

УДК 536.2  
PACS 02.60.Cb; 44.25.+f

## Численное исследование сопряженного свободно-конвективного теплообмена в замкнутой полости с треугольным элементом объемного тепловыделения

Н. С. Гибанов<sup>a</sup>, М. А. Шеремет<sup>b</sup>

Томский государственный университет  
634050, Томск, пр. Ленина, 36

<sup>a</sup> email: gibanov@mail.tsu.ru

<sup>b</sup> email: sheremet@math.tsu.ru

Выполнено численное исследование нестационарных ламинарных режимов сопряженного свободно-конвективного теплопереноса в замкнутой квадратной полости с тепловыделяющим элементом треугольной формы, расположенным в центре нижней границы рассматриваемой полости. Вертикальные стенки полости считались изотермическими и выполняли функцию теплоотвода. Процессы переноса импульса, массы и энергии в рассматриваемой замкнутой области описывались системой дифференциальных уравнений в частных производных с использованием преобразованных переменных «функция тока – завихренность». Краевая задача была решена методом конечных разностей на структурированной сетке. Особое внимание уделялось анализу эволюции изолиний функции тока и температуры, характеризующих особенности гидродинамики и теплопереноса. Выполнено также исследование влияния степени черноты поверхности локального источника тепловыделения и внутренних границ замкнутой полости на гидродинамику и теплоперенос. Показаны особенности эволюции температурного факела, проанализированы распределения локальных и интегральных характеристик для различных чисел Рэлея.

**Ключевые слова:** естественная конвекция; поверхностное излучение; ламинарный режим; треугольный источник тепловыделения; метод конечных разностей

*Поступила в редакцию 29.10.2018; принята к опубликованию 19.11.2018*

## Numerical investigation of conjugate free convective heat transfer inside an enclosure with triangular heat generating source

N. S. Gibanov<sup>a</sup>, M. A. Sheremet<sup>b</sup>

Tomsk State University, Lenin Avenue 36, 634050, Tomsk

<sup>a</sup> email: gibanov@mail.tsu.ru

<sup>b</sup> email: sheremet@math.tsu.ru

Numerical investigation of unsteady laminar conjugate natural convection in a square enclosure with a triangular heat generating source located in a center of bottom wall has been carried out. Vertical walls of the cavity were isothermal and they can be considered as heat removal system. The process of heat, mass and momentum transfer inside the enclosure has been described by the system of partial differential equations using the modified variables “stream function – vorticity”. The boundary-value problem has been solved by the finite difference method using the structured grid.

The special focus has been given to analysis of evolution of streamlines and isotherms, which describe the behavior of hydrodynamics and heat transfer. Also the study of impact of the surface emissivity of heater walls and cavity walls has been performed. The features of unsteady thermal plume, distributions of both local and integral characteristics at different  $Ra$  numbers have been shown.

**Keywords:** natural convection; surface radiation; laminar flow; triangular shape of energy source; finite difference method.

Received 29.10.2018; accepted 19.11.2018

doi: 10.17072/1994-3598-2018-4-52-59

## 1. Введение

В настоящее время, вследствие интенсивного развития сферы микро- и радиоэлектроники, вопросы, связанные с отводом тепла в замкнутых областях и каналах, являются наиболее актуальными. Для всестороннего изучения отмеченных задач необходимо учесть определяющие физические процессы, протекающие в рассматриваемых системах. Как правило, вклад в теплоперенос вносят все режимы передачи тепла, поэтому необходимо учитывать совместные эффекты теплопроводности, конвекции и излучения. Однако в настоящий период времени сложный теплообмен изучен недостаточно подробно вследствие сложности комплексных исследований такой задачи. В свою очередь, именно отмеченные режимы, объединяющие основные механизмы переноса энергии, в природе и технике встречаются наиболее часто.

