

填充床内对流换热的数值研究

李楠¹, 史俊瑞², 宫宇航¹, 邱正霖¹

(1. 沈阳工程学院 能源与动力工程学院, 辽宁 沈阳 110136; 2. 山东理工大学 车辆交通与工程学院, 山东 淄博 255000)

摘要:为研究空气流入高温填充床时小球直径和空气流速变化对填充床内对流换热和压力损失等的影响, 利用孔隙尺度介观方法对顺序排列多孔介质小球的三维填充床进行数值计算, 数值计算与实验结果吻合较好。结果表明:填充床内固相和气相之间存在热的非平衡性; 当小球直径从 2.8 增大到 5.6 mm 时, 在最高温度上游对流换热强度减小, 在最高温度下游对流换热强度增大, 同时, 压力损失和最大无量纲速度减小; 气体流速增大时, 填充床内产生湍流运动。

关键词:数值研究; 对流换热; 多孔介质

中图分类号:TK124 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.07.017

[引用本文格式] 李楠, 史俊瑞, 宫宇航, 等. 填充床内对流换热的数值研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(7):104-109. LI Nan, SHI Jun-rui, GONG Yu-hang, et al. Numerical study on convective heat transfer in packed bed[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(7):104-109.

Numerical Study on Convective Heat Transfer in Packed Bed

LI Nan¹, SHI Jun-rui², GONG Yu-hang¹, QIU Zheng-lin¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Shenyang Institute of Engineering, Shenyang, China, Post Code:110136;
2. School of Vehicle Transportation and Engineering, Shandong University of Technology, Zibo, China, Post Code:255000)

Abstract: Pore scale mesoscopic method was used to numerically calculate the influence of the variation of pellet diameter and air velocity on convective heat transfer and pressure loss of orderly arrangement porous medium sphere arranged in a 3D packed bed, which is under the conditions of the high-temperature inside the packed bed. The simulation values qualitatively agree with the experimental data. The results show that there is thermal non-equilibrium between the solid phase and gas phase of the packed bed. When the pellet diameter is from 2.8 to 5.6 mm, the convective heat transfer intensity is relative low at the upstream of the maximum temperature; heat transfer intensity is more intense at the downstream of the maximum temperature. Meanwhile, the pressure loss and the maximum dimensionless velocity decrease gradually. Turbulent motion occurs in the packed bed when the gas velocity increases.

Key words: numerical investigation, convective heat transfer, porous media

引言

与随机排列多孔介质填充床相比, 结构化填充床通过对多孔介质有序排列, 使其内部压降减小, 换

热效率显著提高^[1-3]。因此, 对结构化填充床内的对流换热进行深入研究, 已成为太阳能集热器和球床燃烧器等工业应用的研究重点。

对填充床内的对流换热研究主要利用实验和数值模拟方法从颗粒结构、孔隙率和颗粒直径等角度

收稿日期:2020-06-22; 修订日期:2020-08-04

基金项目:国家自然科学基金(51876107)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51876107)

作者简介:李楠(1985-), 女, 辽宁营口人, 沈阳工程学院高级工程师。

进行探索。Suekane 等人^[4]通过实验手段,以填充床内沿着主流方向的第五个单元立方体为特征单元,研究随着 Re 的变化,孔隙内的空气流动特性。

目前,基于孔隙尺度的介观方法已成为揭示孔隙内空气流动和传热传质现象的有力工具。杨光等人^[5]利用数值模拟方法建立了三种不同颗粒结构填充床通道,研究内部压降、阻力系数和努塞尔数等参数的变化,结果表明,密排六方颗粒结构具有更好的综合换热效率。Li 等人^[6]利用数值模拟方法对球床式水冷堆堆芯热工水力特性进行分析,研究直径变化(3 和 6 mm)对球床速度场、温度场和努塞尔数等参数的影响,发现较小直径时高温区和流动扰动减小,有利于反应堆的安全运行。但该模型没有对多孔介质小球进行网格划分,忽略了固体内部温度变化。

