



高温吸热管内超临界CO₂传热特性的数值模拟

庄晓如 徐心海 杨智 赵延兴 余鹏

Numerical investigation on heat transfer of supercritical CO₂ in solar receiver tube in high temperature region

Zhuang Xiao-Ru Xu Xin-Hai Yang Zhi Zhao Yan-Xing Yu Peng

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 70, 034401 (2021) DOI: 10.7498/aps.70.20201005

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.7498/aps.70.20201005>

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

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

超临界压力CO₂在水平圆管内流动传热数值分析

Numerical analysis on flow and heat transfer of supercritical CO₂ in horizontal tube

物理学报. 2020, 69(4): 044401 <https://doi.org/10.7498/aps.69.20191513>

浮升力和流动加速对超临界CO₂管内流动传热影响

Effects of buoyancy and acceleration on heat transfer of supercritical CO₂ flowing in tubes

物理学报. 2020, 69(6): 064401 <https://doi.org/10.7498/aps.69.20191521>

反式卤素钙钛矿太阳能电池光伏性能的理论研究

Theoretical study of photovoltaic performance for inverted halide perovskite solar cells

物理学报. 2020, 69(11): 118801 <https://doi.org/10.7498/aps.69.20200089>

Ar-O₂混合气体电弧的数值模拟

Numerical simulation of mixture gas arc of Ar-O₂

物理学报. 2019, 68(17): 178102 <https://doi.org/10.7498/aps.68.20190416>

气溶胶对大气CO₂短波红外遥感探测影响的模拟分析

Simulation analysis of aerosol effect on shortwave infrared remote sensing detection of atmospheric CO₂

物理学报. 2018, 67(3): 039202 <https://doi.org/10.7498/aps.67.20171993>

非规则形状介质内辐射-导热耦合传热的间断有限元求解

Discontinuous finite element solutions for coupled radiation-conduction heat transfer in irregular media

物理学报. 2020, 69(3): 034401 <https://doi.org/10.7498/aps.69.20191185>

高温吸热管内超临界 CO₂ 传热特性的数值模拟*庄晓如¹⁾ 徐心海²⁾ 杨智³⁾ 赵延兴⁴⁾ 余鹏^{1)†}

1) (南方科技大学力学与航空航天工程系, 深圳 518055)

2) (哈尔滨工业大学(深圳) 机电工程与自动化学院, 深圳 518055)

3) (广东工业大学材料与能源学院, 广州 510006)

4) (中国科学院理化技术研究所, 中国科学院低温工程学重点实验室, 北京 100190)

(2020年6月28日收到; 2020年9月9日收到修改稿)

研究超临界 CO₂ 在高温吸热管内的传热特性是将其应用于聚光太阳能热发电技术中的基础. 本文对此进行了数值模拟研究, 分析了流体温度、流动方向、系统压力、质量流率和热流密度对对流传热系数和 Nu 数的影响. 结果表明: 高温区 (800—1050 K) 的对流传热系数和 Nu 数受流动方向和系统压力的影响均很小, 但都随着质量流率的增大以及热流密度的减小而明显增大; 而随着流体温度的升高, 对流传热系数近似线性增大, Nu 数则近似线性减小. 另外, 本文研究发现在高温区可忽略浮升力对传热的影响, 而由高热流密度引起的流动加速效应会明显恶化传热. 最后, 选取了八种管内超临界流体传热关联式与模拟结果进行对比, 发现使用基于热物性修正的关联式对高温区传热数据预测的结果优于使用基于无量纲数修正的关联式得到的结果, 且其中预测效果最优的关联式得到的计算结果与模拟结果之间的平均绝对相对偏差为 8.1%.

关键词: 超临界 CO₂, 传热, 太阳能吸热管, 数值模拟

PACS: 44.15.+a, 44.27.+g, 44.05.+e

DOI: 10.7498/aps.70.20201005

1 引言

近年来随着聚光太阳能热发电技术的不断发展, 工程上对其传热流体提出了更高的要求. CO₂ 具有来源广泛、化学性质稳定、无毒害等优点, 并且在超临界状态 ($T_c = 304$ K, $p_c = 7.4$ MPa) 下具有优越的传热特性^[1]. 同时, 超临界 CO₂ 布雷顿循环在 773—973 K 温区的循环热效率明显高于蒸汽动力循环在此温区的循环效率^[2-4]. 因此, 超临界 CO₂ 有潜力作为高温传热流体应用于聚光太阳能热发电站中^[5,6]. 美国能源部在第三代聚光太阳能热发电技术路线的报告中也提出, 超临界 CO₂ 可作为新型高温传热流体应用于热发电站的吸热

器中, 并指出开发新型高温传热流体的目标之一是使其在吸热器出口温度超过 993 K^[7].

深入认识超临界 CO₂ 在高温区的管内传热特性是将其应用于聚光太阳能热发电技术中的基础, 然而目前关于其管内传热特性的实验和数值模拟研究均大多集中在近临界点温区^[8,9]. Kim 等^[10] 对超临界 CO₂ 在垂直管内径为 4.5 mm、入口温度范围为 302—388 K、系统压力范围为 7.5—10.3 MPa、质量流率范围为 208—874 kg·m⁻²·s⁻¹ 和热流密度范围为 38—234 kW·m⁻² 的工况下进行了对流传热实验, 研究了热流密度和质量流率对管壁面温度分布的影响. 在向上流动、热流密度适中以及质量流率较低时, 壁面温度有明显的峰值; 在向下流动时, 所有工况下壁面温度沿流动方向均单调增加; 浮升

* 国家自然科学基金 (批准号: 51706048) 和中国科学院低温工程学重点实验室 (理化技术研究所) (批准号: CRYO202002) 资助的课题.

† 通信作者. E-mail: yup6@sustech.edu.cn

力和流动加速效应对传热有明显的影响,并考虑了两者的作用提出了新的传热关联式. Bovard 等^[11]模拟研究了超临界 CO₂ 在垂直管内径为 4.5 和 6.3 mm、入口温度为 302 K、系统压力范围为 6.5—8.3 MPa、质量流率范围为 51—236 kg·m⁻²·s⁻¹和热流密度范围为 52—85 kW·m⁻²的管内传热特性,得到提高质量流率和系统压力可削弱浮升力和流动加速效应对传热的影响,也提出了考虑两种效应的新传热关联式.

然而,将超临界 CO₂ 作为传热流体应用在塔式聚光太阳能热电站中,其吸热器入口温度通常要求高于 773 K,目前鲜少有关于高温区超临界 CO₂ 管内传热特性研究的公开报道^[8]. Qiu 等^[12]对超临界 CO₂ 在槽式太阳能吸热器中的传热特性进行了数值计算,所研究的入口温度范围为 315—773.15 K、系统压力为 9 和 20 MPa,结果表明浮升力作用使圆管横截面出现了明显的二次涡流现象,且近临界点温区的二次涡流速度比高温区大一个数量级. 刘占斌等^[13]模拟研究了六种泡沫材料填充方式对吸热管内超临界 CO₂ 流动与换热性能以及管壁温度分布的影响. 所研究的入口温度为 813 K、系统压力为 20 MPa 和热流密度为 500 kW·m⁻²,结果表明环形填充方式(沿管内壁填充)的流动换热综合性能最优、净吸热量最大、管壁最高温度最低且温度分布最均匀.

为了进一步研究超临界 CO₂ 在高温吸热管内

的传热特性,本文首先分析 CO₂ 在高温区与近临界点温区的热物性区别,再基于 ANSYS FLUENT 软件建立吸热管内超临界 CO₂ 对流换热的三维数值模型,分析流体温度、流动方向、系统压力、质量流率和热流密度等工况条件对对流传热系数和 *Nu* 数的影响规律,揭示不同工况条件下的传热机理. 然后,判别浮升力和流动加速效应在高温区对传热的影响情况,并与八种管内超临界流体传热关联式进行对比,找出预测效果较优的关联式. 研究结果可为超临界 CO₂ 太阳能吸热器的优化设计和安全稳定运行提供理论参考.