Процессы переноса массы и энергии вследствие естественной конвекции в замкнутой полости исследованы достаточно широко. Имеется множество различных работ по данной тематике. В работе [1] проводились исследования турбулентной естественной конвекции в двумерном, трехмерном и квазидвумерном приближениях. Авторы оценивали возможность применения данных двумерной или квазидвумерной задач для описания пространственных процессов. В результате было отмечено, что двумерные расчеты слабо сопоставимы с трехмерными, а данные квазидвумерного приближения качественно воспроизводят зависимость числа Нуссельта от толщины полости, но значения чисел Нуссельта меньше на 30%. В [2] проведено численное исследование влияния пористого слоя на естественную конвекцию наножидкости в открытой полости с горячей вертикальной стенкой. Авторы отмечают возможность интенсификации теплообмена с ростом концентрации наночастиц при условии близости пористого слоя и греющей стенки. Экспериментальное и численное исследование режимов естественной конвекции воздуха внутри наклонной полости проведено в [3]. В качестве рабочей области была рассмотрена замкнутая квадратная полость с боковыми изотермическими стенками-нагревателями. В середине нижней стенки располагался охладитель, установ-

ленный заподлицо. В процессе численного моделирования и экспериментального анализа авторы варьировали температуры нагревателя и охладителя, а также угол наклона полости. Помимо исследования конвективного механизма переноса энергии в представленной области была рассмотрена модель конвективно-радиационного теплопереноса. В [4] проведено математическое моделирование нестационарного конвективного теплопереноса в замкнутой вращающейся полости с локальным источником энергии квадратной формы. Авторы детально проанализировали развитие термогидродинамических структур в условиях вращения рассматриваемой полости разной интенсивности.

Относительно сопряженных задач конвективно-радиационного теплопереноса можно отметить, что такие работы являются наиболее интересными вследствие взаимодействия различных видов передачи энергии. В настоящее время имеются исследования, посвященные сопряженной турбулентной естественной конвекции и поверхностному излучению [5, 6], а также сложному теплообмену в случае ламинарных режимов в двумерном и трехмерном приближении с локальными источниками энергии [7–9].

В представленной работе был проведен детальный численный анализ сложного (конвективно-кондуктивно-радиационного) теплообмена в замкнутой квадратной полости с локальным источником энергии треугольной формы. При исследовании полученных результатов особое внимание было уделено эволюции термогидродинамических структур, влиянию приведенной степени черноты нагревателя и внутренних стенок области на теплоперенос.

## 2. Математическая модель и метод решения

Область решения рассматриваемой задачи представляет собой замкнутую квадратную полость с вертикальными изотермическими стенками постоянной минимальной температуры  $T_c$  (рис.1). Горизонтальные стенки считались адиабатическими. В центральной части нижней стенки рассматриваемой полости находился локальный источник объемного тепловыделения  $Q$  треугольной формы.

Внутри полости находится ньютоновская несжимаемая жидкость с постоянными теплофизическими свойствами, удовлетворяющая приближению Буссинеска. В качестве материала нагревательного элемента был выбран кремний, так как именно он наиболее широко используется при создании микропроцессоров. Среда внутри полости считалась прозрачной для излучения. Все внутренние стенки, а также поверхность источника энергии считались диффузно-серыми.

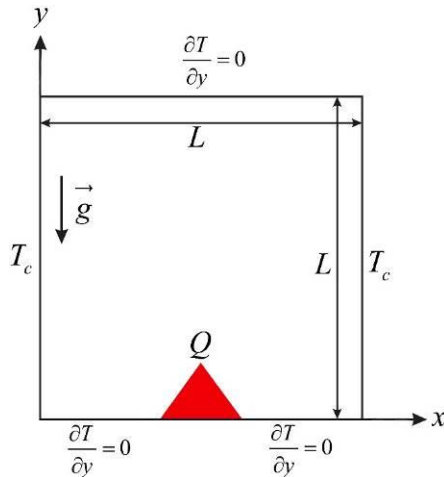


Рис. 1. Область исследования

Для описания процессов переноса массы, импульса и тепловой энергии используется система нестационарных двумерных уравнений Навье-Стокса, записанная в приближении Буссинеска [10]. После введения преобразованных переменных, таких как функция тока  $\psi$  ( $u = \partial\psi/\partial y$ ,  $v = -\partial\psi/\partial x$ ) и завихренность  $\omega$  ( $\omega = \partial v/\partial x - \partial u/\partial y$ ), а также обезразмеривания система уравнений примет следующий вид [11]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial\Omega}{\partial\tau} + \frac{\partial\Psi}{\partial Y} \frac{\partial\Omega}{\partial X} - \frac{\partial\Psi}{\partial X} \frac{\partial\Omega}{\partial Y} = \\ = \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \left( \frac{\partial^2\Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\Omega}{\partial Y^2} \right) + \frac{\partial\Theta}{\partial X}, \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial^2\Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\Psi}{\partial Y^2} = -\Omega, \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial\Theta}{\partial\tau} + \frac{\partial\Psi}{\partial Y} \frac{\partial\Theta}{\partial X} - \frac{\partial\Psi}{\partial X} \frac{\partial\Theta}{\partial Y} = \\ = \frac{1}{\sqrt{Pr \cdot Ra}} \left( \frac{\partial^2\Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\Theta}{\partial Y^2} \right). \end{aligned} \quad (2.3)$$

