

底部局部加热多孔介质自然对流传热的格子 Boltzmann 模拟

何宗旭 严微微 张凯 杨向龙 魏义坤

Simulation of effect of bottom heat source on natural convective heat transfer characteristics in a porous cavity by lattice Boltzmann method

He Zong-Xu Yan Wei-Wei Zhang Kai Yang Xiang-Long Wei Yi-Kun

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 66, 204402 (2017) DOI: 10.7498/aps.66.204402

在线阅读 View online: <http://dx.doi.org/10.7498/aps.66.204402>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn/CN/Y2017/V66/I20>

---

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

介孔复合材料声子运输的格子玻尔兹曼模拟

Lattice Boltzmann model of phonon heat conduction in mesoporous composite material

物理学报.2016, 65(24): 244401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.65.244401>

湍流热对流近底板流态与温度边界层特性

Characteristics of flow and thermal boundary layer in turbulent Rayleigh-Bénard convection

物理学报.2016, 65(20): 204702 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.65.204702>

三维有序排列多孔介质对流换热的数值研究

Numerical study of convection heat transfer in ordered three-dimensional porous media

物理学报.2014, 63(21): 214401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.214401>

$\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 介孔材料导热特性的模拟

Molecular dynamics simulation of thermal conductivity of mesoporous  $\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>

物理学报.2014, 63(1): 014402 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.014402>

介孔二氧化硅基导电聚合物复合材料热导率的实验研究

Thermal conductivity measurements on PANI/SBA-15 and PPy/SBA-15

物理学报.2012, 61(15): 154402 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.61.154402>

# 底部局部加热多孔介质自然对流传热的格子 Boltzmann 模拟\*

何宗旭<sup>1)</sup> 严微微<sup>1)†</sup> 张凯<sup>1)</sup> 杨向龙<sup>2)</sup> 魏义坤<sup>3)</sup>

1) (中国计量学院计量测试工程学院, 杭州 310018)

2) (深圳大学土木工程学院, 深圳 518060)

3) (浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

(2017年4月20日收到; 2017年5月17日收到修改稿)

运用格子 Boltzmann 方法研究了底部局部加热多孔介质方腔的自然对流传热. 方腔的上壁面为低温热源, 下壁面为局部高温热源, 左右壁面为绝热条件. 重点分析了高温热源位置  $a$  及尺寸  $b$  对多孔介质方腔自然对流传热性能的影响, 提出了平均 Nusselt 数  $\overline{Nu}$  和位置  $a$  及尺寸  $b$  的拟合关系式. 研究表明: 高温热源位置及尺寸对多孔介质方腔内自然对流传热性质的影响很大, 且存在最佳高温热源位置 ( $a = 4/16$ ) 和尺寸 ( $b = 0.75$ ), 以达到最强的对流换热强度 ( $\overline{Nu}_{\max} \approx 10.35$ ) 和最大的对流换热量 ( $Q_{\max} \approx 5.69$ ).

**关键词:** 自然对流传热, 多孔介质, 格子 Boltzmann 方法

**PACS:** 44.30.+v, 47.27.te

**DOI:** 10.7498/aps.66.204402

## 1 引言

多孔介质中的对流传热现象在自然界和工程实践中普遍存在<sup>[1]</sup>, 例如: 核反应堆的冷却绝热、岩石与土壤的蓄热蓄冷、石油和天然气的勘探、太阳能集热器的开发利用<sup>[2]</sup>等. 因此, 开展多孔介质对流传热的研究具有重要的理论意义与应用价值.

目前, 对多孔介质的对流传热问题的研究比较广泛<sup>[1,2]</sup>, 现有研究主要集中在侧壁加热和底部加热两个方面. 就侧壁加热而言, 陈凯等通过在方腔内布置固体颗粒以模拟多孔介质结构, 采用虚拟区域方法求解了多孔介质中流体的流场和温度场, 详细研究了固体颗粒的数目、布置方式和形状对传热效率的影响<sup>[3]</sup>. Yan 等<sup>[4]</sup>运用格子 Boltzmann 方法 (lattice Boltzmann method, LBM) 模拟了侧壁加热多孔介质方腔的自然对流传热, 发现边缘介质孔隙度对对流传热性能的影响很大, 而中间介质孔隙度的作用效果甚微. 就底部加热而言, 杨伟等

采用整体求解法对底部加热方腔内的温度场和速度场进行了数值研究, 着重分析了瑞利数对多孔介质方腔自然对流换热性能的影响<sup>[5]</sup>. 基于分岔理论, 孔祥言和吴建兵<sup>[6]</sup>运用有限差分方法研究了多孔介质底部加热所引起的非达西自然对流, 并确定了流体热膨胀系数与分岔临界瑞利数的关系. Fatih<sup>[7]</sup>应用有限元方法模拟了方腔底部温度随时间变化的多孔介质对流传热, 发现对流传热特性受控于底部温度边界变化的频率和幅值.

由于多孔介质结构的复杂性, 采用实验方法研究其中的对流传热机理仍存在较大困难. 研究者大多采用诸如有限元、有限差分、有限体积等数值方法研究多孔介质的对流传热特性<sup>[3,5-7]</sup>. 对于热传递的数值研究, 蒙特卡罗法也是一种行之有效的计算方法<sup>[8-10]</sup>. 目前, 研究者对侧壁加热多孔介质对流传热机理的认识已较为成熟<sup>[3,4]</sup>, 而对底部加热多孔介质对流传热特性的研究还较为少见, 主要原因在于求解热流分岔等非线性特性仍存在

\* 浙江省自然科学基金 (批准号: LY15A020005) 和国家自然科学基金 (批准号: 11202203, 11472260, 11502237) 资助的课题.

† 通信作者. E-mail: yanww@cjlu.edu.cn

较大困难<sup>[5-7,11]</sup>. 由于计算的高效性、精确性和鲁棒性等优点, LBM 越来越受到研究者的重视<sup>[12,13]</sup>, 且已被成功应用于多孔介质对流传热的建模与模拟<sup>[4,14-17]</sup>. 最具代表性的 LBM 模型是 Guo 和 Zhao<sup>[18]</sup> 所提出的热格子 Boltzmann 模型 (thermal lattice Boltzmann model, TLBM), 其基本思想是采用一套格子 Boltzmann 方程求解多孔介质流动的速度场, 采用另一套格子 Boltzmann 方程求解多孔介质流动的温度场, 再把速度场和温度场通过 Boussinesq 近似方程耦合起来. 本文采用 TLBM 对方腔底部局部加热的多孔介质对流传热特性展开数值研究, 主要分析高温热源位置及尺寸对多孔介质对流传热性能的影响.