2 超临界 CO₂ 的热物理性质

为了了解 CO₂ 在近临界点温区 (293—350 K) 和高温区 (800—1050 K) 的热物性区别,图 1 给出了 CO₂ 在压力 7.5 MPa、温度范围 293—1050 K 下的密度、比热、热导率和黏度的变化情况^[14]. 可见,CO₂ 的热物性在近临界点温区随温度剧烈变化,其中密度和黏度在临界点附近急剧下降,比热和热导率则在临界点附近出现极大值. 而在高温区,CO₂ 的热物性与近临界点温区相比变化不那么明显(特别是比热),且热导率和黏度在两个温区呈现相反的变化趋势. 这些因素均可能使超临界 CO₂ 在两个温区呈现不同的传热特性. 另外,图 2 所示的是在高温区不同临界压力 (7.5—9 MPa)

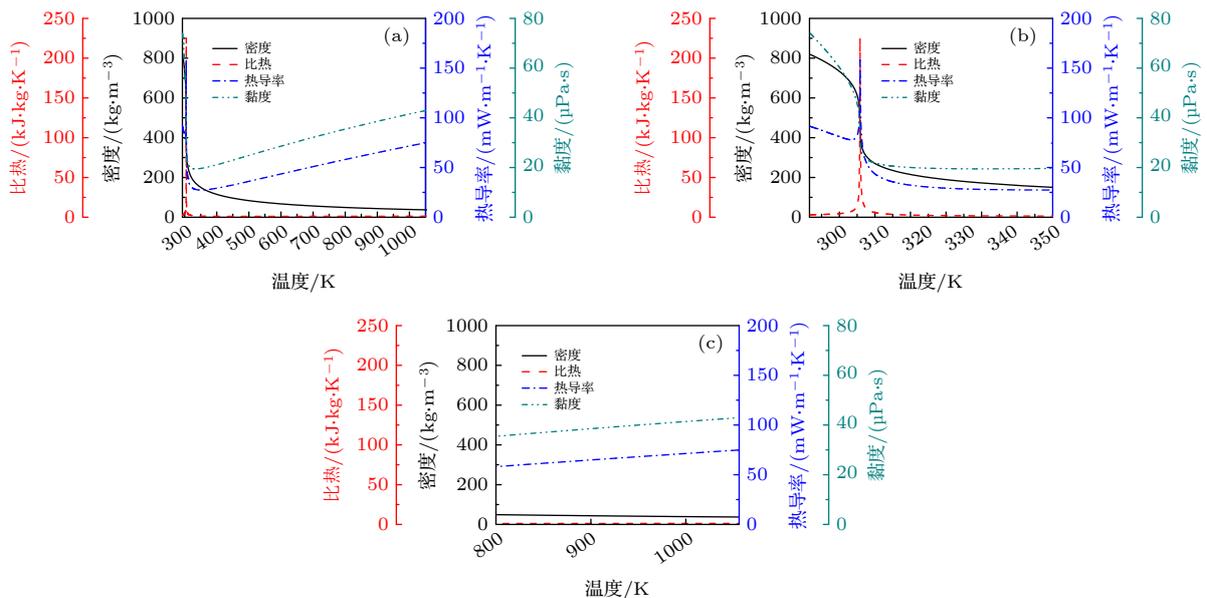


图 1 CO₂ 在 $p = 7.5$ MPa 下的热物性变化 (a) $T = 293\text{--}1050$ K; (b) $T = 293\text{--}350$ K; (c) $T = 800\text{--}1050$ K

Fig. 1. Properties of CO₂ at $p = 7.5$ MPa: (a) $T = 293\text{--}1050$ K; (b) $T = 293\text{--}350$ K; (c) $T = 800\text{--}1050$ K.

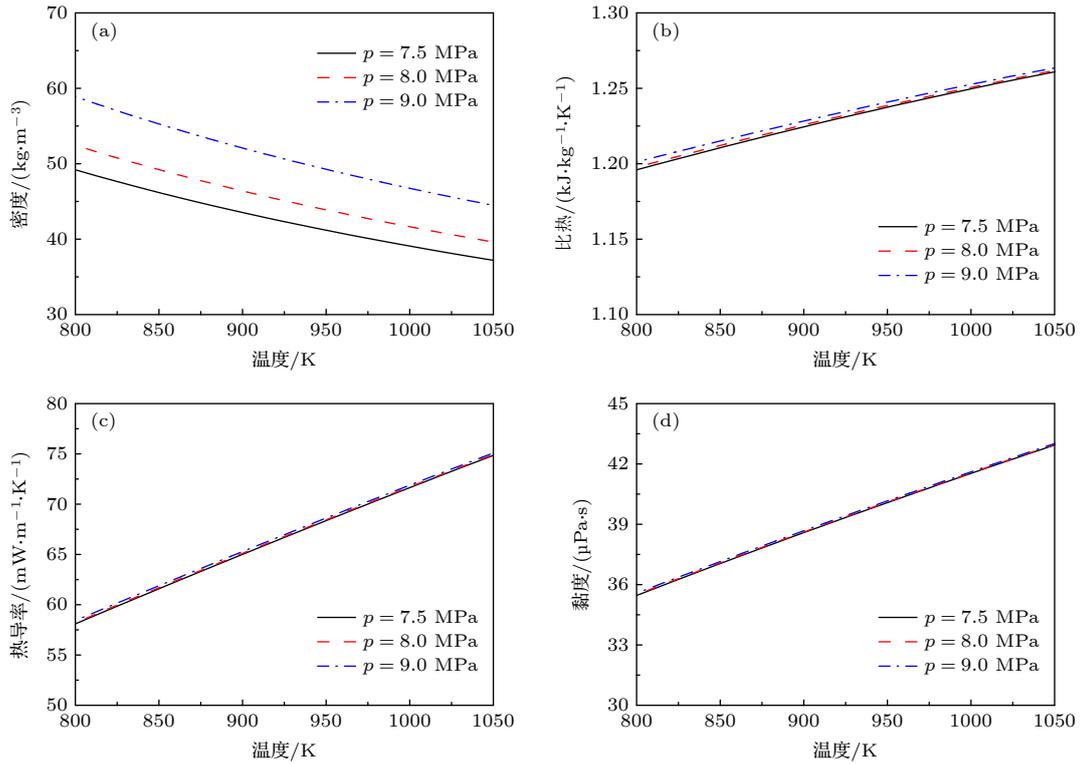


图2 CO₂在高温区 $T = 800\text{--}1050\text{ K}$, $p = 7.5\text{--}9\text{ MPa}$ 下的热物性变化 (a) 密度; (b) 比热; (c) 热导率; (d) 黏度
 Fig. 2. Properties of CO₂ at high temperature region of $T = 800\text{--}1050\text{ K}$ with $p = 7.5\text{--}9\text{ MPa}$: (a) Density; (b) specific heat; (c) thermal conductivity; (d) viscosity.

下 CO₂ 热物性的变化情况 [14]. 可见, 随着压力增大, 各热物性均有所提高, 但除密度外, 压力对热物性的影响均很小.

3 传热模型

3.1 数值模型

本文所研究的吸热管, 管径为 6 mm, 管长为 500 mm 的圆管, 计算过程中忽略圆管壁厚, 几何模型如图 3 所示.

假设管内流动为稳态, 忽略吸热管与外界环境的换热. 对于高温区超临界 CO₂ 的流动传热数值计算, Qiu 等 [12] 和刘占斌等 [13] 的计算结果显示, 采用标准 $k\text{-}\varepsilon$ 湍流模型 [15] 可获得准确的计算结果. 因此, 本文采用标准 $k\text{-}\varepsilon$ 湍流模型进行数值计算, 模型的控制方程可表示如下.