Для описания процесса теплопереноса в источнике тепловыделения используется следующее уравнение теплопроводности:

$$\frac{\partial\Theta}{\partial\tau} = \frac{a_w/a_f}{\sqrt{Pr \cdot Ra}} \left( \frac{\partial^2\Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\Theta}{\partial Y^2} + Os \right). \quad (2.4)$$

Для определения плотности радиационного потока использовался подход, основанный на вычислении плотности потока эффективного излучения, заключающийся в решении следующих уравнений [12]:

$$Q_{rad} = R_k - \sum_{i=1}^N F_{k-i} R_i, \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} R_k = (1 - \varepsilon_k) \sum_{i=1}^N F_{k-i} R_i + \\ + \varepsilon_k (1 - \zeta)^4 \left( \Theta_k + 0.5 \frac{1 + \zeta}{1 - \zeta} \right)^4. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Для учета радиационной составляющей в процессе теплообмена между поверхностями важно учитывать всё падающее на поверхность и отраженное от нее излучение. Поверхности считаются диффузно-серыми и разбиваются на  $N$  малых участков, для которых формулируется условие теплового баланса. Отраженное и собственное излучение объединяются в одно эффективное излучение  $R_k$ . Важную роль в распределении тепла играет геометрия системы. Для оценки этого параметра вычисляются угловые коэффициенты излучения. Угловой коэффициент  $F_{k-i}$  определяет долю энергии излучения, которая передается с  $k$ -й поверхности на  $i$ -ю. Плотность потока результирующего излучения определяется как разность эффективного излучения участка “ $k$ ” и суммы долей потоков эффективного излучения всех участков системы, достигающих данной  $k$ -й поверхности.

В уравнениях (2.1)–(2.6) использовались следующие параметры:  $X, Y$  – безразмерные декартовы координаты;  $\tau$  – безразмерное время;  $\Theta$  – безразмерная температура;  $\Psi$  – безразмерная функция тока;  $U, V$  – безразмерные составляющие вектора скорости в проекциях на оси  $X, Y$ , соответственно;  $\Omega$  – безразмерная завихренность скорости;  $a_f$  – коэффициент температуропроводности среды, заполняющей полость [ $\text{м}^2/\text{с}$ ];  $a_w$  – коэффициент температуропроводности материала источника энергии [ $\text{м}^2/\text{с}$ ];  $Q_{rad}$  – безразмерная плотность радиационного потока;  $F_{k-i}$  – угловые коэффициенты;  $\varepsilon_k$  – степень черноты поверхности стенок и источника тепла;  $\zeta = T_0/T_h$  – температурный параметр;  $Ra = g\beta\Delta TL^3/\nu a_f$  – число Рэлея;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости [ $\text{м}^2/\text{с}$ ];  $\beta$  – температурный коэффициент объемного расширения [ $\text{К}^{-1}$ ];  $g$  – ускорение свободного падения [ $\text{м}/\text{с}^2$ ];  $L$  – характерный размер полости [ $\text{м}$ ];  $\Delta T$  – перепад температур [ $\text{К}$ ];  $Pr = \nu/a_f$  – число Прандтля;

$Os = QL^2/(\lambda_w \Delta T)$  – число Остроградского;  $\lambda_w$  – коэффициент теплопроводности материала источника энергии [ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ];  $Q$  – плотность объемного тепловыделения источника энергии [ $\text{Вт}/\text{м}^3$ ].

Граничные условия для представленной задачи

(2.1)–(2.6) имели следующий вид:

– на вертикальных стенках  $X = 0, X = 1$ :

$$\Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial X} = 0, \Theta = 0;$$

– на горизонтальных стенках  $Y = 0, Y = 1$ :