## 2 数值方法

### 2.1 物理模型

图 1 为多孔介质二维方腔底部局部加热的物理模型. 方腔的无量纲长度和宽度均为  $L = 1$ , 假设其内部充满各向同性的饱和多孔介质, 多孔介质间隙充满流体. 方腔的左右壁面保持绝热; 下壁面距离左壁面  $a$  处有一无量纲长度为  $b$  的高温热源, 其无量纲温度为  $T_h = 1$ ; 上壁面和下壁面的左右部位均为低温热源, 其无量纲温度为  $T_c = 0$ . 在高温热源作用下, 方腔内的流体会发生对流传热现象.

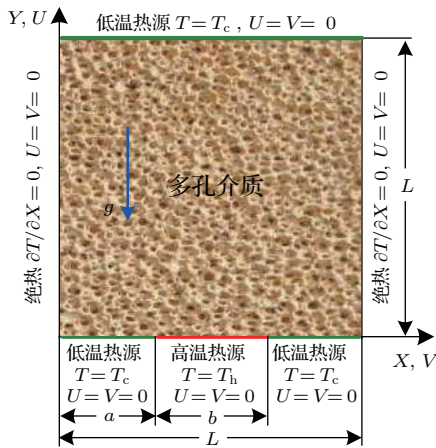


图 1 多孔介质自然对流传热的物理模型

Fig. 1. Physical model of natural convective heat transfer in porous cavity.

### 2.2 多孔介质流动的控制方程

本文基于 Brinkman-Forchheimer 扩展 Darcy 模型, 在表征单元体积尺度下模拟多孔介质的

对流传热<sup>[19]</sup>, 其宏观控制方程为

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \left( \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon} \right) = -\frac{1}{\rho} \nabla(\varepsilon p) + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{F}, \quad (2)$$

$$\sigma \frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla(\alpha \nabla T). \quad (3)$$

(1)–(3) 式分别为不可压多孔介质流动的质量、动量和能量守恒方程. 其中  $u$ ,  $p$  和  $T$  分别为流体的体积平均速度、压力和温度;  $\varepsilon$  为多孔介质的孔隙度,  $\alpha$  为有效热传导率,  $\nu$  为有效黏性系数,  $\sigma$  为多孔介质固体骨架和流体的热容比;  $\rho$  为流体密度, 采用 Boussinesq 假设.  $\mathbf{F}$  为多孔介质固体骨架对流体的作用力:

$$\mathbf{F} = -\frac{\varepsilon \nu \mathbf{u}}{K} - \frac{\varepsilon F_\varepsilon |\mathbf{u}| \mathbf{u}}{\sqrt{K}} + \varepsilon \mathbf{G}, \quad (4)$$

这里  $\mathbf{G} = -\mathbf{g}\beta(T - T_0)$ ,  $\mathbf{g}$  为重力加速度,  $\beta$  为热膨胀系数,  $T_0$  为系统平均温度. 多孔介质几何形状因子  $F_\varepsilon$  和渗透率  $K$  与孔隙度  $\varepsilon$  的关系为:  $F_\varepsilon = 1.75/\sqrt{150\varepsilon^3}$  和  $K = \varepsilon^3 d_p^2/[150(1 - \varepsilon)^2]$ , 这里  $d_p$  为多孔介质固体颗粒的有效直径. 由方程 (1)–(3) 控制的多孔介质对流传热问题由  $\varepsilon$  及以下 3 个无量纲参数描述, 即普朗特数,  $Pr = \nu/\alpha_e$ ; 达西数,  $Da = K/L^2$ ; 瑞利数,  $Ra = g\beta\Delta TL^3/(\nu\alpha_e)$ .

### 2.3 多孔介质流动的 LBM 模型

采用 LBM 模拟方腔内的多孔介质对流传热. 基于  $D_2Q_9$  模型<sup>[12,13]</sup>, LBM 的演化方程为:

$$f_i(\mathbf{x} + \mathbf{e}_i \Delta t, t + \Delta t) = f_i(\mathbf{x}, t) - \frac{1}{\tau} [f_i(\mathbf{x}, t) - f_i^{\text{eq}}(\mathbf{x}, t)] + \mathbf{F}_i \Delta t, \quad (5)$$

$$T_i(\mathbf{x} + \mathbf{e}_i \Delta t, t + \Delta t) = T_i(\mathbf{x}, t) - \frac{1}{\tau} [T_i(\mathbf{x}, t) - T_i^{\text{eq}}(\mathbf{x}, t)], \quad (6)$$

式中  $i = 0-8$ ,  $f_i$  和  $T_i$  分别为流体粒子的速度和温度分布函数,  $\Delta t$  为时间步长.  $f_i^{\text{eq}}$  和  $T_i^{\text{eq}}$  分别表示处于平衡态的速度和温度分布函数<sup>[8]</sup>:

$$f_i^{\text{eq}} = \omega_i \rho \left[ 1 + \frac{\mathbf{e}_i \cdot \mathbf{u}}{c_s^2} + \frac{\mathbf{u} \mathbf{u} : (\mathbf{e}_i \mathbf{e}_i - c_s^2 \mathbf{I})}{2\varepsilon c_s^4} \right], \quad (7)$$

$$T_i^{\text{eq}} = \omega_i T \left( 1 + \frac{\mathbf{e}_i \cdot \mathbf{u}}{c_s^2} \right), \quad (8)$$

式中  $c_s$  为声速,  $\omega_i$  为权重,  $\omega_0 = 4/9$ ; 当  $i = 1-4$  时,  $\omega_i = 1/9$ ; 当  $i = 5-8$  时,  $\omega_i = 1/36$ .  $\tau$  为无量

