

饱和多孔介质自然对流数学模型与实验研究

杨伟, 薛思瀚, 刘秦见, 张树光

(辽宁工程技术大学 建筑工程学院 土木与交通学院 辽宁 阜新 123000)

摘 要: 以饱和多孔介质内流体流动、流体和固体传热为研究对象, 考虑流体密度随温度变化和局部热平衡, 引入 Brinkman-Forchheimer 的扩展 Darcy 模型进行修正, 建立固体随机堆积饱和多孔介质自然对流数值模型, 采用有限体积法计算。利用自主研制的两侧恒温差立方体多孔介质实验台, 对所建数值模型进行实验验证。综合数值计算和实验结果表明: 多孔介质方腔内最大流速随温差和瑞利数 Ra 增大而增大, 且最大流速出现在高温壁面和低温壁面附近; 随着 Ra 增大, 温度等值线由近似平行于高温壁面变为近似垂直于高温壁面; 高温壁面上 Nu 从上至下呈线性增加趋势; 高温壁面 $\overline{Nu}$ 随 Ra 增大而增大, 当 $Ra < 10^2$ 时, $\overline{Nu}$ 维持在 12 以内; 当 $10^2 < Ra < 10^6$, $\overline{Nu}$ 增加迅速, 由 11.4 增加到 276.4; 当 $Ra > 10^6$, $\overline{Nu}$ 增加速率很小。

关键词: 饱和多孔介质; 对流换热; 数学模型; 实验研究

中图分类号: TK124 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.01.012

引 言

饱和多孔介质自然对流作为多孔介质传热传质的分支, 在国外开展较早, 形成了如能量理论、液体扩散理论、毛细流动理论等较完善的理论模型。Horton 和 Rogers 对底部恒温加热水平多孔介质结构进行数值计算与实验^[1], 实验发现有与其数值计算结果不同的对流现象, 说明其数值模型有待提高。Philip 和 Vries 建立了土壤热质耦合传递的数学模型^[2], 认为含湿量的迁移可分为液体的毛细流动和蒸汽的扩散渗透, 并把多孔介质处理成连续介质。Prasad 和 Kulacki 等对恒定热流量边界条件的环形空间内多孔介质自然对流进行数值与实验研究^[3], 分析不同材料多孔介质 Ra 与对流换热强度的变化关系。近几年国内相继开展饱和多孔介质自然对流研究。陈凯通过在方腔内布置固体颗粒模拟多孔介

质结构^[4], 并采用虚拟区域方法求解多孔介质中的流场和温度场。吴峰对边界温度呈正弦波动条件下多孔介质方腔内自然对流进行数值模拟^[5], 探讨了不同波动对方腔内自然对流传热的影响。史玉凤对炉渣和盐水混合物的底部加热自然对流情况进行了实验并计算其有效导热系数^[6]。

目前的研究存在的主要问题有: 现有的多孔介质传热传质理论和模型, 大多把多孔介质看成是均匀分布的连续介质, 由于数学模型非线性不易求解, 与实际多孔介质状态存在差异, 所得结果与实际测量往往有偏差; 针对多孔介质内热质传递特性方面的实验进行得不够充分, 其测量原理和测量技术有待提高, 多孔介质的基础数据还应进一步完善。因此进行饱和多孔介质自然对流数值与实验研究, 采用实验方法对数值模型进行验证很有必要。

土壤的孔隙率为 34% - 54%, 多孔墙体的孔隙率为 12% - 40%, 圆形可以近似描述不同类型的多边形, 随机堆积球体是土壤和其它多孔介质中常见的微观构成。水是自然界分布最广泛的液体, 也是多孔介质中常见的物质。本研究建立固体随机堆积饱和多孔介质自然对流数值模型, 并对数值模型进行实验验证, 揭示此类型多孔介质内流体流动、流体固体传热规律。实验模型对于孔隙率为 30% - 40% 的土壤、石油、太阳能多孔集热墙等多孔介质具有很好的代表性。为合理利用能源、进行多孔介质内温度控制以及多孔介质内强化传热和削弱传热提供研究基础。