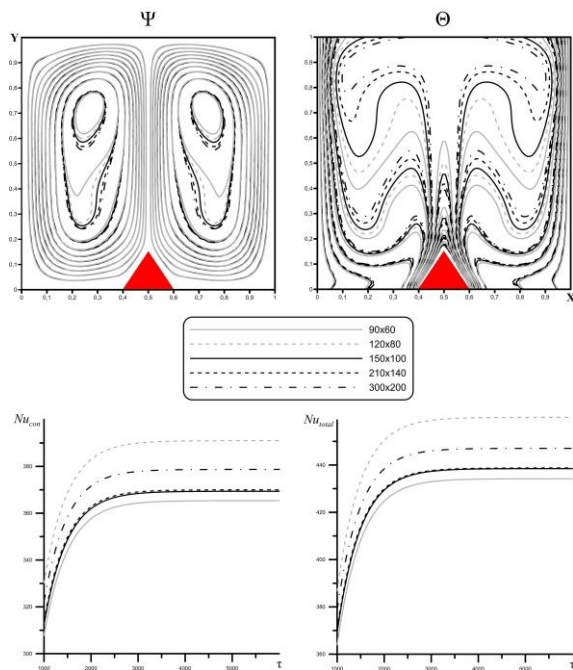
$$\Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \pm N_{rad} Q_{rad};$$

– на поверхности источника энергии:

$$\Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{n}} = 0, \frac{\lambda_w}{\lambda_f} \frac{\partial \Theta_w}{\partial \mathbf{n}} = \frac{\partial \Theta_f}{\partial \mathbf{n}} - N_{rad} Q_{rad},$$

где  $N_{rad}$  – радиационно-кондуктивный параметр;  $\lambda_f$  – коэффициент теплопроводности внутренней среды [Вт/(м·К)].

В начальный момент времени предполагалось, что среда внутри рассматриваемой области находится в состоянии покоя ( $\Psi = \Omega = 0$ ), начальная температура внутри области считалась равной 0.5. В следующий момент времени мгновенно задавались представленные выше граничные условия.



**Рис. 2.** Влияние сеточных параметров на изолинии функции тока  $\Psi$ , изолинии температуры  $\Theta$ , среднего конвективного ( $Nu_{con}$ ) и среднего полного ( $Nu_{total}$ ) чисел Нуссельта

Представленная краевая задача (2.1)–(2.6) решалась с помощью метода конечных разностей на равномерной сетке. Для аппроксимации конвективных слагаемых использовалась монотонная аппроксимация Самарского [13], для диффузионных слагаемых – центральные разности. Уравнения параболического типа (2.1), (2.3) и (2.4) решались на основе локально-одномерной схемы А.А. Самар-

ского, позволяющей перейти от двумерной задачи к двум одномерным задачам. Полученная в результате аппроксимации система линейных алгебраических уравнений решалась методом прогонки. Разностные уравнения эллиптического типа (2.2), (2.5) и (2.6) были решены методом последовательной верхней релаксации. Для определения угловых коэффициентов  $F_{k-i}$  был использован метод натянутых нитей Хотгеля [14, 15].

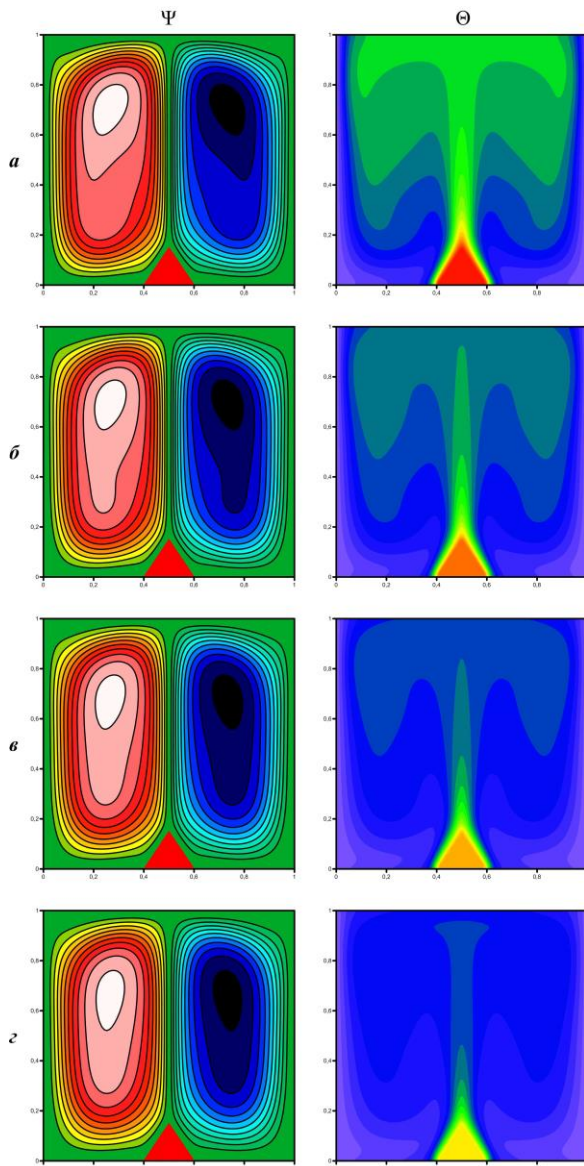
В целях оптимизации вычислений были проведены тестовые расчеты при  $Ra = 10^5$ ,  $Os = 1$ ,  $Pr = 0.7$ ,  $\varepsilon = 0.6$  на нескольких сетках с различным количеством узлов. В результате самой оптимальной была выбрана сетка размерностью  $150 \times 100$ . На рис. 2 приведены сравнения локальных и интегральных параметров на разных стеках. Можно заметить, что отличия выбранной сетки от наиболее подробной сетки являются незначительными.