纲松弛时间, 由  $\tau = 0.5 + \nu_e/c_s^2 \Delta t$  决定. (5) 式中力项  $\mathbf{F}_i$  表示为

$$\mathbf{F}_i = \omega_i \rho \left( 1 - \frac{1}{2\tau} \right) \left[ \frac{\mathbf{e}_i \cdot \mathbf{F}}{c_s^2} + \frac{\mathbf{u} \mathbf{F} : (\mathbf{e}_i \mathbf{e}_i - c_s^2 \mathbf{I})}{\varepsilon c_s^4} \right]. \quad (9)$$

流体的体积平均密度、温度和速度分别表示为

$$\rho = \sum f_i, \quad T = \sum T_i, \quad \mathbf{u} = \frac{\mathbf{v}}{c_0 + \sqrt{c_0^2 + c_1 |\mathbf{v}|}}, \quad (10)$$

参数  $c_0 = 0.5 + \varepsilon \nu \Delta t / (4K)$ ,  $c_1 = \varepsilon F_e \Delta t / (2\sqrt{K})$ ,  $\mathbf{v} = \sum f_i \mathbf{e}_i / \rho + \varepsilon \mathbf{G} \Delta t / 2$ .

### 3 结果与讨论

研究高温热源位置和尺寸对底部局部加热多孔介质方腔对流换热特性的影响. 多孔介质对流换热的性质由三个基本的无量纲参数反映, 即局部 Nusselt 数,  $Nu = -(\partial T / \partial Y)|_{Y=0}$ ; 平均 Nusselt

数,  $\overline{Nu} = -\int_a^{a+b} \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{Y=0} dx/b$ ; 以及高温热源输出热量,  $Q_{\text{hot}} = -\int_a^{a+b} \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{Y=0} dx$ .

#### 3.1 模型验证

为了验证计算网格的可靠性, 选用  $120 \times 120$ ,  $160 \times 160$  和  $200 \times 200$  三种网格对多孔介质对流换热进行数值模拟. 首先, 整个下壁面设置为高温热源, 即  $a = 0, b = 1$ . 其他模拟参数设置为:  $Pr = 0.71, \varepsilon = 0.4, Da = 10^{-3}, Ra = 10^6$ . 图 2 为计算所得方腔中间高度的竖直速度和温度分布. 三种网格下的流体速度分布曲线几乎重合, 而温度分布曲线存在一定的偏差. 其中,  $160 \times 160$  和  $200 \times 200$  网格下的温度分布曲线符合较好, 最大偏差约为 0.77%, 而  $120 \times 120$  和  $160 \times 160$  网格下的温度分布曲线偏差较大, 最大偏差约为 1.6%. 因此, 本文采用  $160 \times 160$  网格对多孔介质对流换热进行模拟研究.

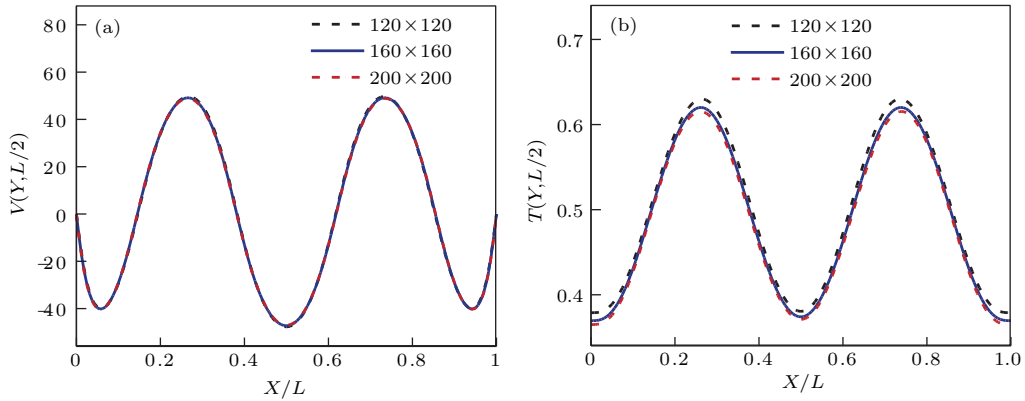


图 2 (网刊彩色) 三种网格下方腔中间高度的竖直速度 (a) 和温度分布 (b) 对比

Fig. 2. (color online) Comparison of the vertical velocity (a) and temperature distribution (b) at the middle height of the cavity with the three different grids.

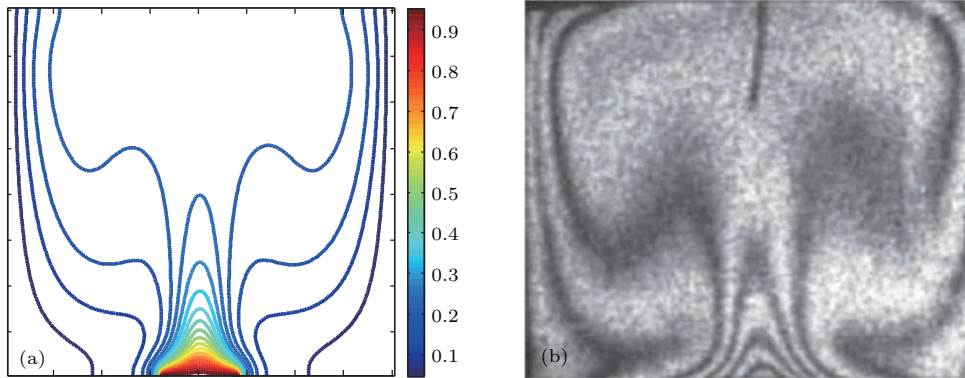


图 3 (网刊彩色) 方腔内纯流体自然对流传热的计算结果 (a) 与实验结果 (b) 的对比

Fig. 3. (color online) Comparison of natural convection heat transfer of pure fluid in cavity between the calculation (a) and experimental result (b).