质量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0. \quad (1)$$

动量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = & \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \mu_t \right) \right. \\ & \left. \times \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right]. \quad (2) \end{aligned}$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right). \quad (3)$$

湍动能 k 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon. \quad (4)$$

耗散速率 ε 方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ & + c_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_k + c_3 G_b) - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (5) \end{aligned}$$

这里

$$G_k = -\rho \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad (6)$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}; \quad (7)$$

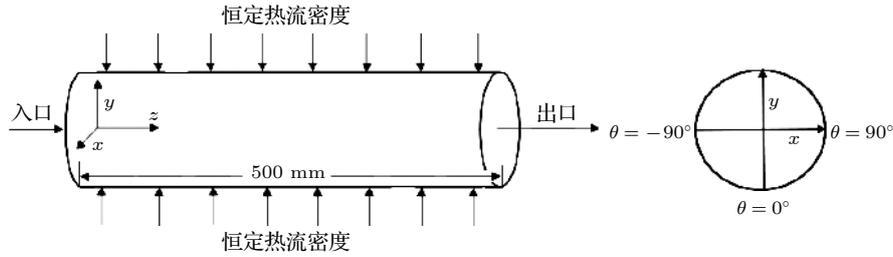


图3 吸热管几何模型

Fig. 3. Geometric model of the solar receiver tube.

式中, ρ 为密度 ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$); g 为重力系数 ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$); u 为速度 ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$); δ_{ij} 为克罗内克函数, 当 $i = j$ 时, $\delta_{ij} = 1$, 当 $i \neq j$ 时, $\delta_{ij} = 0$; p 为压力 (Pa); μ 为动力黏度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$); μ_t 为湍流黏度, $\mu_t = \rho C_\mu k^2/\varepsilon$; c_p 为比热 ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$); k 为湍动能; ε 为耗散速率; T 为温度 (K); λ 为热导率 ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$); β 为热膨胀系数 (K^{-1}); σ_k 和 σ_ε 分别为湍动能和耗散速率对应的湍流普朗特数; c_1, c_2, C_μ, Pr_t 均为模型经验常数; 湍流模型参数具体设置^[12]为 $\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, c_1 = 1.44, c_2 = 1.92, C_\mu = 0.09, Pr_t = 0.85$.

3.2 边界条件和求解设置

模型的边界条件设置如下.

1) 入口: 采用质量流量入口边界条件, 速度垂直于入口截面, 流量研究范围为 $G = 200\text{—}500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$.

2) 出口: 采用压力出口边界条件, 流动出口的绝对压力研究范围为 $p = 7.5\text{—}9 \text{ MPa}$.

3) 壁面: 设置为静态无滑移边界条件, 给定恒定热流密度, 研究范围为 $q = 100\text{—}800 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$.

使用 ANSYS FLUENT 软件进行吸热管内超临界 CO_2 传热特性的数值计算, 采用 SIMPEC 算法求解速度与压力的耦合方程, 动量和能量方程采用 QUICK 格式进行离散, 湍动能和耗散速率方程采用二阶迎风格式. 模型中的 CO_2 热物性数据来自美国国家标准与技术研究所 (NIST) 的数据库, 通过在 ANSYS FLUENT 中激活 nist-real-gas-model 功能进行直接调用. 当各控制方程的残差小于 10^{-6} , 且出口流体温度和壁面温度没有明显变化, 则认为计算收敛.

3.3 网格无关性验证和模型验证

采用 ANSYS ICEM 软件对图3吸热管三维模型进行网格划分, 网格生成效果如图4所示. 由

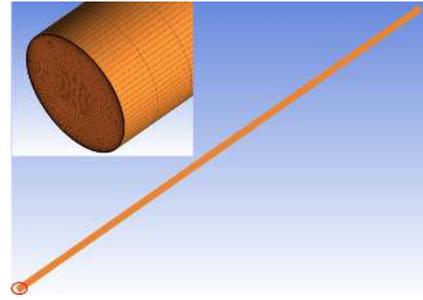


图4 吸热管三维模型网格划分 (网格数量: 841000)

Fig. 4. Mesh generation of the three-dimensional solar receiver tube (grid quantity: 841000).

于近壁面位置的温度梯度和速度梯度较大, 所以对近壁面处的网格进行了加密, 保证近壁面处的无量纲壁面距离 (y^+) 小于 1. 为了对计算网格进行无关性验证, 分别对比了网格数量为 2652250, 1332250, 841000, 462250 和 196000 时 (网格质量均大于 0.7), 模拟所得的出口截面壁面温度 ($T_{w,o}$) 和对流传热系数 (h_o), 如表1所列. 可见, 算例1和算例3的 $T_{w,o}$ 和 h_o 相对偏差分别仅为 0.07% 和 0.14%. 因此, 在同时考虑计算精度和运算时间的情况下, 最终选择了网格数量为 841000 的网格进行后续的数值计算. 其中, 对流传热系数 h 和对应的努塞尔数 Nu 可由下式计算得到:

$$h = \frac{q}{T_w - T_b}, \quad (8)$$

$$Nu = \frac{hD}{\lambda}, \quad (9)$$

式中, q 为壁面热流密度 ($\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$); D 为吸热管直径 (m); T_w 为壁面温度; T_b 为流体温度, 可由下式计算得到

$$T_b = \frac{1}{A} \int T_b dA, \quad (10)$$

其中 A 为吸热管横截面流体面积 (m^2).

表 1 网格无关性验证结果
Table 1. Verification for grid independence.

算例	网格数量	$T_{w,o}/K$	$T_{w,o}$ 的相对偏差/%	$h_o/(kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	h_o 的相对偏差/%
1	2652250	1441.9	0	1236.7	0
2	1332250	1442.2	0.02	1236.4	0.02
3	841000	1442.9	0.07	1235.0	0.14
4	462250	1445.1	0.22	1230.1	0.54
5	196000	1448.8	0.48	1223.3	1.09

另外, 为了验证模型的准确性, 将三种工况条件下的计算结果与文献 [16] 中相同工况条件下的实验数据进行了对比, 如图 5 所示. 可见, 三种工况条件的计算结果与实验数据均符合较好, 且壁面温度和对流传热系数的平均相对偏差分别为 0.85% 和 3.35%, 从而验证本文的数值计算模型是可靠的.

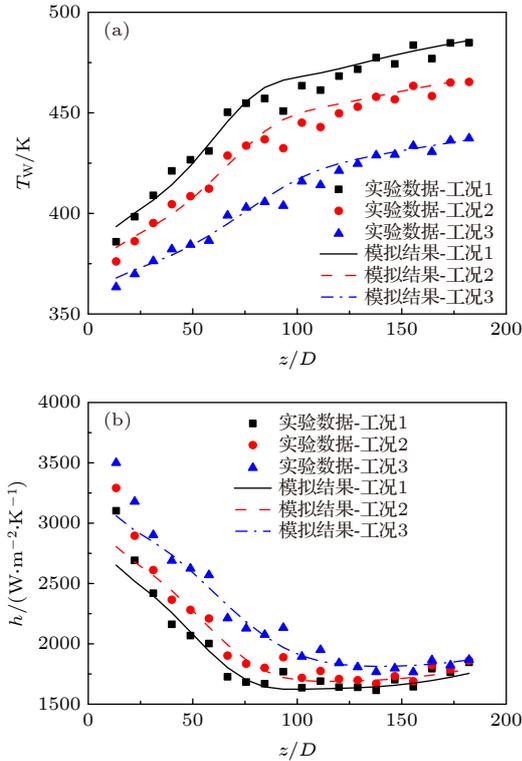


图 5 模型计算结果与文献 [16] 实验数据的对比 (a) 壁面温度; (b) 对流传热系数; 其中, 工况 1, $G = 868 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q = 231.0 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, $p = 9.22 \text{ MPa}$; 工况 2, $G = 873 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q = 216.2 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, $p = 9.09 \text{ MPa}$; 工况 3, $G = 874 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q = 191.8 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, $p = 8.71 \text{ MPa}$

Fig. 5. Comparisons between numerical results and experimental data of Ref. [16]: (a) Wall temperature; (b) convective heat transfer coefficient. Case 1: $G = 868 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q = 231.0 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, $p = 9.22 \text{ MPa}$. Case 2: $G = 873 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q = 216.2 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, $p = 9.09 \text{ MPa}$. Case 3: $G = 874 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q = 191.8 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, $p = 8.71 \text{ MPa}$.