### 3. Результаты численного моделирования

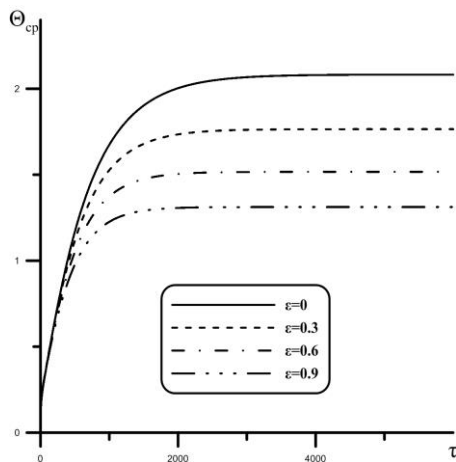
Представленная краевая задача была численно решена при следующих значениях безразмерных параметров:  $0 \leq \varepsilon \leq 0.9$ ;  $0 \leq \tau \leq 6000$ ;  $Ra = 10^5$ ;  $Pr = 0.7$ ;  $\lambda_w = 150$  Вт/(м·К);  $\lambda_f = 0.026$  Вт/(м·К);  $N_{rad} = 77.87$ . Особое внимание было уделено анализу влияния фактора нестационарности, а также приведенной степени черноты на структуру течения и теплообмен в полости.

На рис. 3 изображены изолинии функции тока  $\Psi$  и изотермы  $\Theta$  для различных значений степени черноты  $\varepsilon$ .

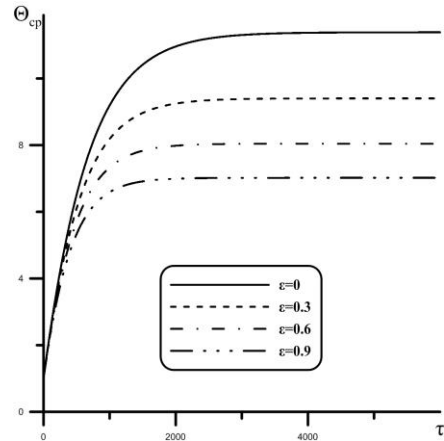
Можно отметить, что в рассматриваемой полости формируется конвективное течение симметричное относительно центра области вследствие центрального расположения источника тепловыделения. В верхней части области зарождаются ядра конвективных ячеек, ориентированные под углом, соответствующим наклону стенок нагревательного элемента. Как видно из рисунка, изотермы достаточно наглядно отражают распределение тепловой энергии внутри области. При отсутствии излучения (рис 3, *a*) область прогревается наиболее интенсивно. Можно проследить характер распределения энергии в полости, когда тепловой факел, отходя от нагревателя, достигает верхней адиабатической стенки и начинается более интенсивное распределение тепла в горизонтальном направлении. Далее происходит взаимодействие с холодным фронтом, исходящим от боковых охлаждающих стенок, и массы прогретого воздуха начинают опускаться вниз вдоль холодных стенок. При введении дополнительного механизма переноса тепла – излучения температурный рост внутри полости снижается при постепенном увеличении степени черноты (рис. 3, *b–z*). Такие изменения можно объяснить способностью стенок поглощать и отдавать тепло более интенсивно.