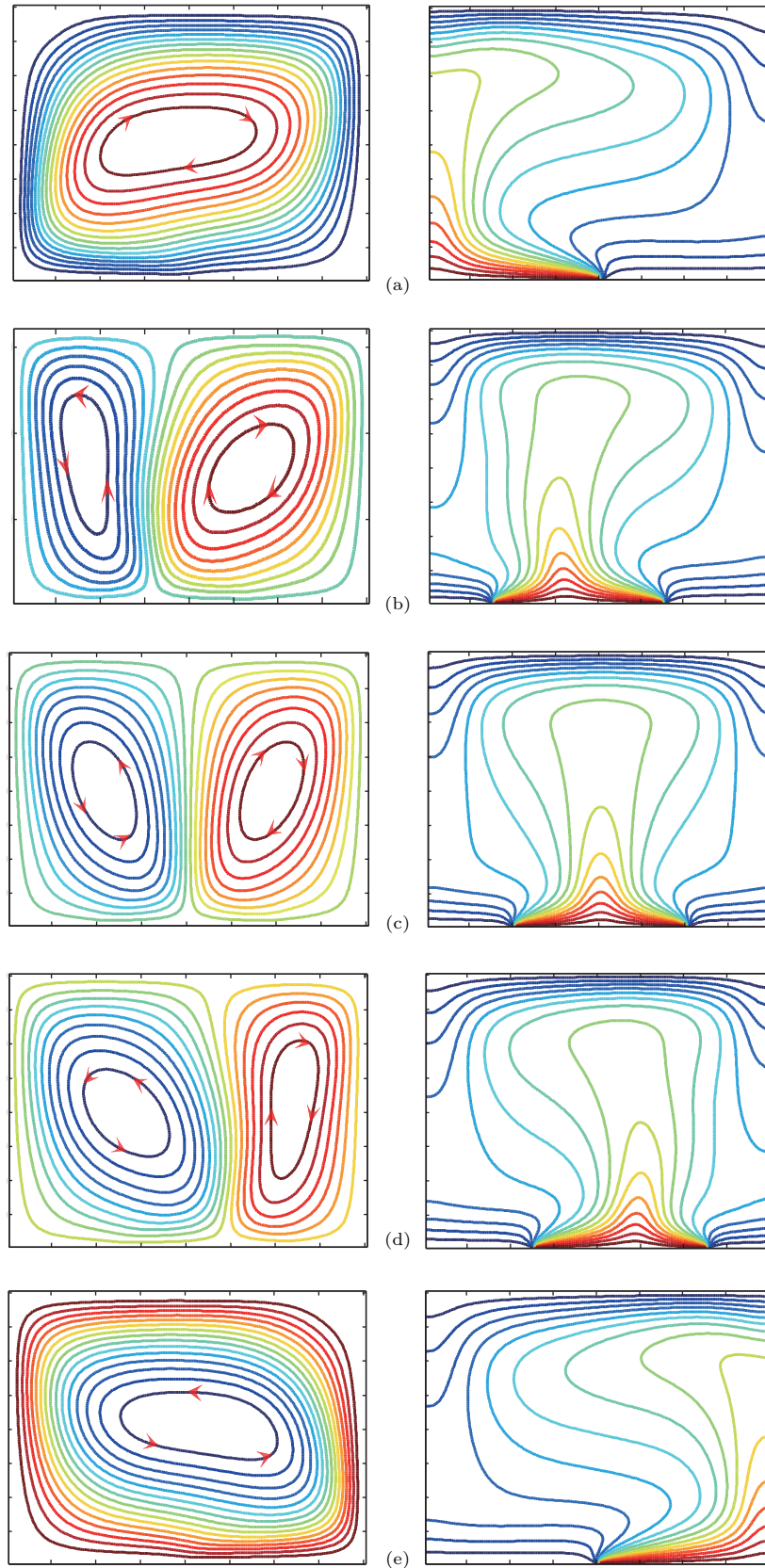


图4 (网刊彩色) 高温热源位置  $a$  变化时多孔介质对流传热的流线和等温线 (a)  $a = 0, b = 1/2$ ; (b)  $a = 3/16, b = 1/2$ ; (c)  $a = 4/16, b = 1/2$ ; (d)  $a = 5/16, b = 1/2$ ; (e)  $a = 8/16, b = 1/2$

Fig. 4. (color online) Streamlines and isotherms of natural convective heat transfer in porous cavity as the hot heat source position  $a$  varies from 0 to 8/16: (a)  $a = 0, b = 1/2$ ; (b)  $a = 3/16, b = 1/2$ ; (c)  $a = 4/16, b = 1/2$ ; (d)  $a = 5/16, b = 1/2$ ; (e)  $a = 8/16, b = 1/2$ .

为了验证计算方法的可靠性, 本文运用LBM模拟了  $Pr = 0.71$ ,  $\varepsilon = 1.0$ ,  $Ra = 2.02 \times 10^5$  条件下方腔内纯流体的自然对流传热, 并把模拟结果与文献[20]实验结果进行对比. 由图3可知, 计算结果与实验结果符合良好, 从而验证了LBM用于模拟多孔介质对流传热问题的准确性和可靠性.

### 3.2 高温热源位置对对流传热特性的影响

为了研究高温热源位置对多孔介质对流传热的影响, 选取高温热源尺寸  $b = 1/2$  为定量, 而高温热源位置距离左壁的无量纲长度  $a = 0, 1/16, 2/16, \dots, 8/16$ . 其他模拟参数设置为:  $Pr = 0.71$ ,  $\varepsilon = 0.4$ ,  $Da = 10^{-3}$ ,  $Ra = 10^6$ . 图4为高温热源位置  $a$  变化时多孔介质对流传热的流线和等温线. 当  $a = 0$  时, 在方腔内形成一个呈顺时针运动的旋涡, 此时等温线不闭合, 并在左下壁附近形成高温区. 随着高温热源位置的右移, 当  $a = 3/16$  时, 单旋涡对流分裂成2个大小不一的旋涡. 由于对流传热的作用, 靠近左壁的小旋涡呈逆时针运动, 靠近右壁的大旋涡呈顺时针运动, 此时温度分布与高温

热源形成了闭合曲线. 当  $a = 4/16$  时, 即高温热源位于方腔底部正中, 此时方腔内形成2个大小相等方向相反的旋涡, 流线和等温线均呈左右对称. 当  $a = 5/16$  时, 对流传热的流线和等温线与  $a = 3/16$  时的情况相似, 两者呈左右镜像对称. 当  $a = 8/16$  时, 在方腔内形成呈逆时针的单旋涡对流, 此时对流传热的流线和等温线与  $a = 0$  时的情况呈左右镜像对称.