诸多研究表明,填充小球直径变化对填充床内空气的流动和传热性能有较大影响。但受到计算资源的限制,所建的三维填充床结构高度有限,或者研究多为常温或者等温流场,忽略了填充床内固体小球和流体之间热的非平衡现象,影响结果的真实性和真实性。因此,有必要对其进行更深入地研究。

本文采用孔隙尺度的介观方法,利用数值模拟手段重构有序填充床三维模型,充分考虑同相和异相之间传热因素,得到与实际情况相近的模型,分析多孔介质直径和流体速度变化对填充床内对流换热和压力损失的影响,为深入研究孔隙尺度下的流动和传热特性提供理论依据。

1 物理模型

分别构建了直径为 2.8、4.2 和 5.6 mm 3 种多孔介质小球堆积通道,小球在填充床内部顺序排列,孔隙率为 0.476。计算区域总长度为 L ,由入口段 L_1 ,充分发展段 L_2 和出口段 L_3 组成。为保证孔隙内对流换热充分发展, L_2 区域填充大量多孔介质小球,小球数量及计算区域的几何特征尺寸如表 1 所示。受当前计算条件所限,对所描述孔隙尺度下的流场实施整场三维数值模拟尚不可行,且小球排列通道沿 X 轴和 Y 轴对称。因此,沿着主流方向,选取 1/4 小球通道作为数值模拟的计算区域,即计算区域 $0 \leq x \leq 1/2 d, 0 \leq y \leq 1/2 d$ 和 $0 \leq z \leq L$,如图 1

和图 2 所示。小球的物性参数以文献[7]1300 K 时的氧化铝参数为依据。

表 1 物理模型几何尺寸
Tab. 1 Physical model geometries

小球直径 d/mm	L_1 /mm	L_2 /mm	L_3 /mm	L /mm	小球 个数
2.8	16.8	224	16.8	257.6	80
4.2	16.8	222.6	16.8	256.2	53
5.6	16.8	224	16.8	257.6	40

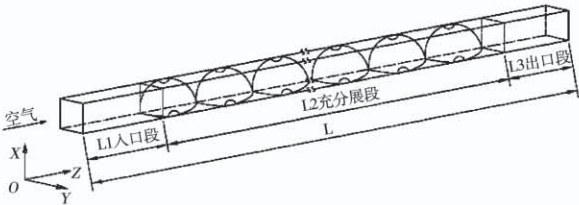


图 1 填充床三维示意图
Fig. 1 3D diagram of packed bed



图 2 颗粒堆积通道
Fig. 2 Pellets accumulation channel

2 数值模拟方法

- 为使问题简化,引入以下假设:
- (1) 气体流动为层流,且气体为不可压缩的理想流体;
 - (2) 采用离散坐标辐射(DO)模型处理小球表面与气体之间的辐射换热;
 - (3) 相邻小球全部通过“桥”连接,假设“桥”的物性与小球相同。
 - (4) 填充床壁面为对称表面。

2.1 控制方程

连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho_g)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g \bar{v}) = 0 \tag{1}$$

式中: ρ_g —气体密度, kg/m^3 ; $\bar{v}$ —气体速度矢量, m/s ; t —时间, s 。

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho_g \bar{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g \bar{v} \bar{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla \bar{v}) \quad (2)$$

式中: p —压力, Pa; μ —动力粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。

固体能量方程:

$$\frac{\partial(\rho_s c_s T_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) = 0 \quad (3)$$

式中: ρ_s —固体密度, kg/m^3 ; c_s —固体比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; λ_s —固体导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; T_s —固体温度, K。

气体能量方程:

$$\frac{\partial(\rho_g c_g T_g)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g c_g u_g \nabla T_g) = \nabla \cdot (\lambda_g \nabla T_g) + q_R \quad (4)$$

式中: u_g —气体速度, m/s ; λ_g —气体导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; c_g —气体比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; T_g —气体热力学温度, K; q_R —辐射热流量, W/m^2 。