1 数学模型

物理模型如图 1 所示。左表面为高温壁面, 温度为 T_h °C, 右表面为低温壁面, 温度为 T_c °C^[7], 上下

收稿日期: 2014-01-16; 修订日期: 2014-03-11

基金项目: 大学生创新创业训练计划项目资助(201310147036); 国家自然科学基金项目资助(51274109)

作者简介: 杨伟(1965-), 男, 辽宁省阜新市人, 辽宁工程技术大学副教授。

前后壁面为绝热边界条件,假设局部热平衡(流体流速较低、流体固体间热交换充分);流体密度随温度变化^[8]其它热物性为常量,在模型壁面上速度均采用无滑移边界条件^[9]。

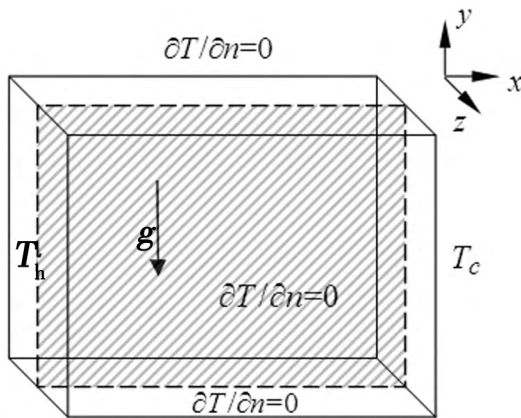


图1 物理模型

Fig. 1 Physical model

对充满流体的多孔介质控制方程引用 Brinkman - Forchheimer extended Darcy(多孔墙蓄热作用的能量双方程)模型进行修正^[10]。

连续性方程、动量方程、能量方程为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\rho}{\varphi} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\rho}{\varphi} \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\mu u}{K} + \frac{\rho C \varphi}{\sqrt{K}} |v| u \quad (2)$$

$$\frac{\rho}{\varphi} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\rho}{\varphi} \left[v \frac{\partial v}{\partial x} + u \frac{\partial v}{\partial y} \right] = - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{\mu v}{K} + \frac{\rho C \varphi}{\sqrt{K}} |u| v + \rho g \beta (T - T_c) \quad (3)$$

$$\frac{\varphi (\rho c_p)_f + (1 - \varphi) (\rho c_p)_s}{(\rho c_p)_f} \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = k_m \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

式中: ρ —密度 kg/m^3 ; u 、 v — x 、 y 方向的空气流动速度 m/s ; t —时间 s ; φ —孔隙率; μ —有效粘度, $\text{pa} \cdot \text{s}$; K —多孔介质渗透率, $K = d_b^2 \varphi^3 \cdot 175^{-1} (1 - \varphi)^{-2} \text{m}^2$; C —惯性系数, $C = 1.75 \cdot 175^{-1/2} \cdot \varphi^{-3/2}$; g —重力加速度, m/s^2 ; β —热膨胀系数, K^{-1} , $\beta = -\rho^{-1} \partial \rho / \partial T$; T —温度 K ; T_c —低温壁面温度 K ; T_h —高温壁面温度 K ; c_p —定压比热容 J/

$(\text{kg} \cdot \text{K})$; k —导热系数, $\text{W/(m} \cdot \text{K)}$; k_m —有效导热系数, $k_m = (1 - \varphi) k_s + \varphi k_f$, 下标 s —固体, 下标 f —流体。

为了揭示固体和流体传热的普遍规律,将方程(1)~方程(4)转换为无量纲方程。引入无量纲量定义为:无量纲坐标 $X = x/H$, $Y = y/H$, 无量纲速度 $U = u H a_m^{-1}$, $V = v H a_m^{-1}$, 无量纲压力 $P = p H^2 \rho_0^{-1} a^{-2}$, 无量纲密度 $\rho' = \rho \rho_0^{-1}$; 无量纲时间, $\tau = t \alpha_m H^{-2}$; 无量纲准则达西数 $Da = K H^{-2}$, 瑞利数 $Ra = g \beta (T_h - T_c) H^3 \nu^{-1} a_m^{-1}$, 无量纲温度 $\theta = (T - T_0) / (T_h - T_c)$, T 为任一点温度值 K 。 $\sigma = [\varphi (\rho c_p)_f + (1 - \varphi) (\rho c_p)_s] / (\rho c_p)_f$, $F_1 = \rho \alpha_m K \varphi^{-1} H^{-2} \mu^{-1}$, $F_2 = \varphi \rho C \alpha_m K^{1/2} H^{-1} \mu^{-1}$, $k_{me} = k_m / \alpha_m$ 。可得到如下的无量纲控制方程:

$$\frac{\partial(\rho')}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho' U)}{\partial X} + \frac{\partial(\rho' V)}{\partial Y} = 0 \quad (5)$$

$$F_1 \frac{\partial U}{\partial \tau} + F_1 \left[U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right] = - F_1 \varphi \frac{\partial P}{\partial X} + Da \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - U + F_2 |V| U \quad (6)$$

$$F_1 \frac{\partial V}{\partial \tau} + F_1 \left[V \frac{\partial V}{\partial X} + U \frac{\partial V}{\partial Y} \right] = - F_1 \varphi \frac{\partial P}{\partial Y} + Da \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - V + F_2 |U| V + Ra \theta \quad (7)$$

$$\sigma \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = k_{me} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (8)$$

无量纲边界条件为:

$\tau = 0$ 时, $U = V = 0$, $\theta = 0$ 。

$\tau > 0$ 时, $Y = 0$, $Y = 1$, $U = V = 0$, $\partial T / \partial n = 0$; $X = 0$, $U = V = 0$, $\theta = 1$; $X = 1$, $U = V = 0$, $\theta = 0$ 。

2 实验研究

2.1 实验装置

实验装置如图2所示,从左至右依次为高温水箱、多孔介质方腔体、低温水箱;多孔介质方腔体尺寸如图1物理模型所示。水箱和方腔周围用保温材料包围起来,维持壁面绝热。实验的4组工况为低温壁面温度采用室温 20°C 左右,高温壁面温度为 30°C 、 40°C 、 50°C 和 60°C 。实验中多孔介质固相物质为玻璃珠,颗粒直径为 0.9 cm ,液相物质为水,测得多孔

介质孔隙率为 0.376。

在多孔介质方腔高温至低温的中间纵剖面上布置 12 个电子温度计,用来记录多孔介质内不同位置的温度。温度计布置位置如图 1 所示。测温点标号从左至右依次为 A、B、C、D,从下至上依次为 1、2、3,各测温点坐标为: $A_1(0.02, 0.02, 0.11)$ 、 $A_2(0.02, 0.1, 0.11)$ 、 $A_3(0.02, 0.18, 0.11)$ 、 $B_1(0.107, 0.02, 0.11)$ 、 $B_2(0.107, 0.1, 0.11)$ 、 $B_3(0.107, 0.18, 0.11)$ 、 $C_1(0.193, 0.02, 0.11)$ 、 $C_2(0.193, 0.1, 0.11)$ 、 $C_3(0.193, 0.18, 0.11)$ 、 $D_1(0.28, 0.02, 0.11)$ 、 $D_2(0.28, 0.1, 0.11)$ 、 $D_3(0.28, 0.18, 0.11)$ 。根据先期相关实验可知,不同纵剖面上的温度分布基本一致,故仅在其它纵剖面上布置少量温度计加以校验。