为了定量分析高温热源位置  $a$  对多孔介质对流传热的影响, 计算得到方腔中间高度的竖直速度和温度随  $a$  的变化情况. 由图5可以看出, 当  $a = 0, 8/16$  及  $a = 3/16, 5/16$  时, 速度分布和温度分布均呈左右对称, 最大速度  $V_{\max}$  和温度  $T_{\max}$  出现的位置与  $a$  密切相关. 随着  $a$  的增大,  $V_{\max}$  和  $T_{\max}$  出现的位置向右移动. 当  $a = 4/16$  时,  $V_{\max}$  和  $T_{\max}$  均出现于方腔的中间宽度  $x = 0.5$  处. 总体而言, 不同  $a$  值下方腔中间高度的最大速度和最小速度相近, 即  $V_{\max} \approx 65$ ,  $V_{\min} \approx -55$ . 然而, 当  $a = 0, 8/16$  时, 由于对流传热较弱,  $T_{\max} \approx 0.62$  分别出现在左右壁面上, 且明显大于  $a = 3/16, 4/16$  和  $5/16$  时的最大温度  $T_{\max} \approx 0.56$ .

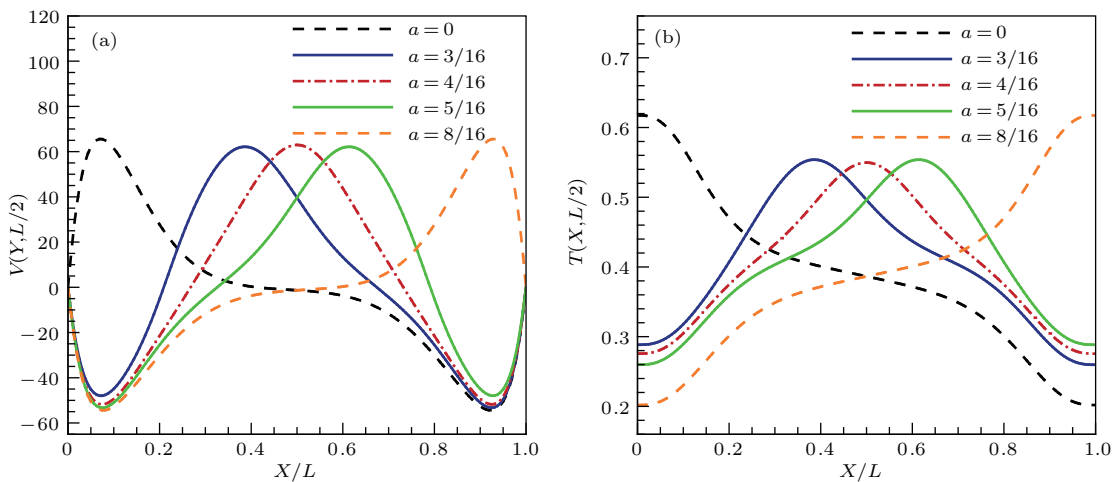


图5 (网刊彩色) 高温热源位置  $a$  变化时方腔中间高度的竖直速度分布 (a) 和温度分布 (b)

Fig. 5. (color online) Vertical velocity distribution (a) and temperature distribution (b) at the middle height of porous cavity as the hot heat source position  $a$  varies.

$\overline{Nu}$  是衡量高温热源在壁面上换热强度的一个重要无量纲参数. 本文通过计算得到  $\overline{Nu}$  随  $a$  值的变化规律. 由图6(a)可以观察到:  $\overline{Nu}$  分布关于  $a = 4/16$  对称; 当  $a < 4/16$  时,  $\overline{Nu}$  随  $a$  值的增大而增大; 当  $a > 4/16$  时,  $\overline{Nu}$  随  $a$  值的增大而减小; 而当  $a = 4/16$  时,  $\overline{Nu}$  取得最大值, 且  $\overline{Nu}_{\max} \approx 10.35$ , 此时多孔介质自然对流换热的强度最强.

运用最小二乘法, 得到  $\overline{Nu}$  关于  $a$  值的拟合关系式 (拟合优度为90.6%):  $\overline{Nu} = 8.53 \times e^{1.63a - 3.27a^2}$ ,  $0 \leq a \leq 0.5$ . 图6(b)为高温热源向方腔输出的无量纲换热量  $Q_{\text{hot}}$  随  $a$  值的变化规律.  $Q_{\text{hot}}$  随位置  $a$  的变化规律与  $\overline{Nu}$  相似, 其分布关于  $a = 4/16$  对称, 并在  $a = 4/16$  处取得最大值, 且  $Q_{\max} \approx 5.18$ . 综上所述可以得到: 当高温热源尺寸  $b$  为定值时, 高

温热源位置  $a$  的变化对多孔介质方腔自然对流传热的影响很大, 当高温热源位于方腔底部正中时, 多孔介质的对流传热最为剧烈. 因此, 可以通过合理

设置  $a$  值, 以获得特定位置的对流换热强度和热量输出强度, 这对于换热器的设计具有一定的理论指导意义.