4 结果与分析

4.1 流体温度和流动方向的影响

实际工程应用中, 超临界 CO_2 在吸热管内的流动方向存在多种情况, 本文主要研究其在管内进行垂直向上、垂直向下和水平方向流动时的传热特性变化情况. 图 6 为在 $G = 300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q = 500 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 和 $p = 7.5 \text{ MPa}$ 的工况下, 三种流动方向在高温区对管内超临界 CO_2 传热特性的影响. 可见, 三种流动方向的对流传热系数均随流体温度的升高而近似线性的增大, 其中垂直向下流动的对流传热系数最高, 而垂直向上流动的对流传热系数最低, 但它们的数值偏差不大, 其绝对相对偏差小于 0.68%. 这是因为 CO_2 的密度在高温区会随着流体温度的升高而减小, 在定质量流率 ($G = \rho u$) 下则使得流速增大, 从而增强了湍流强度, 导致对流传热系数随流体温度的升高而增大. 另外, 根据这三种极端流动方向对传热的影响结果, 可推断其他倾斜角度的流动方向对高温区超临界 CO_2 吸热管内传热特性的影响应该也不大. 从图 6 还可得到

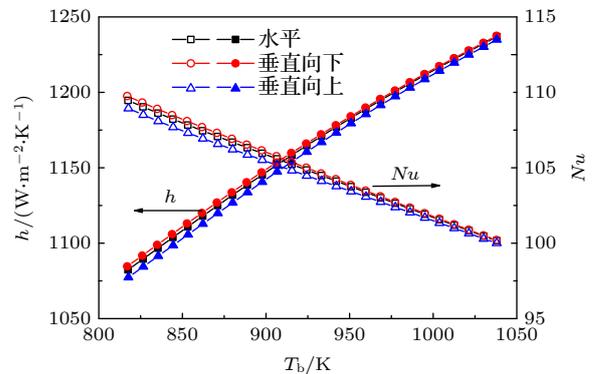


图 6 管内流体温度和流动方向在高温区对超临界 CO_2 传热特性的影响

Fig. 6. Effects of fluid temperature and flow direction on heat transfer of supercritical CO_2 at high temperature region.

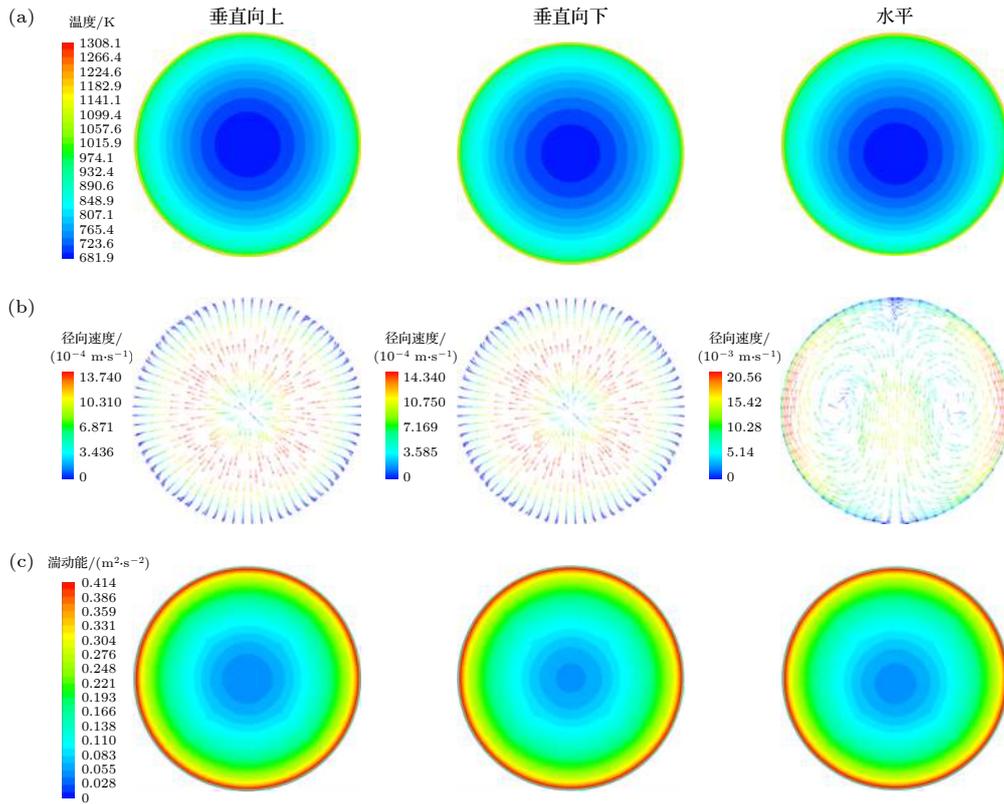


图 7 $z = 250$ mm 管截面平面上三种流动方向的流体 (a) 温度云图; (b) 径向速度矢量图; (c) 湍动能云图

Fig. 7. (a) Temperature contours, (b) radial velocity fields, (c) turbulence kinetic energy contours on the plane of $z = 250$ mm for three flow directions.

Nu 数随流体温度的升高是减小的, 与对流传热系数的趋势相反, 这是因为 CO_2 的热导率在高温区是随流体温度的升高而增大的, 从而说明在高温区 Nu 数受 CO_2 热导率的影响比对流传热更为明显.

图 7 给出了在 $z = 250$ mm 横截面上的管内流体温度和湍动能云图以及径向速度矢量图. 对于垂直向上和垂直向下流动, 从图 7(a) 可见, 流体的温度分布均呈径向对称, 最低流体温度位于管截面的中心, 且向上流动的流体径向温度梯度略高于向下流动的流体径向温度梯度. 从图 7(b) 可见, 垂直向上和垂直向下流动的流体径向速度分布均呈现 M 形. 这是由于径向温度梯度的存在使得管截面流体产生径向密度梯度, 管中心流体由于温度较低密度增大, 导致其流速降低, 而近壁面流体由于温度较高密度减小, 反而促使其流速增大, 从而形成“M”形径向速度分布. 另外, 对于吸热管内向上流动, 浮升力效应会降低边界层剪切力, 减弱湍流涡流的产生和扩散^[17], 从而削弱对流换热. 而对于向下流动, 浮升力效应的影响则相反, 所以向下流动的对流传热系数高于向上流动的对流传热系数. 但从图 7(c) 可见, 它们的湍动能分布差别不大, 所以

它们的对流传热系数也偏差不大. 而对于水平流动, 从图 7(a) 可见, 其流体温度分布并非呈径向对称, 最低流体温度位置是略微的向管底部偏移. 从图 7(b) 可见, 在水平流动的流体径向速度分布中, 管截面两边的流体是沿管壁面向上运动, 然后再沿管中心下降, 从而在管截面两边形成二次涡流. 而二次涡流的生成, 使得最低流体温度位置向管底部偏移. 另外, 水平流动的流体径向速度比垂直向上和向下流动的径向速度大一个数量级, 且水平流动的管截面两侧流体径向速度明显高于其他管截面区域. 从图 7(c) 可见, 虽然水平流动的流体径向速度较高, 但其湍动能反而比垂直向下流动略低. 这可能是因为水平流动中剪切力大多用于加速管截面两侧流体速度, 消耗了其湍动能. 综上所述, 三种流动方向的湍流度和传热效率均相差不大.