2.2 边界条件

假设四个壁面全部为对称结构, 边界条件为:

$$\begin{cases} z = 0, T = T_0, u_z = u_0, u_x = u_y = 0 \\ z = L, \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial u_x}{\partial z} = \frac{\partial u_y}{\partial z} = \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \\ x = \pm \frac{1}{2}d, \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial u_y}{\partial x} = \frac{\partial u_z}{\partial x} = 0, u_x = 0 \\ y = \pm \frac{1}{2}d, \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial u_x}{\partial y} = \frac{\partial u_z}{\partial y} = 0, u_y = 0 \\ u_x = u_y = u_z = 0 (\text{颗粒壁面}) \end{cases} \quad (5)$$

式中: T_0 —气体入口温度, K; u_0 —气体入口速度, m/s ; L —计算长度, mm; d —小球直径, mm。

固体进出口温度边界条件:

$$\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} = -\varepsilon_r \sigma (T_{s,\text{in}}^4 - T_0^4) \quad (6)$$

式中: ε_r —固体表面发射率; σ —斯忒藩-玻尔兹曼常数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; $T_{s,\text{in}}$ —固体进口热力学温度, K。

$$\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} = -\varepsilon_r \sigma (T_{s,\text{out}}^4 - T_0^4) \quad (7)$$

式中: $T_{s,\text{out}}$ —固体出口热力学温度, K。

2.3 初始条件及求解

利用 CFD 软件 ANSYS 16.0 进行数值计算。用非结构化网格进行网格划分, 网格最小尺寸为

0.02 mm, 最大为 0.8 mm, 三种直径小球的网格数均约为 76 万, 并进行了网格的无关性验证。相邻小球接触点用“圆柱桥”进行处理, 以避免产生低质量网格, 这与文献[8]的处理方法类似。根据文献[8]圆柱直径尺寸可以为小球直径 d 的 16% ~ 20%, 按 20% d 进行建模。初始温度为 300 K 的空气以 0.43 m/s 的速度流入填充床, 固体小球初始温度设定与文献[9]中温度曲线的初始预热温度曲线一致。

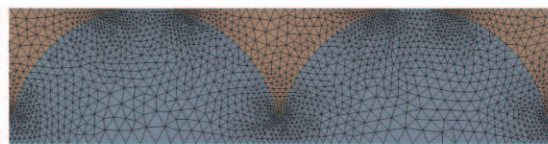


图 3 部分计算网格

Fig. 3 Partial computational grid

2.4 数值模拟有效性验证

首先, 进行温度有效性验证。图 4 为 $u_0 = 0.43 \text{ m/s}$, $d = 5.6 \text{ mm}$, 填充床中心线 ($x = 1.4 \text{ mm}$, $y = 1.4 \text{ mm}$, $0 \text{ mm} \leq z \leq 257.6 \text{ mm}$) 即气相和固相均匀交替出现时数值模拟温度与文献[9]实验测量温度在 $t = 333 \text{ s}$ 时的曲线图。从图中看出, 模拟温度连续但不光滑, 这是由填充床内气固两相对流换热时热的非平衡性导致的。在高温区域, 模拟温度和实验结果略有偏差, 前者高于后者, 这可能与将随机排列小球简化为有序排列有关, 但在允许误差范围内, 总体上相互吻合较好。

其次, 进行压力损失有效性验证。以文献[10]中有序排列多孔介质小球的几何参数 $d = 12 \text{ mm}$ 作为建模的参考数据, 建立多孔介质填充床, 模拟冷态时填充床的压力损失。雷诺数 Re 为:

$$Re = \frac{\rho(u_0/\varphi) d_h}{\mu}, d_h = 4 \frac{\varphi}{1-\varphi} \left(\frac{V}{A} \right) \quad (8)$$

式中: $\rho = 1.205 \text{ kg}/\text{m}^3$; $\mu = 1.82 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; u_0 —流体速度, m/s ; φ —孔隙率; d_h —孔隙水力直径, m; A —颗粒表面积, m^2 ; V —颗粒体积, m^3 。因不涉及温度变化, 物性参数均认为是常数。

图 5 为冷态时数值模拟与文献[10]的压力损失曲线图。随着 Re 的增加, 压损整体呈增加趋势, $Re \leq 400$ 时, 模拟值和实验值吻合的较好; $Re > 400$