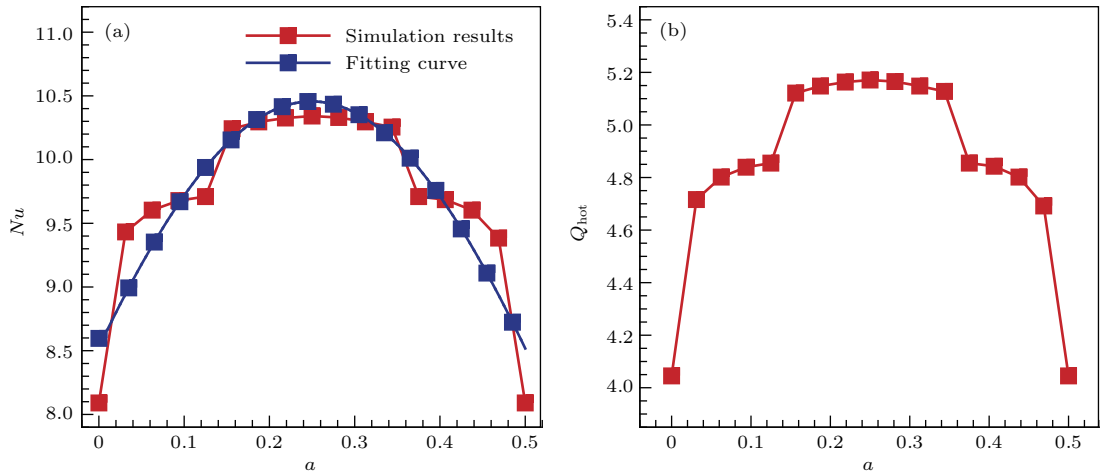


图6 (网刊彩色) (a)  $\overline{Nu}$  随着  $a$  的变化规律及拟合结果; (b)  $Q_{hot}$  随  $a$  的变化规律  
 Fig. 6. (color online) (a) Variation of  $\overline{Nu}$  changes with  $a$  and its fitting results; (b) variation of  $Q_{hot}$  changes with  $a$ .

### 3.3 高温热源尺寸对对流传热特性的影响

为了研究高温热源尺寸  $b$  对多孔介质对流传热的影响, 选取高温热源位置位于方腔的底部中心, 而高温热源尺寸  $b = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$ . 其他模拟参数设置为:  $Pr = 0.71, \epsilon = 0.4, Da = 10^{-3}, Ra = 10^6$ . 图7为高温热源尺寸  $b$  变化时多孔介质对流传热的流线和等温线分布. 当  $b = 0.2, 0.4, 0.6$  时, 多孔介质对流的流线呈大小相等、左右对称的双旋涡模式, 此时的温度分布与高温热源形成闭合曲线. 当  $b = 0.8, 1.0$  时, 多孔介质对流模式由双旋涡分裂为4个较大的旋涡运动. 由于对流模式的改变, 等温线发生了很大变化, 且由单峰线变成了双峰线. 因此, 高温热源尺寸  $b$  对多孔介质对流传热的影响很大, 它既会影响流体的对流模式, 也会影响热量的传递模式.

为了定量分析热源尺寸  $b$  对多孔介质对流传热的影响, 计算得到方腔中间高度的竖直速度和温度分布随  $b$  的变化情况. 如图8所示: 由于多孔介质对流模式的变化, 竖直速度和温度分布由  $b = 0.2, 0.4, 0.6$  时的单峰线变成了  $b = 0.8, 1.0$  时的双峰线. 随着  $b$  从  $0.2, 0.4$  增加到  $0.6$ , 单峰线最大速度由  $47.5, 60.0$  增大到  $62.0$ , 而单峰线最大温度由  $0.32, 0.50$  增加到  $0.60$ ; 随着  $b$  从  $0.8$  增加到  $1.0$ , 双峰线最大速度由  $48.0$  增加到  $50.2$ , 而双峰线最大温度由

$0.58$  增大到  $0.62$ .

图9表示  $\overline{Nu}$  和  $Q_{hot}$  随着高温热源尺寸  $b$  的变化规律. 随着高温热源长度  $b$  的增大,  $\overline{Nu}$  反而逐渐减小, 这是因为多孔介质对流传热的性能除了受高温热源的作用, 还受其左右低温热源的影响, 增大高温热源长度反而会减弱对流换热的强度. 根据最小二乘法, 得到  $\overline{Nu}$  关于  $b$  的拟合曲线 (拟合优度为  $99.6\%$ ):  $\overline{Nu} = 24.78 \times e^{-1.75b}, 0 \leq b \leq 0.5$ . 由图9(b)可以观察到: 当  $0 < b < 0.75$  时,  $Q_{hot}$  随着  $b$  值的增大而增大; 当  $0.75 < b < 1.0$  时,  $Q_{hot}$  随着  $b$  值的增大而减小; 当  $b = 0.75$  时,  $Q_{hot}$  取得最大值, 且  $Q_{max} \approx 5.69$ , 这说明存在最佳高温热源尺寸, 以达到最大的输出热量  $Q_{max}$ . 需要说明的是: 当  $b = 0.75-0.8$  时,  $Q_{hot}$  出现了急剧的波动现象, 其主要原因在于多孔介质的对流模式发生了变化, 由双旋涡模式变为了4旋涡模式, 温度场也由单峰线变成了双峰线.

## 4 结 论

运用LBM模拟了多孔介质方腔底部局部加热的自然对流传热, 主要分析了高温热源位置及尺寸对流场、温度场和对流传热强度的影响, 研究结果对换热器的设计具有一定的理论指导意义. 具体的研究结论如下.