**Рис. 3.** Изолинии функции тока  $\Psi$  и изотермы  $\Theta$  при  $Ra = 10^5$ ,  $\tau = 6000$ : а –  $\varepsilon = 0$ , б –  $\varepsilon = 0.3$ , в –  $\varepsilon = 0.6$ , г –  $\varepsilon = 0.9$



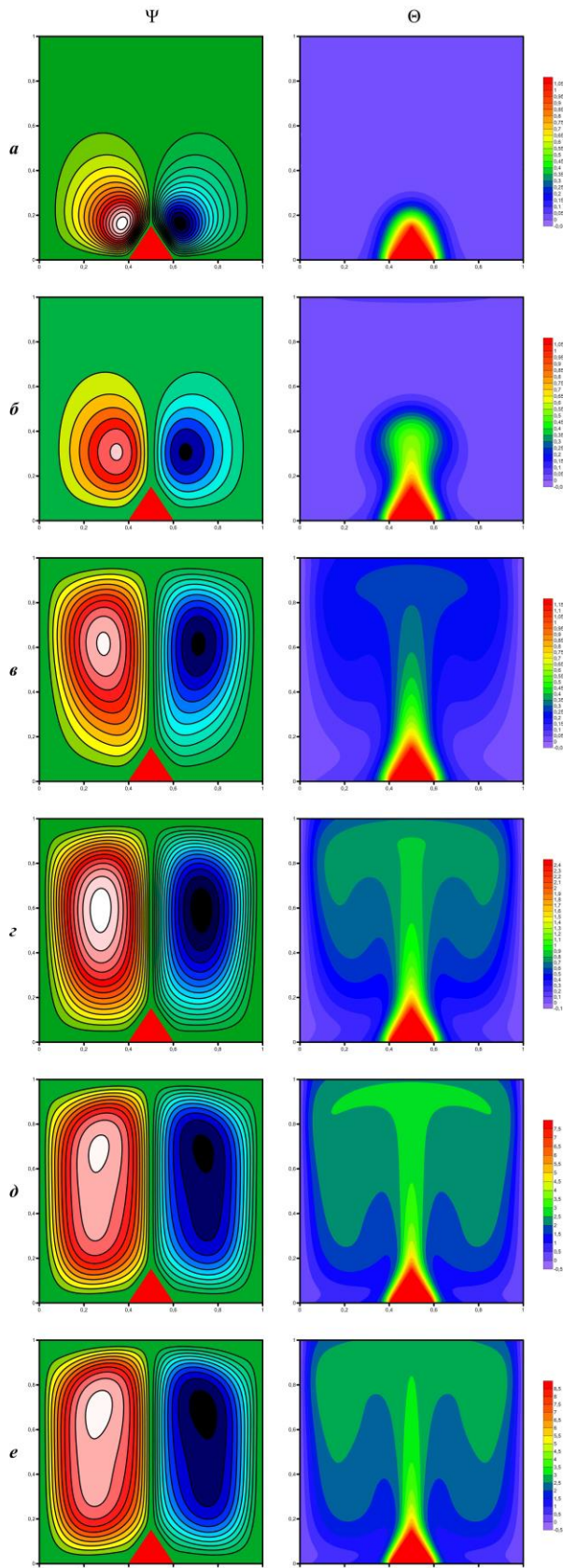
**Рис. 4.** Временная зависимость средней температуры в области  $\Theta_{ср}$  от приведенной степени черноты стенок



**Рис. 5.** Временная зависимость средней температуры внутри источника энергии  $\Theta_{ср}$  от приведенной степени черноты стенок

Также влияние приведенной степени черноты стенок области и источника можно оценить с помощью анализа средней температуры в области (рис. 4) и внутри нагревателя (рис. 5). Оценивая средние температуры, можно подтвердить сделанный выше вывод о влиянии поверхностного излучения стенок на интенсивность теплообмена как внутри области, так и в нагревателе.

На рис. 6 представлена эволюция изолиний функции тока  $\Psi$  и температуры  $\Theta$ . Как можно заметить из рисунка, в начальный момент времени (рис. 6, а) происходит кондуктивный нагрев зоны вблизи локального источника энергии. Около стенок нагревателя начинают формироваться конвективные ячейки. Структура вихрей симметрична относительно центральной вертикальной оси, и циркуляция среды внутри этих зон отражает зарождение восходящих течений около нагретых поверхностей источника энергии. При дальнейшем прогреве области (рис. 6, б) форма вихрей, а также структура ядер конвективных течений изменяются. Над нагревателем начинает формироваться тепловой факел. В момент времени  $\tau = 10$  (рис. 6, в) вихревое течение заполняет большую часть полости, а ядра конвективных ячеек смещаются в верхнюю ее часть. Толщина теплового факела уменьшается с ростом вертикальной зоны проникновения. При дальнейшем увеличении времени (рис. 6, в–е) происходит значительный прогрев области решения. Ядра конвективных ячеек вытягиваются, приобретая сначала овальную форму, а затем смещаются к верхней части полости и располагаются под некоторым углом к вертикальной оси. Структура теплового факела также модифицируется, достигая верхней границы области, тепловые потоки начинают распределяться вдоль верхней стенки и затем опускаются в нижнюю часть полости.