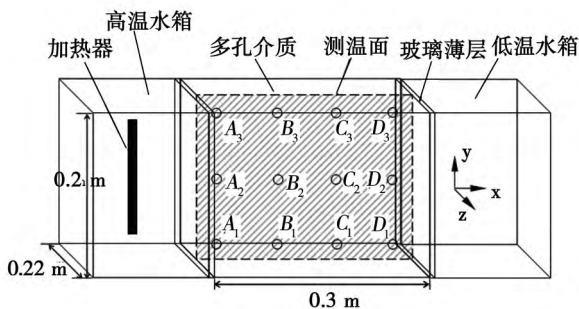


图 2 实验系统图

Fig. 2 Diagram of the test system

2.2 实验结果

从图 3 可以看出,各测温点温度变化大致可分为 3 个阶段:受初始温度场影响阶段、温度升高阶段、新的热平衡阶段。各测点形成了明显的温度分层。温度基本稳定后各测温点按温度由高至低依次为: A_3 、 B_3 、 C_3 、 D_3 、 A_2 、 B_2 、 C_2 、 D_2 、 A_1 、 B_1 、 C_1 、 D_1 。不同位置测点受初始温度场影响时间及温度升高速率都不相同:靠近高温侧的温度测点 A_1 、 A_2 、 A_3 最早受到热边界条件影响,升温最早;高度较高的上层测点 A_3 、 B_3 、 C_3 、 D_3 温度升高速率较大,稳定后温度较高。这是由于靠近高温壁面处流体由于加热作用,流体膨胀,密度变小,受浮力作用逐渐上升,而在低温壁面处形成向下流动的趋势,在整个腔体内形成顺时针方向的自然对流,形成上部流体较高,下部流体温度较低的温度分布。

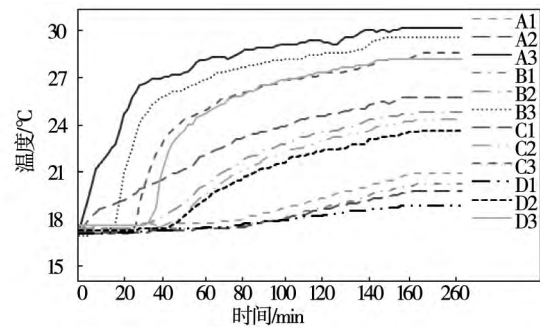


图 3 温差为 10 °C 时温度变化曲线

Fig. 3 Temperature variation curves when the temperature difference is 10 °C

3 模型验证

3.1 模型验证

对 4 种不同工况数值模拟结果进行实验测试。实验测试结果和数值计算值如图 4 所示。图中曲线为测点所在水平线上的温度值 θ 为无量纲温度 X 为 x 轴无量纲坐标。从图 4 可知:模拟值与实验结果基本一致。高低温壁面温差 10、20、30 和 40 °C 实验最大相对误差依次为 5.46%、7.3%、10.7% 和 12.2%,从而完成数值模拟与实验的互相验证。4 种工况上层测点温度的实验值比模拟值略低,并且随着温差的增大,二者的差别略有增大。可见,温差为 10 °C 的模拟结果与实验值吻合更好。

3.2 温差对传热的影响

图 5 为不同温差条件下高温壁面不同位置努赛尔数 Nu ,从图 5 可知:高温壁面的努赛尔数 Nu 随着温差增大而增大,对流换热效果增强。壁面上努赛尔数 Nu 从下至上呈减小趋势,分析其原因为底部流体温度梯度大,努赛尔数 Nu 大。对图 5 数据进行数学拟合,拟合结果如表 1 所示。表 1 拟合关联式表明不同温差条件下高温壁面竖直方向不同位置处对流换热的强弱程度。

表 1 高温壁面 Nu

Tab. 1 Nu number on the high temperature wall surface

温 差	拟合结果	拟合优度
10 °C	$Nu = 298.86 - 348.46Y$	92.0%
20 °C	$Nu = 373.26 - 419.49Y$	95.3%
30 °C	$Nu = 416.57 - 453.72Y$	97.0%
40 °C	$Nu = 429.55 - 455.85Y$	97.9%