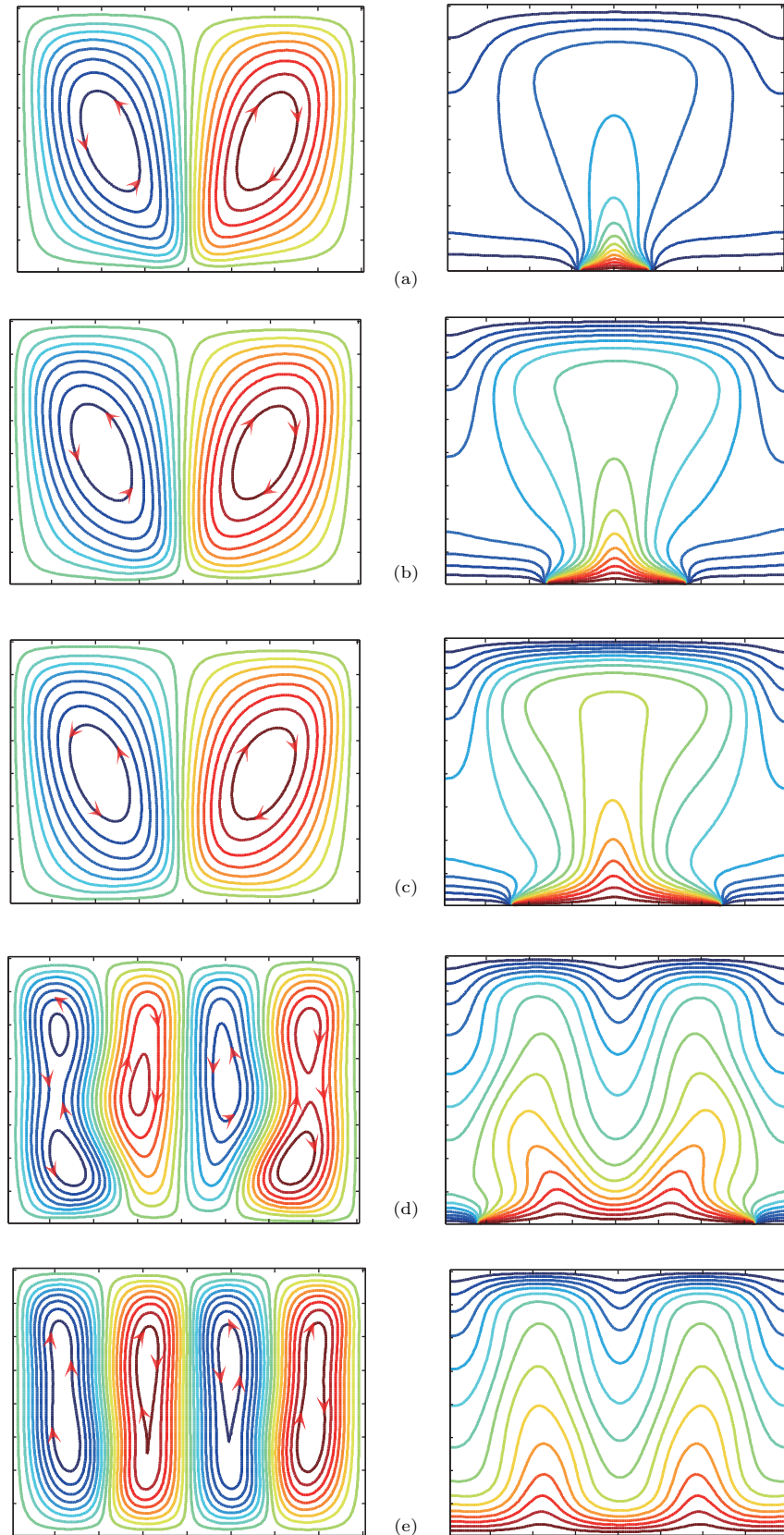


图7 (网刊彩色) 高温热源尺寸  $b$  变化时多孔介质对流传热的流线和等温线 (a)  $a = 0.4, b = 0.2$ ; (b)  $a = 0.3, b = 0.4$ ; (c)  $a = 0.2, b = 0.6$ ; (d)  $a = 0.1, b = 0.8$ ; (e)  $a = 0, b = 1.0$

Fig. 7. (color online) Streamlines and isotherms of natural convective heat transfer in porous cavity as the hot heat source size  $b$  changes from 0.2 to 1.0: (a)  $a = 0.4, b = 0.2$ ; (b)  $a = 0.3, b = 0.4$ ; (c)  $a = 0.2, b = 0.6$ ; (d)  $a = 0.1, b = 0.8$ ; (e)  $a = 0, b = 1.0$ .



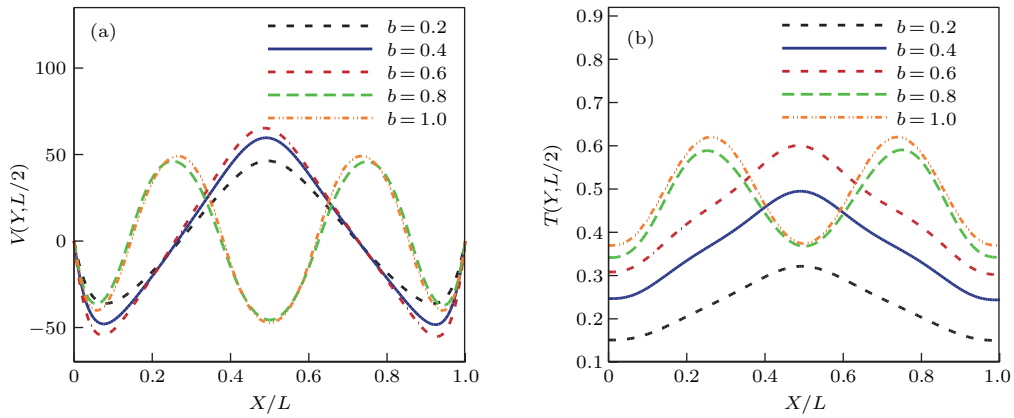


图8 (网刊彩色) 高温热源尺寸  $b$  变化时方腔中间高度的竖直速度分布 (a) 和温度分布 (b)  
 Fig. 8. (color online) Vertical velocity distribution (a) and temperature distribution (b) at the middle height of porous cavity as the hot heat source size  $b$  varies.

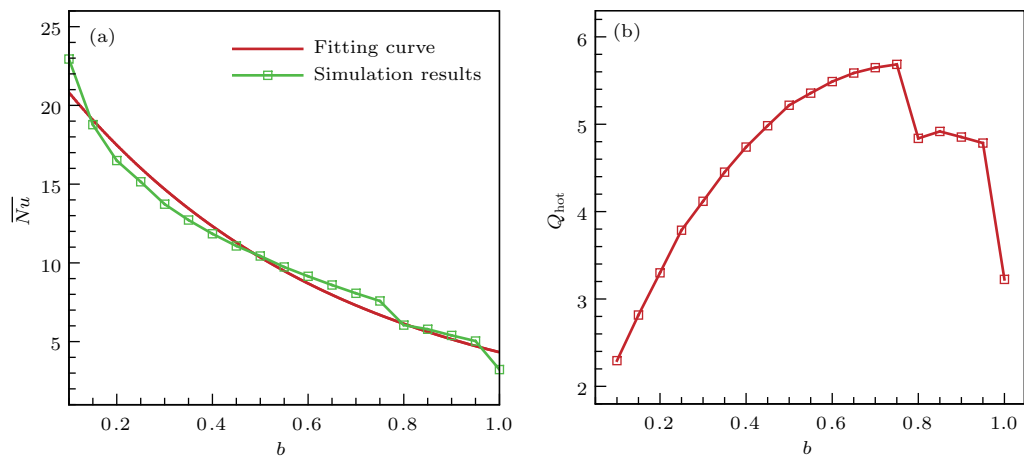


图9 (a)  $\overline{Nu}$  随  $b$  的变化规律及拟合结果; (b)  $Q_{hot}$  随  $b$  的变化规律  
 Fig. 9. (a) Variation of  $\overline{Nu}$  changes with  $b$  and its fitting results; (b) variation of  $Q_{hot}$  changes with  $b$ .