**Рис. 6.** Изолинии функции тока  $\Psi$  и температуры  $\Theta$  при  $Ra = 10^5$ ,  $\varepsilon = 0.6$  в различные моменты времени:  $a - \tau = 1$ ,  $b - \tau = 3$ ,  $c - \tau = 10$ ,  $d - \tau = 100$ ,  $e - \tau = 6000$

## 4. Заключение

Выполнено численное исследование сопряженной естественной конвекции и поверхностного излучения в замкнутой квадратной полости при наличии локального источника объемного тепловыделения треугольной формы. Проведен детальный анализ полученных распределений локальных и интегральных параметров, описывающих особенности гидродинамики и теплопереноса в рассматриваемой области.

Было отмечено влияние излучения на характеристики теплообмена в полости и в источнике энергии. Изменение степени черноты полости не только позволяет управлять температурными режимами, но и, главное, уменьшать температуру внутри тепловыделяющего элемента.

Показана динамика развития полей функции тока и температуры. Установлены зависимости формы теплового факела и структуры течения от времени.

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента для молодых ученых МД-2819.2017.8.

## Список литературы

1. *Теймуразов А. С.* Турбулентный конвективный теплоперенос в тонких вертикальных слоях жидкости // Вестник Пермского университета. Физика. 2016. Вып. 1 (32). С. 18–24. DOI: 10.17072/1994-3598-2016-1-18-24.
2. *Miroshnichenko I. V., Sheremet M. A., Oztop H. F., Abu-Hamdeh N.* Natural convection of alumina-water nanofluid in an open cavity having multiple porous layers // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. Vol. 125. P. 648–657. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.108
3. *Leporini M., Corvaro F., Marchetti B., Polonara F., Benucci M.* Experimental and numerical investigation of natural convection in tilted square cavity filled with air // Experimental Thermal and Fluid Science. 2018. Vol. 99. P. 572–583. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2018.08.023
4. *Михайленко С. А., Шеремет М. А.* Моделирование конвективного теплопереноса во вращающейся замкнутой полости с локальным источником энергии // Вестник Пермского университета. Физика. 2017. Вып. 1 (35). С. 19–25. DOI: 10.17072/1994-3598-2017-1-19-25
5. *Мирошниченко И. В., Пахомов М. А., Шеремет М. А.* Численный анализ турбулентных режимов сопряженного конвективно-радиационного теплопереноса в замкнутой области со стеклянной стенкой // Вестник Пермского университета. Физика. 2018. Вып. 1 (39). С. 17–25. DOI: 10.17072/1994-3598-2018-1-17-25