4.2 系统压力的影响

图 8 为在 $G = 300 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, $q = 500 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 和垂直向上流动的工况下, 系统压力在高温区对管内超临界 CO_2 传热特性的影响. 可见, 系统压力在高温区对对流传热系数的影响极小, 随着系统压力

的增大, 对流传热系数最多仅减小 0.17%; 而 Nu 数随系统压力的增大也仅有略微的减小, 最大减小量为 0.51%, 且流体温度越高系统压力的影响越小. 由图 2 可见: 在高温区 CO_2 的密度会随着系统压力的增大而增大, 在定质量流率下, 会使得流体流速减小, 从而削弱传热; 但另一方面 CO_2 的热导率也会随着系统压力的增大而增大, 从而强化传热. 两者综合作用, 使得对流传热系数的变化不大. 然而, 图 2 也显示在高温区系统压力对 CO_2 密度的影响明显强于热导率, 但它们对对流传热系数的影响却相当, 说明在高温区和本文所研究的系统压力范围 (7.5—9 MPa), CO_2 热导率对其传热特性起着重要的作用, 这也与 4.1 节中 Nu 数随流体温度增大而减小的原因一致.

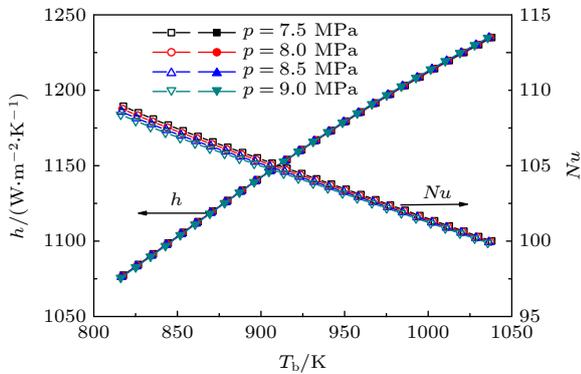


图 8 系统压力在高温区对超临界 CO_2 传热特性的影响
Fig. 8. Effect of pressure on heat transfer of supercritical CO_2 at high temperature region.

4.3 质量流率的影响

图 9 为在 $p = 7.5$ MPa, $q = 500$ $kW \cdot m^{-2}$ 和垂直向上流动的工况下, 流体质量流率在高温区对管内超临界 CO_2 传热特性的影响. 可见, 高温区的对

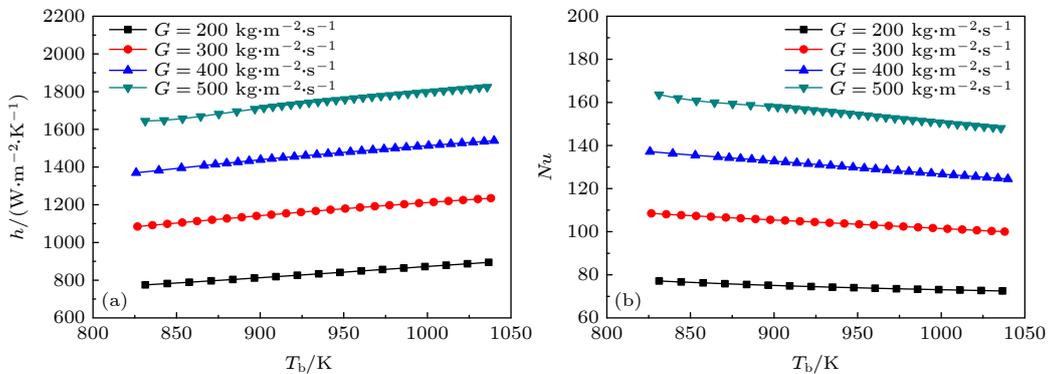


图 9 质量流率在高温区对超临界 CO_2 传热特性的影响

Fig. 9. Effects of mass flux on heat transfer of supercritical CO_2 at high temperature region.

流传热系数和 Nu 数均随着质量流率的增大而明显增大. 这是因为质量流率越大, 流体流速也越大, 使得流体的湍流扩散速率增大, 从而增强了对流换热效应, 导致对流传热系数增大. 另外, 管壁面边界层厚度也会随着流体流速增大而减小, 导致热阻变小, 同样强化了传热.

4.4 热流密度的影响

图 10 为在 $G = 300$ $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$, $p = 7.5$ MPa 和垂直向上流动的工况下, 壁面热流密度在高温区对管内超临界 CO_2 传热特性的影响. 可见, 在高温区随着热流密度的增大, 对流传热系数和 Nu 数均减小, 且热流密度越大其影响程度越明显. 由于随着壁面热流密度增大, 近壁面的流体温度会急剧升高, 而流体温度升高会造成其体积膨胀, 引发流动加速效应 [17]. 流动加速效应所形成的速度梯度方向与流动方向是相反的 [18], 这会导致近壁面处的湍流度减小. 当近壁面处的低密度流体层达到足够厚, 会使得湍流边界层转化为层流边界层, 从而导致对流传热被削弱.

4.5 浮升力和流动加速效应的影响

根据现有文献 [19—22] 可知, 浮升力和流动加速效应在近临界点温区对管内超临界 CO_2 传热特性具有重要的作用. 然而, 目前不同文献对两种效应的定义各有不同, 本文采用 Liu 等 [17] 提出的判断标准, 分析在高温区浮升力和流动加速效应对管内超临界 CO_2 传热特性的影响情况. 本文所使用的浮升力因子 (Bu) 和流动加速因子 (Ac) 定义如下:

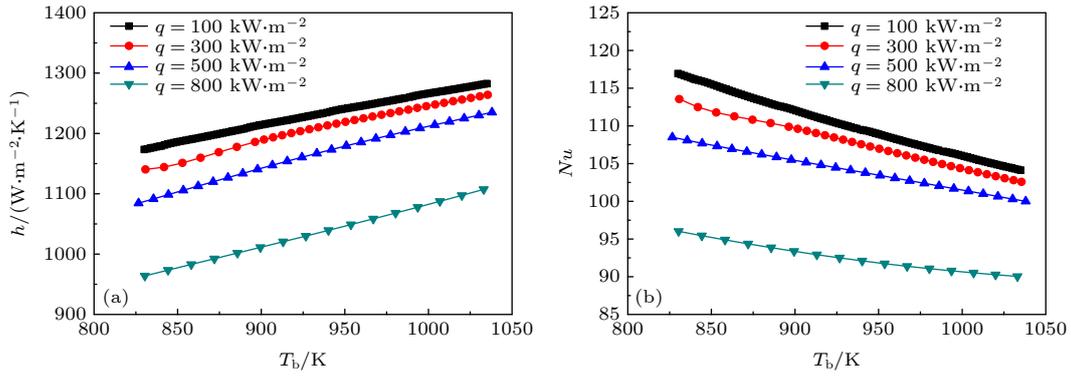

 图 10 热流密度在高温区对超临界 CO_2 传热特性的影响

 Fig. 10. Effect of heat flux on heat transfer of supercritical CO_2 at high temperature region.

$$Bu = \frac{Gr_m}{Re_b^{2.625} Pr_w^{0.4}} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right), \quad (11)$$

$$Ac = \frac{4q^+}{Re_b^{0.625}} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right), \quad (12)$$