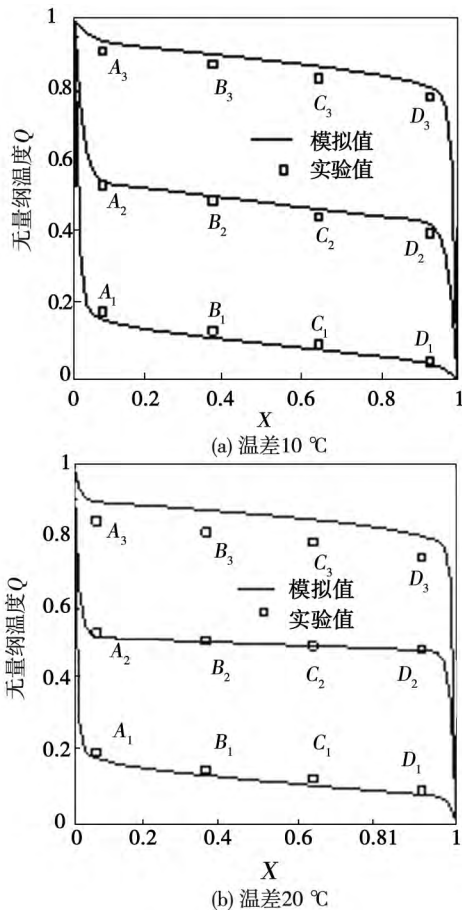


图4 模拟值与实验值对比

Fig. 4 Contrast of the simulation value with the test one

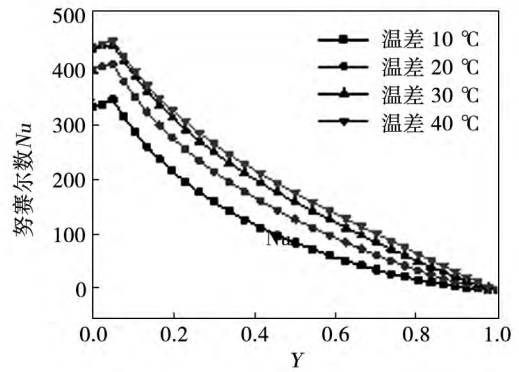
图5 高温壁面竖直方向各位置 Nu

Fig. 5 Nu numbers at various locations on the high temperature wall surfaces along the vertical direction

经计算,温差为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的实验中多孔介质 Ra 3.78×10^3 。在温差为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 情况下,针对 Ra 为 10 、 10^2 、 10^3 、 3.78×10^3 、 10^4 、 10^5 、 10^6 、 10^7 、 10^8 进行计算。

3.3 Ra 对传热的影响

图6为不同 Ra 下立方体内多孔介质的温度场。 X 、 Y 、 Z 为多孔介质方腔内位置坐标轴,坐标轴方向如图1。当 Ra 很小时,对流作用较弱,热的传输主要依靠传导作用,因此无量纲等值线近似于平行高低温壁面;随着 Ra 逐渐增大,对应的温度等值线近似垂直于高低温壁面;而当对流作用较强时,对流成为热传输的主要动力^[11]。

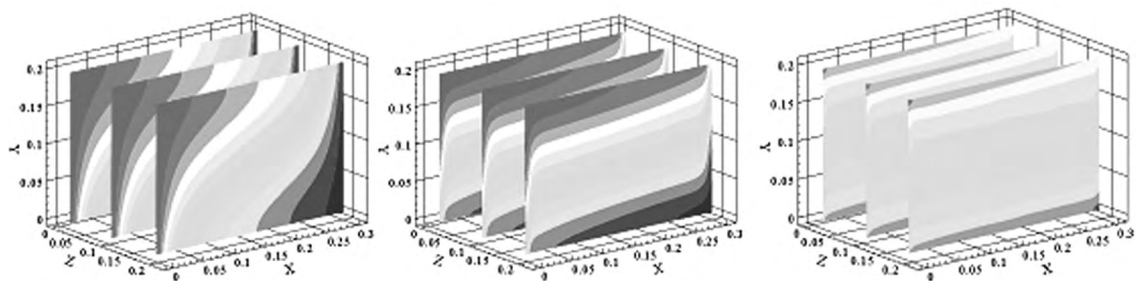
图6 不同 Ra 下立方体内温度场

Fig. 6 Temperature field in the cube at various Ra numbers

图7为不同 Ra 数下立方体内多孔介质的速度场。可见,在相同的温度边界条件下,随着 Ra 增加,多孔介质方腔内流速分布越来越不均匀,最大流速(红色区域)均出现在高温壁面和低温壁面附近。