时,二者偏差变大。这是由于 $Re > 400$ 时,湍流效应增强并成为主导,导致压损显著增大,采用层流模型模拟值低于实验值。研究中雷诺数变化范围为 $52 \leq Re \leq 377$,因此不受 $Re > 400$ 的影响。

综上所述,表明该模型真实有效。

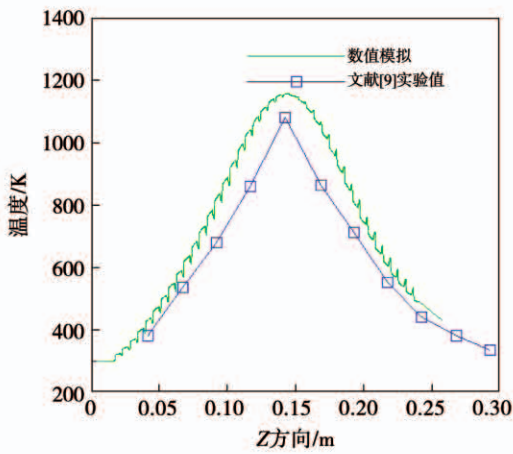


图 4 实验和数值模拟温度曲线 ($t = 333\text{ s}$)

Fig.4 Temperature profiles of experiment and numerical simulation ($t = 333\text{ s}$)

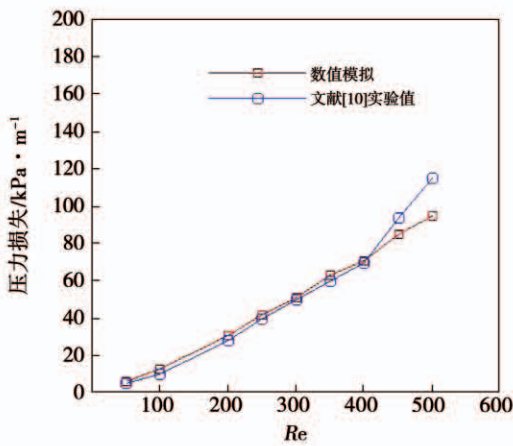


图 5 冷态时实验和数值模拟压力损失曲线

Fig.5 Pressure loss profiles of experiment and numerical simulation at cold state

3 结果与分析

3.1 温度分布

图 6 为入口流速 $u_0 = 0.43\text{ m/s}$,填充小球直径分别为 2.8,4.2 和 5.6 mm 及 $t = 250\text{ s}$ 时在 $x = 1/4 d, y = 1/4 d, 0\text{ mm} \leq z \leq L$ 处温度变化曲线。该处气-固两相交替存在,由于固相小球的热扩散率

小于气相,因此固相温度梯度变化小于气相,导致温度曲线连续变化但不光滑。在单个固相小球或孔隙间,温度亦持续变化,说明在同相和气-固两相之间都存在热的非平衡性。在最高温度上游,被预热小球通过对流换热向空气传热,固体温度高于气体温度;两者温度达到最大后,在最高温度下游,流动空气将热量传递给下游小球,气体温度高于固体温度。当小球直径从 2.8 增大到 5.6 mm 时,高温区域面积增加,但最高温度 $T_{\max}$ 从 1 640 K 降为 1 240 K。这主要是由于多孔介质小球直径增大,填充床内孔隙面积增加,预热小球需释放更多的热量传递给空气,导致 $T_{\max}$ 降低。在最高温度上游,随着小球直径的增加,气相的温度梯度逐渐减小,说明气-固两相之间的温差减小,热的非平衡性降低,对流换热强度削弱。在最高温度下游,气-固两相之间的温差增大,热的非平衡性增加,对流换热强烈。

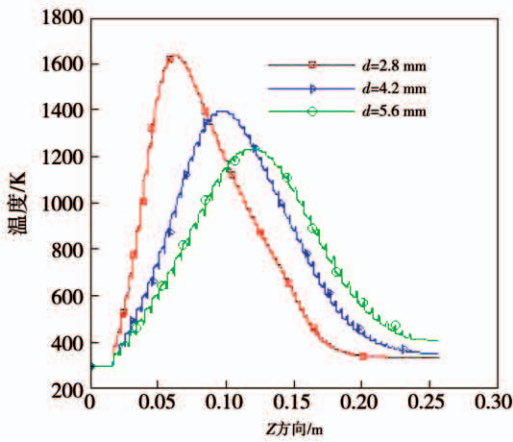


图 6 不同直径时温度曲线 ($u_0 = 0.43\text{ m/s}$)