式中,

$$Gr_m = \frac{(\rho_b - \rho_m) \rho_b g D^3}{\mu_b^2}, \quad (13)$$

$$\rho_m = \frac{1}{T_w - T_b} \int_{T_b}^{T_w} \rho dT, \quad (14)$$

$$q^+ = \frac{q \beta_b}{G c_{p,b}}, \quad (15)$$

$$Re_b = GD/\mu_b, \quad (16)$$

$$Pr_w = \mu_w c_{p,w} / \lambda_w. \quad (17)$$

Liu 等^[17]指出当 $Bu < 1.3 \times 10^{-5}$ 和 $Ac < 3.3 \times 10^{-6}$ 时, 浮升力和流动加速效应对传热的影响小于 3%, 可以忽略不计. 本文计算了不同工况条件下的 Bu 和 Ac , 如图 11 所示. 如图 11(a_I) 和图 11(a_{II}) 所示, 在高温区随着流体温度的升高, Bu 和 Ac 均减小, 流动方向对它们几乎没有影响, 这与流动方向对对流传热系数的影响规律一致 (图 6). 如图 11(b_I) 和图 11(b_{II}) 所示, 随着系统压力增大, Bu 会增大, 而 Ac 几乎不变. 但所研究系统压力范围的 Bu 值均远低于其阈值 1.3×10^{-5} , 说明此时浮升力效应对传热的影响不大, 因此即使 Bu 值随着系统压力的增大而增大, 对流传热系数受系统压力的影响仍很小 (图 8). 如图 11(c_I) 和图 11(c_{II}) 所示, Bu 和 Ac 均随着质量流率的增大而减小, 这是因为 Re 数会随着质量流率的增大而增大, 由 (11) 式和 (12) 式可见, Re 数的增大会减

小 Bu 和 Ac . 而对于垂直向上流动, 浮升力和流动加速效应会恶化传热, Bu 和 Ac 值的减小, 使得流体流速增大强化传热的程度高于浮升力和流动加速效应恶化传热的程度, 从而促使对流传热系数随着质量流率的增大而增大 (图 9). 如图 11(d_I) 和图 11(d_{II}) 所示, 随着热流密度的增大, Bu 和 Ac 均增大, 这是因为壁面和流体的温差会随着热流密度的增大而增大, 使得管内流体密度梯度增大, 从而导致浮升力和流动加速效应增强, 削弱了对流传热, 这与热流密度对对流传热系数的影响一致 (图 10).

图 12 为在本文所研究的工况条件下, Bu 和 Ac 的分布图. 可见, 所有工况的 Bu 值均远低于其阈值 1.3×10^{-5} , 而除了最低热流密度工况 ($G = 300 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, $q = 100 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$, $p = 7.5 \text{ MPa}$ 和垂直向上流动) 外, 其余工况的 Ac 值均高于其阈值 3.3×10^{-6} . 说明在本文所研究的工况条件 (高温高热流密度) 下可忽略浮升力对传热的影响, 而由高热流密度引起的流动加速效应会明显恶化传热.

4.6 与现有文献传热关联式计算结果的对比

现有文献中关于管内超临界 CO_2 的传热关联式大多是基于近临界点温区的传热数据提出的, 其对高温区传热数据的预测还有待评估. 表 2 为目前常用的八种管内超临界流体传热关联式, 其可分为基于热物性修正和基于无量纲数修正两种类型. 将关联式计算结果与模拟结果进行对比, 并采用平均绝对相对偏差 (mean absolute relative deviation, MARD) 和平均相对偏差在 $\pm 20\%$ 以内的数据点占总数据量的比例 (η) 作为关联式预测能力的评价

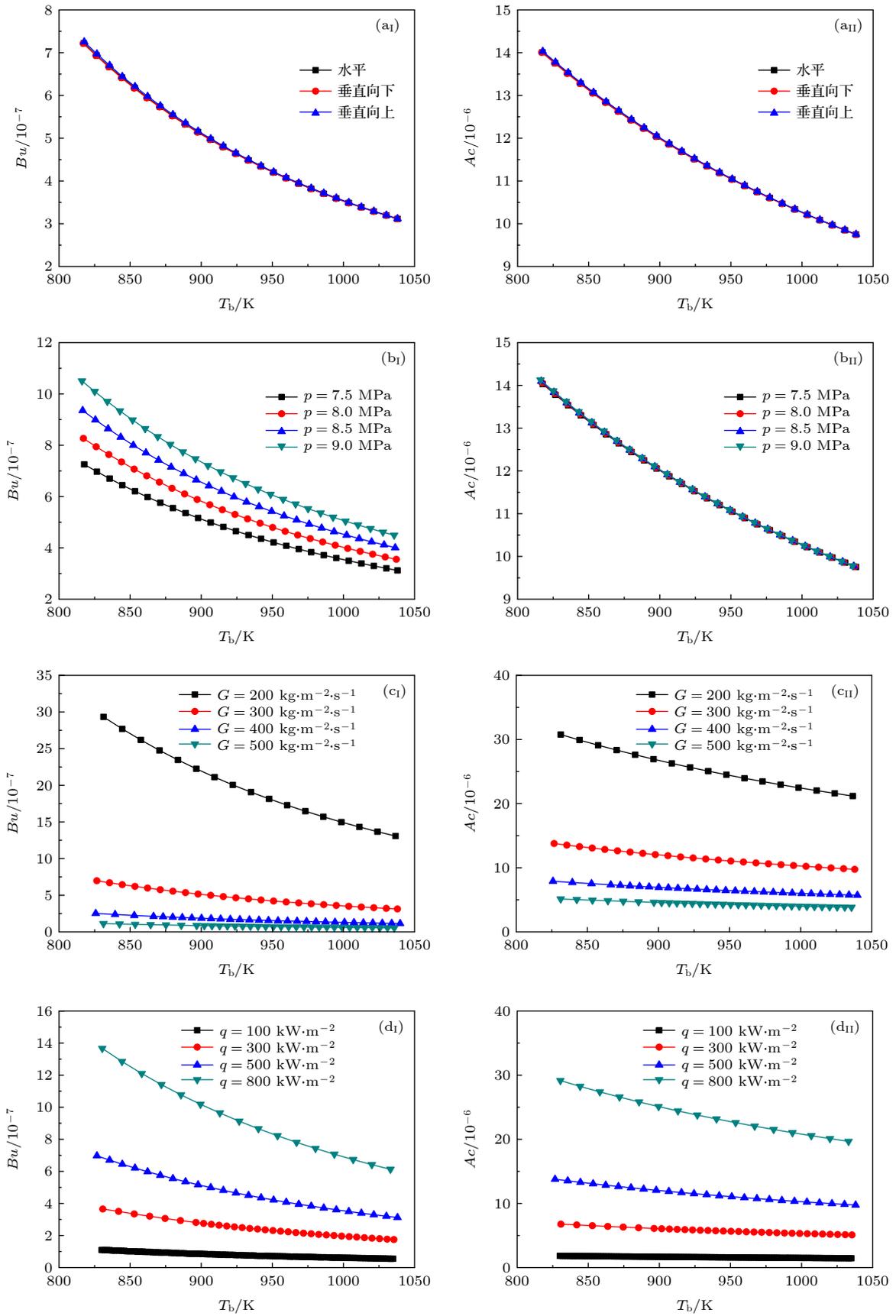


图 11 (a) 流动方向、(b) 系统压力、(c) 质量流率、(d) 热流密度在高温区对 (I) Bu 和 (II) Ac 的影响

Fig. 11. Effects of (a) flow direction, (b) pressure, (c) mass flux, (d) heat flux on (I) Bu and (II) Ac at high temperature region.

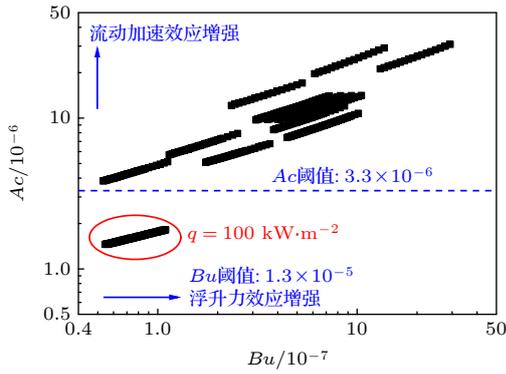


图 12 Bu 和 Ac 的分布图
Fig. 12. Distributions of Bu and Ac

估标准, MARD 具体定义如下:

$$MARD = \frac{1}{n} \sum_1^n \left| \frac{Nu_{cal} - Nu_{num}}{Nu_{num}} \right| \times 100, \quad (18)$$

式中 Nu_{cal} , Nu_{num} 为传热关联式计算、模拟结果.