1) 当高温热源长度  $b = 1/2$  为恒定时, 底部高温热源位置  $a$  对多孔介质方腔对流传热的影响很大. 存在最佳高温热源位置, 即  $a = 4/16$ , 以达到最强的对流换热强度, 即  $\overline{Nu}_{max} \approx 10.35$ .

2) 当高温热源位置处于方腔底部正中时, 底部高温热源尺寸  $b$  对多孔介质方腔对流传热的影响也很大. 随着  $b$  值的增大, 多孔介质方腔高温壁面的  $\overline{Nu}$  值随之减小, 且存在最佳高温热源尺寸, 即  $b = 0.75$ , 以得到最大的对流换热量, 即  $Q_{max} \approx 5.69$ .

参考文献

[1] Vafai K, Tien C L 1981 *Int. J. Heat Mass Transf.* **24** 195  
 [2] Nield D A, Bejan A 1992 *New York: Springer-Verlag*

[3] Chen K, Yu Z S, Shao M X 2012 *J. Zhejiang Univ.* **46** 549 (in Chinese) [陈凯, 余钊圣, 邵雪明 2012 浙江大学学报 **46** 549]  
 [4] Yan W W, Liu Y, Guo Z L, Xu Y S 2006 *Int. J. Mod. Phys. C* **17** 771  
 [5] Yang W, Lü Y F, Zhang S G 2014 *J. Sichuan Univ.* **51** 340 (in Chinese) [杨伟, 吕亚飞, 张树光 2014 四川大学学报 **51** 340]  
 [6] Kong X Y, Wu J B 2002 *Acta Mech. Sin.* **34** 177 (in Chinese) [孔祥言, 吴建兵 2002 力学学报 **34** 177]  
 [7] Fatih S 2016 *Arab. J. Sci. Eng.* **41** 4701  
 [8] Zhang J Q, Chen X H, Chen R Y, Nie L R, Zheng Z G 2014 *Eur. Phys. J. B* **87** 122  
 [9] Zhang J Q, Nie L R, Zhang X Y, Chen R Y 2014 *Eur. Phys. J. B* **87** 285  
 [10] Zhang J Q, Nie L R, Chen C Y, Zhang X Y 2016 *AIP Adv.* **6** 075212  
 [11] Yang W, Cao M, Guo D S, Zhao B X, Zhang M L, Fu C 2016 *Chin. J. Hydrodyn.* **31** 107 (in Chinese) [杨伟, 曹明, 郭东升, 赵柄翔, 张美琳, 付超 2016 水动力学研究进展 **31** 107]

- [12] Qian Y H, d'Humieres D, Lallemand P 1992 *Europhys. Lett.* **17** 479
- [13] Chen S, Doolen G D 1998 *Annu. Rev. Fluid Mech.* **30** 329
- [14] Xu Y S 2003 *Acta Phys. Sin.* **52** 626 (in Chinese) [许友生 2003 物理学报 **52** 626]
- [15] Yan W W, Su Z D, Zhang H J 2013 *J. Chem. Technol. Biotechnol.* **88** 456
- [16] Xiang R, Yan W W, Su Z D, Wu J, Zhang K, Bao F B 2014 *Acta Phys. Sin.* **63** 164702 (in Chinese) [项蓉, 严微微, 苏中地, 吴杰, 张凯, 包福兵 2014 物理学报 **63** 164702]
- [17] Yan W W, Liu X L, Wu J, Wei Y K, Xu P 2016 *Int. J. Mod. Phys. C* **27** 1650086
- [18] Guo Z L, Zhao T S 2002 *Phys. Rev. E* **66** 36304
- [19] Nithiarasu P, Ravindran K 1998 *Comput. Meth. Appl. Mech. Eng.* **165** 147
- [20] Corvaro F, Paroncini M 2008 *Appl. Therm. Eng.* **28** 25

## Simulation of effect of bottom heat source on natural convective heat transfer characteristics in a porous cavity by lattice Boltzmann method\*

He Zong-Xu<sup>1)</sup> Yan Wei-Wei<sup>1)†</sup> Zhang Kai<sup>1)</sup> Yang Xiang-Long<sup>2)</sup> Wei Yi-Kun<sup>3)</sup>

1) (College of Metrology and Measurement Engineering, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China)

2) (College of Civil Engineering, Shenzhen University, Shenzhen 518060, China)

3) (Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

( Received 20 April 2017; revised manuscript received 17 May 2017 )

### Abstract

The influence of bottom heat source on natural convective heat transfer characteristics in a two-dimensional square cavity fully filled with a homogeneous porous medium is numerically studied by the lattice Boltzmann method. In this physical model, the upper wall of porous cavity is set to be a cold heat source, and the bottom wall is designed as a local hot heat source. Both the left wall and the right wall are set to be adiabatic. Specifically, the effects of both the position and size of bottom heat source on the properties of natural convective heat transfer are analyzed. The numerical results show that the position and size of bottom heat source have great influences on the characteristics of natural convective heat transfer, and there also exist the best position ( $a = 4/16$ ) and optimal size ( $b = 0.75$ ) of the bottom heat source for the maximal convective heat transfer intensity ( $\overline{Nu}_{\max} \approx 10.35$ ) and heat exchange capacity ( $Q_{\max} \approx 5.69$ ).

**Keywords:** natural convective heat transfer, porous medium, lattice Boltzmann method

**PACS:** 44.30.+v, 47.27.te

**DOI:** 10.7498/aps.66.204402

\* Project supported by the Natural Science Foundation of Zhejiang Province, China (Grant No. LY15A020005) and the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 11202203, 11472260, 11502237).

† Corresponding author. E-mail: yanww@cjlu.edu.cn