近处。

图8为高温壁面 $\overline{Nu}$ 随 Ra 的变化关系,可见,随着 Ra 的增加,高温壁面 $\overline{Nu}$ 增大。当 $Ra < 10^2$ 时, $\overline{Nu}$ 增加速率较小,且维持在12以内;当 $10^2 < Ra < 10^6$, $\overline{Nu}$ 增加迅速,由11.3增加到276.4,对流换热

作用显著提高^[12]; 当 $Ra > 10^6$, $\overline{Nu}$ 增加速率很小, 说明此后 Ra 的增加对腔体的对流换热强度影响很

小。对 Ra 在 10^2 至 3.78×10^3 的数据进行拟合, 拟合结果为公式(9)。

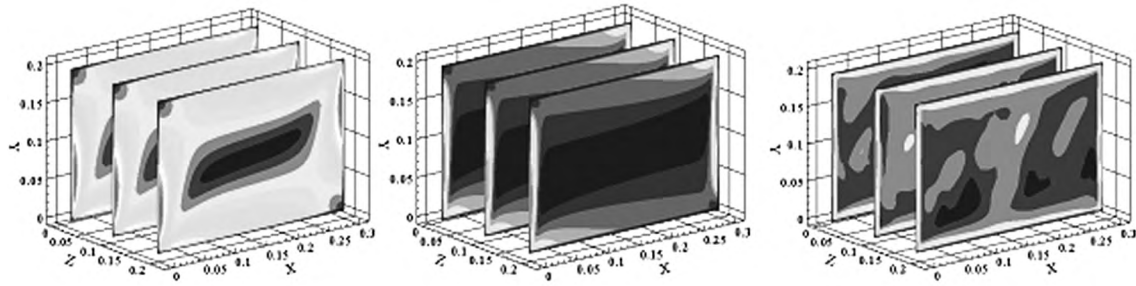


图7 不同 Ra 下立方体内速度场(m/s)

Fig.7 Velocity field in the cube at various Ra numbers(m/s)

$$\overline{Nu} = 1.21 \times Ra^{0.55} \quad (9)$$

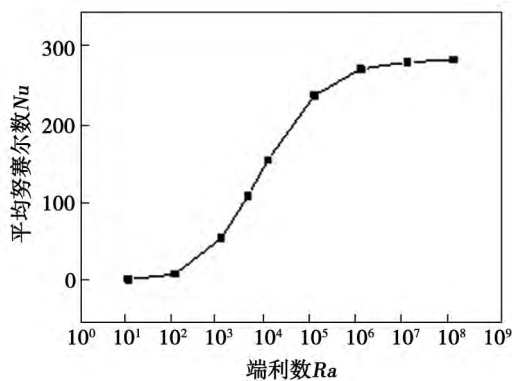


图8 高温壁面 $\overline{Nu}$ 随 Ra 的变化

Fig.8 Changes of the average $\overline{Nu}$ number the high temperature wall surfaces with the Ra number

文献[2]的数值拟合公式为 $\overline{Nu} = 0.485 \times Ra^{0.564}$ 。对比公式可以发现, 公式(9) 计算结果值大于文献[2] 数值拟合公式值, 究其原因因为文献[2] 数学模型没有引入 Brinkman - Forchheimer 的扩展 Darcy 模型进行修正。

4 结 论

对随机堆积固体和流体构成的饱和多孔介质建立三维数值模型并进行计算, 搭建同数学模型一致的实验台, 进行实验测试, 揭示随机堆积固体和流体构成的饱和多孔介质流体流动和流体固体传热规律, 得到以下结论:

(1) 不同温度条件下, 高温壁面温度越大, 平均 Nu 越大, 对流换热效果越强, 且壁面上的 Nu 从上至下近似呈线性增加趋势。

(2) 腔体内最大流速均出现在高低温壁面处, 且随着 Ra 增大, 最大流速显著增大。

(3) 当 Ra 数很小时, 对流作用较弱, 热传导在热传输中起主要作用, 此时无量纲温度等值线近似于平行高低温壁面, 随着 Ra 数逐渐增大, 对应的温度等值线近似垂直于高低温壁面; 当对流作用较强时, 对流成为热传输的主要动力。