Fig.6 Temperature profiles with different diameters ($u_0 = 0.43\text{ m/s}$)

3.2 压力损失

图 7 为入口速度从 0.23 增大到 0.83 m/s,小球直径分别为 2.8,4.2 和 5.6 mm 时冷态和热态情况下压力损失曲线图。从图中可以看出,空气被加热后,压力损失显著上升。在冷态时,压力损失最大为 1 270 Pa;而热态时,压力损失最大达到 8 600 Pa。这是因为空气被加热后,动力粘度增加,流动阻力增大,导致压力损失变大。速度从 0.23 增大到 0.83 m/s 过程中,由于孔隙内惯性作用加强,流动扰动加剧,压力损失逐渐上升。在冷态时上升梯度平

缓;而在热态时,由于粘性因素影响的叠加,压力损失上升梯度明显,尤其当直径为 2.8 mm 时,压力损失从3 275 Pa 变为 8 600 Pa。当小球直径从 2.8 ~ 增大到 5.6 mm 过程中,由于孔隙空间的增加,压力损失减小。从 2.8 增大到 4.2 mm 过程中,压力损失降低明显;而从 4.2 增大到 5.6 mm 过程中,压力损失降低幅度缓慢。

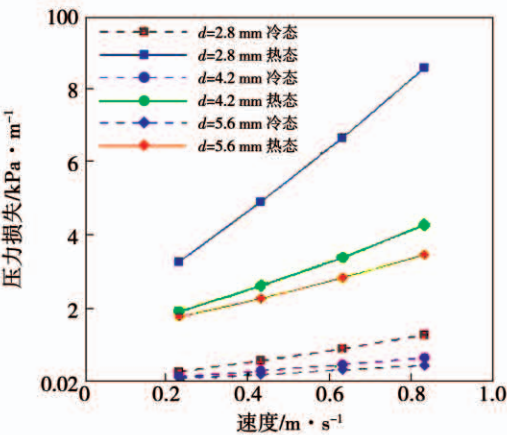


图 7 冷态和热态时压损曲线对比

Fig.7 Comparison of pressure loss profiles at cold and thermal states

3.3 速度分布

图 8 为 $t = 250\text{ s}$, $u_0 = 0.43\text{ m/s}$, 直径分别为 2.8, 4.2 和 5.6 mm 时多孔介质小球在 $x = 1/4\text{ }d$, $y = 1/4\text{ }d$, $0 \leq z \leq L$ (即气 - 固两相相互交替处), 无量纲速度 $\bar{u} (u_z/u_{\text{mean}})$ 的分布曲线。其中, u_z 表示局部速度, u_{mean} 表示孔隙内气体平均速度, $u_{\text{mean}} = u_0/\varphi$, φ 表示孔隙率。从图中可以看出, 填充床内最大无量纲速度 $\bar{u}_{\text{max}}$ 整体呈抛物线型式变化。随着直径增大, $\bar{u}_{\text{max}}$ 越来越小, 直径为 2.8 mm 时, $\bar{u}_{\text{max}}$ 约为 8, 直径为 5.6 mm 时, $\bar{u}_{\text{max}}$ 为 5.4, 这是温度和孔隙共同作用的结果。直径从 2.8 增大到 4.2 mm 时, $\bar{u}_{\text{max}}$ 降低较快, 而直径从 4.2 增大到 5.6 mm 时, $\bar{u}_{\text{max}}$ 降低缓慢。同时, 直径增大时, 空气在填充床内流动加快。

如图 8 所示, 在填充床内无量纲速度 $\bar{u}$ 发生剧烈变化, 当 $d = 2.8\text{ mm}$, $\bar{u}$ 最大值为 8, 最小值为 0。这是因为, 该处气 - 固两相交替出现。在相邻固体小球之间, 当气体经过第一个小球时, $\bar{u}$ 变为 0; 然后