6. Miroshnichenko I. V., Sheremet M. A. Radiation effect on conjugate turbulent natural convection in a cavity with a discrete heater // *Applied Mathematics and Computation*. 2018. Vol. 321. P. 358–371. DOI: 10.1016/j.amc.2017.11.010
7. Kuznetsov G. V., Sheremet M. A. Conjugate natural convection with radiation in an enclosure // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009. Vol. 52. P. 2215–2223. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.12.006
8. Singh D. K., Singh S. N. Conjugate free convection with surface radiation in open top cavity // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. Vol. 89. P. 444–453. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.038
9. Patil S., Sharma A. K., Velusamy K. Conjugate laminar natural convection and surface radiation in enclosures: Effects of protrusion shape and position // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. Vol. 76. P. 139–146. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.05.006
10. Gibanov N. S., Sheremet M. A. Natural convection in a cubical cavity with different heat source configurations // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 7. P. 138–145. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.06.004
11. Кузнецов Г. В., Шеремет М. А. Численное моделирование температурных полей узлов и блоков радиоэлектронной аппаратуры и электронной техники // *Микроэлектроника*. 2009. Т. 38. № 5. С. 344–352.
12. Martyushev S. G., Sheremet M. A. Numerical analysis of conjugate natural convection and surface radiation in an enclosure with local heat source // *Computational Thermal Sciences*. 2013. V. 5. P. 11–25. DOI: 10.1615/ComputThermalScien.2012006040
13. Алешикова И. А., Шеремет М. А. Математическое моделирование сопряженной термогравитационной конвекции в пористой среде // *Вестник Удмуртского университета. Математика. Механика. Компьютерные науки*. 2010. Вып. 2. С. 49–56.
14. Siegel R., Howell J. R. *Thermal radiation heat transfer*. London: Taylor and Francis, 2002. 868 p.
15. Снэрроу Э. М., Сесс Р. Д. *Теплообмен излучением*. Л.: Энергия, 1971. 296 с.
1. Teimurazov A. S. Turbulent convective heat transfer in thin vertical fluid layers. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2016, no. 1 (32), pp. 18–24 (In Russian). DOI: 10.17072/1994-3598-2016-1-18-24
2. Miroshnichenko I. V., Sheremet M. A., Oztop H. F., Abu-Hamdeh N. Natural convection of alumina-water nanofluid in an open cavity having multiple porous layers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 125, pp. 648–657. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.108
3. Leporini M., Corvaro F., Marchetti B., Polonara F., Benucci M. Experimental and numerical investigation of natural convection in tilted square cavity filled with air. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, vol. 99, pp. 572–583. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2018.08.023
4. Mihajlenko S. A., Sheremet M. A. Simulation of convective heat transfer inside a rotating enclosure with a local heat source. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2017, vol. 1 (35), pp. 19–25 (In Russian). DOI: 10.17072/1994-3598-2017-1-19-25
5. Miroshnichenko I. V., Pakhomov M. A., Sheremet M. A. Numerical analysis of conjugate turbulent convective-radiative heat transfer in an enclosure with a glass wall. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2018, no. 1 (39), pp. 17–25 (In Russian). DOI: 10.17072/1994-3598-2018-1-17-25
6. Miroshnichenko I. V., Sheremet M. A. Radiation effect on conjugate turbulent natural convection in a cavity with a discrete heater. *Applied Mathematics and Computation*, 2018, vol. 321, pp. 358–371. DOI: 10.1016/j.amc.2017.11.010
7. Kuznetsov G. V., Sheremet M. A. Conjugate natural convection with radiation in an enclosure. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 2009, vol. 52, pp. 2215–2223. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.12.006
8. Singh D. K., Singh S. N. Conjugate free convection with surface radiation in open top cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, vol. 89, pp. 444–453. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.038
9. Patil S., Sharma A. K., Velusamy K. Conjugate laminar natural convection and surface radiation in enclosures: Effects of protrusion shape and position. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, vol. 76, pp. 139–146. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.05.006
10. Gibanov N. S., Sheremet M. A. Natural convection in a cubical cavity with different heat source configurations. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018, vol. 7, pp. 138–145. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.06.004
11. Kuznetsov G. V., Sheremet M. A. Численное моделирование температурных полей узлов и блоков радиоэлектронной аппаратуры и электронной техники (Numerical simulation of temperature fields of units and blocks of radio-electronic equipment and electronic equipment). *Microelectronics*, 2009, vol. 38, pp. 344–352 (In Russian).
12. Martyushev S. G., Sheremet M. A. Numerical analysis of conjugate natural convection and surface radiation in an enclosure with local heat source.

- Computational Thermal Sciences*, 2013, vol. 5, pp. 11–25.  
DOI: 10.1615/ComputThermalScien.2012006040
13. Aleshkova I. A., Sheremet M. A. Mathematical simulation of conjugate natural convection in a porous medium. *Vestnik Udmurtskogo Universiteta Matematika. Mekhanika. Komputernie Nauki*, vol. 2010, no. 2, pp. 49–56 (In Russian).
14. Siegel R., Howell J. R. Thermal radiation heat transfer. London: Taylor and Francis, 2002. 868 p.
15. Sparrow E.M, Cess R. D. Radiation heat transfer. Brooks Pub. Co., 1966, 322 p.

**Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:**

Гибанов Н. С., Шеремет М. А. Численное исследование сопряженного свободно-конвективного теплообмена в замкнутой полости с треугольным элементом объемного тепловыделения // Вестник Пермского университета. Физика. 2018. № 4 (42). С. 52–59. doi: 10.17072/1994-3598-2018-4-52-59

**Please cite this article in English as:**

Gibanov N. S., Sheremet M. A. Numerical investigation of conjugate free convective heat transfer inside an enclosure with triangular heat generating source. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2018, no. 4 (42), pp. 52–59. doi: 10.17072/1994-3598-2018-4-52-59