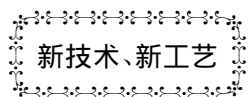
(4) 高温壁面 $\overline{Nu}$ 随着 Ra 增大而增大。当 $Ra < 10^2$ 时, $\overline{Nu}$ 增加速率较小, 且维持在 12 以内; 当 $10^2 < Ra < 10^6$, $\overline{Nu}$ 增加迅速, 由 11.4 增加到 276.4, 对流换热作用显著提高; 当 $Ra > 10^6$, $\overline{Nu}$ 增加速率很小, 说明此后 Ra 的增加对腔体的对流换热强度影响较小。

参考文献:

- [1] C. W. Horton, F. T. Rogers. Convection currents in a porous medium[J]. Journal of Applied Physics, 1945, 16: 367 - 372.
- [2] J. R. Philip, D. A. Vries. Moisture movement in porous material under temperature gradients [J]. In: Trans Am Geophys Union, 1957, 38(2): 222 - 232.
- [3] V. Prasad, F. A. Kulacki, M. Keyhani, et al. Natural convection in porous media [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1985, 150: 89 - 119.
- [4] 陈 凯, 余钊圣, 邵雪明. 多孔介质方腔自然对流的直接数值模拟[J]. 浙江大学学报(工学版), 2012, 46(3): 549 - 554.
CHEN Kai, YU Zhao-sheng, SHAO Xue-ming. Direct numerical

- simulation of the natural convection in a square-shaped cavity filled with porous media [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science Edition) 2012 46(3) : 549 – 554.
- [5] 吴 峰,王 刚,马晓迅. 双周期温度边界下多孔介质方腔内自然对流传热数值模拟 [J]. 化工学报,2013 ,64 (4) : 1217 – 1225.
- WU Feng ,WANG Gang ,MA Xiao-xun ,et al. Numerical simulation of the natural convection in a square-shaped cavity filled with porous media under the condition of dual periodic temperature boundaries [J]. Journal of Chemical Engineering ,2013 ,64 (4) : 1217 – 1225.
- [6] 史玉凤,刘红,孙文策. 多孔介质有效导热系数的实验与模拟 [J]. 四川大学学报(工程科学版) 2011 43(3) : 198 – 203.
- SHI Yu-feng ,LIU Hong ,SUN Wen-ce. Experiment and simulation of effective heat conduction coefficient of a porous medium [J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition) , 2011 43(3) : 198 – 203.
- [7] 霍曼 K,伊齐拉利 A,霍曼 F. 流体饱和多孔介质中热发展强迫对流的熵产分析 [J]. 应用数学和力学,2008 ,29 (2) : 902 – 910.
- K. Hooman ,A. Ejlali ,F. Hooman. Entropy generation analysis of a thermal development-based forced convection in a fluid-saturated porous medium [J]. Applied Mathematics and Mechanics 2008 29 (2) : 902 – 910.
- [8] K. L. Walker ,G. M. Homsy. Convection in a porous cavity. Fluid Mechanics ,1978 87 449 – 474.
- [9] 王 刚,曾 敏,王秋旺. 骨架发热多孔介质方腔内非达西自然对流的数值研究 [J]. 核动力工程 2007 28(4) : 44 – 48.
- WANG Gang ,ZENG Min ,WANG Qiu-wang. Numerical study of the non-Darcian natural convection in a square-shaped cavity filled with a skeleton-heat-generating porous medium [J]. Nuclear Power Engineering 2007 28(4) : 44 – 48.
- [10] D. Nield ,K. Vafai ,S. J. Kim ,et al. Closure statements on the Brinkman-Forchheimer-extended Darcy model. Int J Heat Fluid Flow ,1996 ,17 34 – 35.
- [11] 杨 伟,薛思瀚,张树光. 粉煤灰传热的影响研究 [J]. 计算机与应用化学 2013 30(7) : 721 – 724.
- YANG Wei ,XUE Si-han ,ZHANG Shu-guang. Research in the influence of the pulverized-coal produced flying ash on the heat transfer [J]. Computers and Applied Chemistry ,2013 ,30(7) : 721 – 724.
- [12] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社 2001.
- TAO Wen-quan. Numerical Heat Transfer [M]. Xi'an: Xi'an Jiao-tong University Press 2001.

