплении камеры под имеет более высокую температуру, чем при верхнем отоплении. При этом камера с нижним отоплением прогревается более равномерно, чем с верхним. Общее время разогрева камеры с нижним отоплением меньше, чем с верхним отоплением (около 10 %).

### Выводы

1. С точки зрения равномерности разогрева, наиболее эффективным является вариант с нижним отоплением.
2. Время разогрева кладки камеры может быть сокращено на 10 %.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Сезоненко Б.Д., Орлик В.Н., Алексеенко В.В. Повышение эффективности использования природного газа при отоплении промышленных печей регенеративными горелками. Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1996. №1. – С. 14–18.
2. Губинский В.И., Ерёмин А.О., Сибирь А.В., и др. Работа нагревательного колодца с шариковы-

ми регенераторами // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2005. № 1. – С.103–105.

3. Yoshikauz Suwa, Tsuyoshi Yamamoto, Hideyuki Aoki and Takatoshi Miura. Unsteady State Numerical Simulation of the High Temperature Air Combustion by the Nongray Radiative Analysis. Proc. of 2000 Int. Joint Power Generation Conference. Miami Beach, Florida, July, 23–26, 2000, pp. 1–5.

4. Weihong Y.; Blasiak W. Combustion performance and numerical simulation of a high-temperature air-LPG flame on a regenerative burner. Scandinavian Journal of Metallurgy, 2004, vol. 33, No. 2, pp. 113–120.

5. 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.

6. Launder B.E. and Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow, Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 1974, Vol. 3, pp. 269–289.

7. Зигель Р., Хауэлл Дж. Теплообмен излучением. М.: Мир. 1975. – 934 с.

8. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

9. Selcuk N., Kayakol N. Evaluation of angular quadrature and spatial differencing schemes for discrete ordinates method in rectangular furnaces. ASME Proceedings of 31st National Heat Transfer Conference, 1996, Vol. 3, pp. 151–158.

Получено 11.07.2006 г.