速度逐渐增大, 达到最大后减小, 到达第二小球时 $\bar{u}$ 又变为 0, 往复循环。直径增大时, 填充床内小球数量减少。因此, 无量纲速度曲线逐渐稀疏。

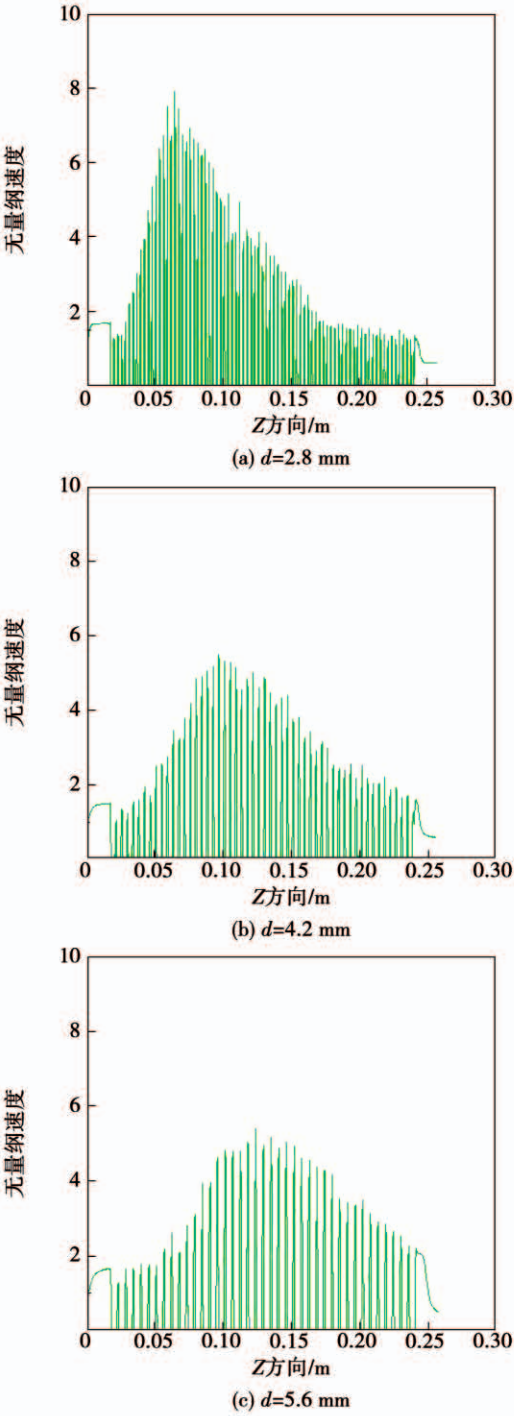


图 8 无量纲速度随直径变化曲线 ($u_0 = 0.43\text{ m/s}$)

Fig.8 Variation curves of dimensionless velocity with different diameters ($u_0 = 0.43\text{ m/s}$)

图 9 为 $d = 2.8\text{ mm}$, $t = 250\text{ s}$ 时多孔介质小球入口速度分别为 0.23, 0.43 和 0.83 m/s 时, 填充床

局部区域速度矢量变化图。这里的局部区域是指不同入口流速时,对应填充床内局部速度最大的区域。从图中可以看出,当 $u_0 = 0.23 \text{ m/s}$ 时,速度流线主要贴着小球表面进行流动,最大的局部速度为 10 m/s ,说明此时粘性力占主导地位;当 $u_0 = 0.43 \text{ m/s}$,速度流线对小球表面的贴合度降低,局部速度最大为 18.5 m/s ,说明惯性力作用增加;当 $u_0 = 0.83 \text{ m/s}$,流线几乎平行于填充床通道流动,最大的局部速度为 30 m/s ,此时惯性力占主导地位。从图9(c)的局部放大图可以看出,在球与球之间的孔隙处产生了涡流,湍流效果在增强。