(陈 滨 编辑)



新技术、新工艺

在高蒸汽含量下蒸燃联合装置余热锅炉低压蒸发器 侵蚀性 – 腐蚀性磨损的特点

DOI:10.16146/j.cnki.mdlgc.2015.01.013

据《Теплоэнергетика》2013 年 12 月刊报道,全俄热工研究所的专家研究并分析了在高蒸汽含量下蒸燃联合装置余热锅炉低压蒸发器内侵蚀性 – 腐蚀性磨损的特点。

分析表明,在蒸发器内工质的压力小于 1 MPa 并且质量含汽量 $x \approx 0.5$ 时,体积含汽量接近 1,在蒸发器出口几乎是干饱和蒸汽流动并且没形成液膜。在这种情况下,盘管式蒸发器出口段磨损具有如下侵蚀特性。腐蚀产物颗粒密集、水滴大、早期从表面脱落的液膜随高速蒸汽流引起侵蚀。

分析了影响低压蒸发器侵蚀 – 腐蚀性磨损的因素有: 蒸汽液滴介质在蒸发器管内速度,蒸发器通道的几何特性和温度系数。给出了两型余热锅炉检查的结果。

(吉桂明 摘译)

the two-dimensional unsteady incompressible Reynolds time-averaged N-S equation ,the authors conducted a numerical simulation of the jet flow field inside a tube with its wall surface being locally vibrated and analyzed the influence of the amplitude and frequency of the local wall surface vibration on the flow. It has been found that the static pressure on the wall surface at the downstream of the jet flow holes will increase with an increase of the amplitude and frequency. The average flow rate of the jet flow holes will decrease with an increase of the amplitude and increase with an increase of the frequency. The fluctuation in the flow rate will increase with an increase of the amplitude and frequency. The high frequencies affect the flow more conspicuously. The research findings can offer reference for further study of the jet flow characteristics of small holes on the wall surface being vibrated and the air film cooling of blades being vibrated. **Key Words:** flow inside a tube ,jet flow ,vibration on wall surfaces ,unsteady flow

饱和多孔介质自然对流数学模型与实验研究 = **Mathematical Model for Natural Convection in a Saturated Porous Medium and Its Experimental Study** [刊 汉] YANG Wei ,XUE Si-han ,LIU Qin-jian (College of Architectural Engineering ,Liaoning University of Engineering Technology ,Fuxin ,China ,Post Code: 123000) ,ZHANG Shu-guang (College of Civil and Traffic Engineering ,Liaoning University of Engineering Technology ,Fuxin ,China ,Post Code: 123000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(1) . -42 -47

With the fluid flow and heat transfer between a fluid and a solid serving as the object of study and changes of the density of the fluid with the temperature being taken into account ,the local heat balance was corrected by introducing the Brinkman-Forchheimer extended Darcy model ,a numerical model for natural convection of saturated porous media randomly deposited was set up and a calculation was performed by using finite volumetric method. By making use of a self-developed cubic porous medium test rig having a constant temperature difference at both sides ,the authors conducted an experimental verification of the numerical model in question. The comprehensive numerical calculation and test results show that the maximum flow speed inside the square cavity of the porous medium will increase with an increase of the temperature difference and Ra number and appear at a location nearing both high temperature wall surface and low temperature one. With an increase of the Ra number ,the isolines of the temperature will change from being almost parallel to the high and low temperature wall surface to being closely perpendicular to them. Nu number on the high temperature wall surface will assume a linear ascending tendency and the $\overline{Nu}$ on the high temperature wall surface will increase with an increase of Ra . When $Ra < 102$, $\overline{Nu}$ will maintain within 12. When $102 < Ra < 10^6$, $\overline{Nu}$ will rapidly increase from 11.4 to 276.4. When $Ra > 106$, $\overline{Nu}$ will increase at a very small speed. **Key Words:** saturated porous medium ,convection-based heat exchange ,mathematical model ,experimental study