图 13 为其中预测效果较好的五种关联式计算结果与模拟数据对比的散点图. 从表 2 和图 13 可得, 基于热物性修正的传热关联式对本文高温区数据预测的结果优于基于无量纲数修正的关联式得到的结果, 且模拟数据均大于计算结果. 由前面的

分析可得, 高温区的浮升力效应对传热的影响可忽略, 而虽然流动加速效应对传热有一定的影响, 但 Nu 数受导热传热的影响比对流传热的影响要大, 因此高温区的管内超临界 CO_2 传热数据的预测使用基于热物性修正的传热关联式更合适. 其中, Krasnoshchekov 和 Protopopov^[24] 的关联式对本文传热数据预测效果最好, 其平均绝对相对偏差为 8.1%, 且 100% 的数据点在 $\pm 20\%$ 的平均相对偏差范围内.

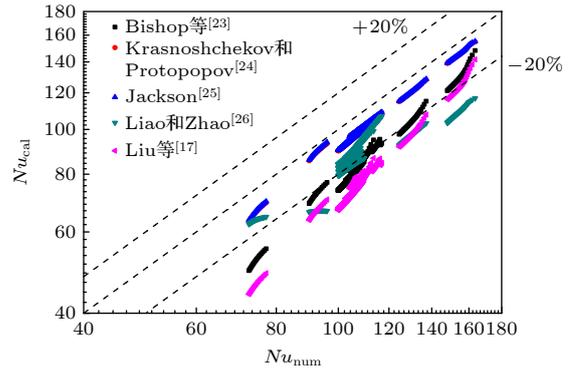


图 13 传热关联式计算结果与模拟数据的对比
Fig. 13. Comparisons of the calculated heat transfer results by the correlations with the numerical results.

表 2 传热关联式计算结果与模拟数据的对比

Table 2. Comparisons of the calculated heat transfer results by the correlations with the numerical results.

作者	关联式和工况条件	MARD/%	η /%
基于热物性修正			
Bishop 等 ^[23]	$Nu = 0.0069 Re_b^{0.9} Pr_b^{0.66} (\rho_w/\rho_b)^{0.43} [1 + 2.4(D/L)]$ 工质: 水 $p = 22.6\text{--}27.5$ MPa, $G = 680\text{--}3600$ $kg\cdot m^{-2}\cdot s^{-1}$, $q = 310\text{--}3500$ $kW\cdot m^{-2}$	22.2	22.3
Krasnoshchekov 和 Protopopov ^[24]	$Nu = 0.023 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.5} (\rho_w/\rho_b)^{0.3} (\bar{c}_p/c_{p,b})^{0.4}$ 工质: CO_2 $p = 8\text{--}12$ MPa, $G = 2971$ $kg\cdot m^{-2}\cdot s^{-1}$, $q = 235\text{--}500$ $kW\cdot m^{-2}$, $T_{in} = 301.7\text{--}472$ K 流动方向: 水平	8.1	100
Jackson ^[25]	$Nu = 0.023 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.5} (\rho_w/\rho_b)^{0.3}$ 工质: CO_2 $p = 7.8\text{--}9.8$ MPa, $Re_b = 8 \times 10^4\text{--}5 \times 10^5$, $q \leq 2600$ $kW\cdot m^{-2}$	9.0	100
基于无量纲数修正			
Liao 和 Zhao ^[26]	垂直向上: $Nu = 0.354 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} (\rho_w/\rho_b)^{1.297} (\bar{c}_p/c_{p,b})^{0.296} Bo_m^{0.157}$ 垂直向下: $Nu = 0.643 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} (\rho_w/\rho_b)^{2.154} (\bar{c}_p/c_{p,b})^{0.751} Bo_m^{0.186}$ 水平: $Nu = 0.124 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} (\rho_w/\rho_b)^{0.842} (\bar{c}_p/c_{p,b})^{0.384} Bo_b^{0.203}$, $Bo = Gr/Re_b^{2.7}$ 工质: CO_2 $p = 7.4\text{--}12$ MPa, $G = 236\text{--}1179$ $kg\cdot m^{-2}\cdot s^{-1}$, $q = 10\text{--}200$ $kW\cdot m^{-2}$, $T_{in} = 295\text{--}385$ K	18.1	60.7

表 2 (续) 传热关联式计算结果与模拟数据的对比

Table 2 (continued). Comparisons of the calculated heat transfer results by the correlations with the numerical results.

作者	关联式和工况条件	MARD/%	η /%
Kim 等 ^[10]	$Nu = 0.226 Re_b^{1.174} Pr_b^{1.057} (\rho_w/\rho_b)^{0.571} (\bar{c}_p/c_{p,b})^{1.032} Ac^{0.489} Bu^{0.0021}$ $Ac = \frac{q^+}{Re_b^{0.625}} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right), Bu = \frac{Gr_q}{Re_b^{3.425} Pr^{0.8}} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)$ 工质: CO ₂ $p = 7.46\text{--}10.29 \text{ MPa}, G = 208\text{--}874 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}, q = 38\text{--}234 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}, T_{in} = 302\text{--}388 \text{ K}$ 流动方向: 垂直向上	42.3	11.0
Bovard 等 ^[11]	$Nu = 0.040063 Re_b^{1.40418} Pr_b^{0.97767359} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.573108} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,b}}\right)^{0.11577} Ac^{0.396203} Bu^{0.13746}$ $Ac = \frac{q^+}{Re_b^{0.625}} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right), Bu = \frac{Gr_m}{Re_b^{3.425} Pr^{0.8}} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)$ 工质: CO ₂ $p = 6.5\text{--}8.335 \text{ MPa}, G = 51\text{--}236 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}, q = 52\text{--}85 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}, T_{in} = 302 \text{ K}$ 流动方向: 垂直向上	82.8	0
Liu 等 ^[17]	$Nu = 0.00075 Re_b^{0.93} \overline{Pr}_b^{-0.68} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.42} \exp(Bu^{-0.023}) \exp(Ac^{0.079}) [1 + 2.63/(L/D)]$ $Bu = \frac{Gr_m}{Re_b^{2.625} Pr_w^{0.4}} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right), Ac = \frac{4q^+}{Re_b^{0.625}} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)$ 工质: CO ₂ $p = 7.4\text{--}10.6 \text{ MPa}, G = 298.8\text{--}1506.5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}, q = 4.7\text{--}296 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}, T_{in} = 257\text{--}322 \text{ K}$ 流动方向: 垂直向上	28.7	3.5
Zhang 等 ^[19]	$Nu = \begin{cases} 0.00672 Re_b^{1.414} \overline{Pr}_b^{-0.005} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.448} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,b}}\right)^{0.218} Bo_m^{0.586}, & H_b < 0.9 H_{pc} \\ 0.056 Re_b^{0.829} \overline{Pr}_b^{-0.35} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{-0.095} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,b}}\right)^{0.214} Bo_m^{0.142}, & H_b \geq 0.9 H_{pc} \end{cases}$ 工质: CO ₂ $p = 7.5\text{--}10.5 \text{ MPa}, G = 50\text{--}500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}, q = 5\text{--}100 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}, T_{in} = 266\text{--}313 \text{ K}$ 流动方向: 垂直向上	64.9	0