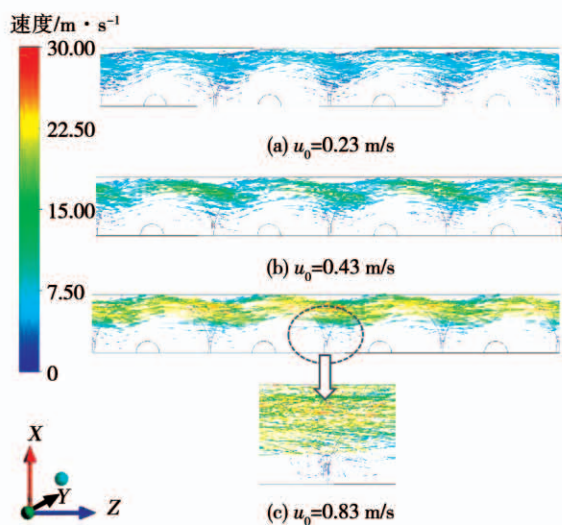


图9 速度矢量随入口速度变化图($d = 2.8 \text{ mm}$)

Fig.9 Variation diagram of velocity vector with inlet velocity($d = 2.8 \text{ mm}$)

4 结 论

(1) 在顺序排列多孔介质小球的填充床内部,气相和固相之间存在热的非平衡性;当小球直径从 2.8 增加至 5.6 mm 时,在最高温度上游,对流换热强度减小;在最高温度下游,对流换热强度增大。

(2) 填充床热态工况时的压力损失远远高于冷态时压力损失;小球直径从 2.8 增大到 5.6 mm 时,压力损失减小;气体流速从 0.23 增大到 0.83 m/s 时,压损增加。

(3) 填充床内无量纲速度变化剧烈,其数值在 $0 \sim 8$ 范围内波动;直径增大时, $\bar{u}_{\max}$ 减小;当气体流速为 0.83 m/s 时,产生了明显的湍流运动。

参考文献:

- [1] NIJEMEISLAND M. CFD study of fluid flow and wall heat transfer in a fixed bed of spheres[J]. AICHE Journal, 2006, 50(5): 906 – 921.
- [2] 陈凯,余钊圣,邵雪. 固定颗粒对方腔自然对流影响的直接数值模拟[J]. 浙江大学学报:工学版, 2012, 46(3): 549 – 554.
CHEN Kai, YU Zhao-sheng, SHAO Xue, Direct simulation of natural convection in square cavity filled with porous media[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2012, 46(3): 549 – 554.
- [3] NIJEMEISLAND M, DIXON A G. Comparison of CFD simulation to experiment for convective heat transfer in a gas-solid fixed bed [J]. Chemical Engineering Journal, 2001, 82: 231 – 246.
- [4] SUEKANE T, YOKOUCHI Y, HIRAI S. Inertial flow structures in a simple-packed bed of spheres [J]. AICHE Journal, 2003, 41(9): 10 – 17.
- [5] 杨光,杨剑,徐安军. 密排六方颗粒填充床内对流换热的模拟研究[J]. 武汉科技大学学报, 2019, 42(4): 314 – 320.
YANG Guang, YANG Jian, XU An-jun. Simulation of convective heat transfer in a packed bed with hexagonal close packed particles [J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology, 2019, 42(4): 314 – 320.
- [6] LI H, QIU S, ZHANG Y. Thermal hydraulic investigations with different fuel diameters of pebble bed water cooled reactor in CFD simulation[J]. Annals of Nuclear Energy, 2012, 42: 135 – 147.
- [7] 张金艳. 预混气体在堆积床内燃烧的数值研究[D]. 大连:大连理工大学, 2013.
ZHANG Jin-yan, Numerical investigation of the premixed gases combustion in packed bed[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013.
- [8] BU S S, YANG J, ZHOU M, et al. On contact point modifications for forced convective heat transfer analysis in a structured packed bed of spheres[J]. Nuclear Engineering and Design, 2014, 270: 21 – 33.
- [9] Zhdanok S, Kennedy L A, Koester G. Superadiabatic combustion of methane air mixtures under filtration in a packed bed[J]. Combustion and Flame, 1995, 100: 221 – 231.
- [10] Yang J, Wang J, Bu S S, et al. Experimental analysis of forced convective heat transfer in novel structured packed beds of particles [J]. Chemical Engineering Science, 2012, 71(26): 126 – 137.

(金圣迪 编辑)