5 结 论

本文对超临界 CO₂ 在高温吸热管内的传热特性进行了数值模拟研究, 分析了流体温度、流动方向、系统压力、质量流率和热流密度对对流传热系数和 Nu 数的影响, 揭示了不同工况条件下的传热机理, 探究了浮升力和流动加速效应在高温区对传热的影响情况, 并选取了八种常用的管内超临界流体传热关联式与模拟结果进行了对比, 主要得到以下结论:

1) 在高温区 (800—1050 K), 随着流体温度的升高, 对流传热系数近似线性的增大, 而 Nu 数近似线性的减小;

2) 垂直向上、垂直向下和水平三种流动方向以及系统压力对高温区的对流传热系数和 Nu 数影响均很小;

3) 高温区的对流传热系数和 Nu 数均随着质量流率的增大和热流密度的减小而明显的增大, 且热流密度越大其影响程度越明显;

4) 在本文所研究的工况范围内, 浮升力效应对传热的影响可忽略, 而由高热流密度引起的流动加速效应会明显恶化传热;

5) 高温区的管内超临界 CO₂ 传热数据的预测使用基于热物性修正的传热关联式优于基于无量纲数修正的关联式, 且 Krasnoshchekov 和 Protopopov^[24] 的关联式预测效果较优, 对模拟结果预测的平均绝对相对偏差为 8.1%。

参考文献

- [1] Singh A S, Choudhary T, Sanjay S <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2019-01-1391/> [2020-9-20]
- [2] Wu Y, Wang J Y, Wang M K, Dai Y P 2016 *J. Xi'an Jiaotong Univ.* **50** 108 (in Chinese) [吴毅, 王佳莹, 王明坤, 戴义平 2016 西安交通大学学报 **50** 108]
- [3] Turchi C S, Ma Z, Neises T W, Wagner M J 2013 *J. Sol. Energy Eng.* **135** 041007
- [4] Neises T, Turchi C 2014 *Energy Procedia* **49** 1187
- [5] Huang X K, Rao Z H, Liao S M 2018 *Acta Energetica Solaris Sinica* **39** 44 (in Chinese) [黄凯欣, 饶政华, 廖胜明 2018 太阳能学报 **39** 44]
- [6] Benoit H, Spreafico L, Gauthier D, Flamant G 2016 *Renew. Sust. Energ. Rev.* **55** 298
- [7] Mehos M, Turchi C, Vidal J, Wagner J, Ma Z, Ho C, Kolb W, Andraka C, Kruiuzenga A <https://www.nrel.gov/docs/fy17osti/67464.pdf> [2020-9-20]
- [8] Cabeza L F, de Gracia A, Fernández A I, Farid M M 2017 *Appl. Therm. Eng.* **125** 799
- [9] Xie J, Liu D, Yan H, Xie G, Boetcher S K 2020 *Int. J. Heat Mass Transfer* **149** 119233
- [10] Kim D E, Kim M H 2010 *Nucl. Eng. Des.* **240** 3336
- [11] Bovard S, Abdi M, Nikou M R K, Daryasafar A 2017 *J. Supercrit. Fluids* **119** 88
- [12] Qiu Y, Li M J, He Y L, Tao W Q 2016 *Appl. Therm. Eng.* **115** 1255
- [13] Liu Z B, He Y L, Wang K, Ma Z, Jiang T 2019 *J. Chem. Ind. Eng. (China)* **70** 3329 (in Chinese) [刘占斌, 何雅玲, 王坤, 马朝, 姜涛 2019 化工学报 **70** 3329]
- [14] Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm> [2020-9-20]
- [15] Launder B E, Spalding D B 1972 *Mathematical Models of Turbulence* (London: Academic Press) p169
- [16] Kim D E, Kim M H 2011 *Int. J. Heat Fluid Flow* **32** 176
- [17] Liu S, Huang Y, Liu G, Wang J, Leung L K 2017 *Int. J. Heat Mass Transfer* **106** 1144
- [18] Hall W B, Jackson J D 1969 *Mech. Eng.* **91** 66
- [19] Zhang Q, Li H, Kong X, Liu J, Lei X 2018 *Int. J. Heat Mass Transfer* **122** 469
- [20] Lei Y, Chen Z 2018 *Int. J. Refrig.* **90** 46
- [21] Xiang M, Guo J, Huai X, Cui X 2017 *J. Supercrit. Fluids* **130** 389
- [22] Xu R N, Luo F, Jiang P X 2017 *Int. J. Heat Mass Transfer* **110** 576
- [23] Bishop A A, Sandberg R O, Tong L S 1965 *Report WCAP-2056* (Pittsburgh: Westinghouse Electric Corporation) p85
- [24] Kranoshchekov E A, Protopopov V S 1966 *High Temp.* **4** 375
- [25] Jackson J D 2013 *Nucl. Eng. Des.* **264** 24
- [26] Liao S M, Zhao T S 2002 *Int. J. Heat Mass Transfer* **45** 5025

Numerical investigation on heat transfer of supercritical CO₂ in solar receiver tube in high temperature region *

Zhuang Xiao-Ru¹⁾ Xu Xin-Hai²⁾ Yang Zhi³⁾ Zhao Yan-Xing⁴⁾ Yu Peng^{1)†}

1) (*Department of Mechanics and Aerospace Engineering, Southern University of Science and Technology, Shenzhen 518055, China*)

2) (*School of Mechanical Engineering and Automation, Harbin Institute of Technology (Shenzhen), Shenzhen 518055, China*)

3) (*School of Materials and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China*)

4) (*CAS Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China*)

(Received 28 June 2020; revised manuscript received 9 September 2020)

Abstract

Supercritical CO₂ can be used as a heat transfer fluid in a solar receiver, especially for a concentrating solar thermal power tower system. Such applications require better understanding of the heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in the solar receiver tube in a high temperature region. However, most of the existing experimental and numerical studies of the heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in tubes near the critical temperature region, and the corresponding heat transfer characteristics in the high temperature region are conducted. In this paper, a three-dimensional steady-state numerical simulation with the standard $k-\varepsilon$ turbulent model is established by using ANSYS FLUENT for the flow and heat transfer of supercritical CO₂ in a heated circular tube with an inner diameter of 6 mm and a length of 500 mm in the high temperature region. The effects of the fluid temperature (823–1023 K), the flow direction (horizontal, downward and upward), the pressure (7.5–9 MPa), the mass flux (200–500 kg·m⁻²·s⁻¹) and the heat flux (100–800 kW·m⁻²) on the convection heat transfer coefficient and Nusselt number are discussed. The results show that the convection heat transfer coefficient increases while Nusselt number decreases nearly linearly with fluid temperature increasing. Both fluid direction and pressure have negligible effects on the convection heat transfer coefficient and Nusselt number. Moreover, the convective heat transfer coefficient and Nusselt number are enhanced greatly with the increasing of mass flux and the decreasing of heat flux, which is more obvious at a higher heat flux. The influences of buoyancy and flow acceleration on the heat transfer characteristics are also investigated. The buoyancy effect can be ignored within the present parameter range. However, the flow acceleration induced by the high heat flux significantly deteriorates the heat transfer preformation. Moreover, eight heat transfer correlations of supercritical fluid in tubes are evaluated and compared with the present numerical data. The comparison indicates that the correlations based on the thermal property modification show better performance in the heat transfer prediction in the high temperature region than those based on the dimensionless number modification. And Nusselt number predicted by the best correlation has a mean absolute relative deviation of 8.1% compared with the present numerical results, with all predicted data points located in the deviation bandwidth of $\pm 20\%$. The present work can provide a theoretical guidance for the optimal design and safe operation of concentrating solar receivers where supercritical CO₂ is used as a heat transfer fluid.

Keywords: supercritical CO₂, heat transfer, solar receiver tube, numerical simulation

PACS: 44.15.+a, 44.27.+g, 44.05.+e

DOI: 10.7498/aps.70.20201005

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 51706048) and CAS Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry (Grant No. CRYO202002).

† Corresponding author. E-mail: yup6@sustech.edu.cn