

超临界 CO₂ 倾斜螺旋槽管内冷却换热特性研究

虞中畅,陶乐仁,张苏韩,邱 晗

(上海理工大学 制冷及低温工程研究所,上海 200093)

摘要: 为了提高气体冷却器内换热效率,对不同倾斜角下($-90^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$)螺旋槽管内超临界 CO₂ 冷却对流换热特性进行了数值模拟,分析了各槽管内的湍动能和速度分布随倾斜角的变化趋势,并研究了不同螺旋角下倾斜角对换热特性的影响。结果表明:浮升力沿流动方向分量和垂直于流动方向分量对流动特性的影响并不相同;在类气区,流体速度对流动特性起主要作用,且换热系数随倾斜角的减小而增大;在类液区,流动特性的主要影响因素是速度梯度,此时换热系数随倾斜角的变化与类气区相反;螺旋角越大即螺旋程度越小,当流体倾斜向上流动时浮升力效应越为显著;当螺旋角为 0.70 rad 时,最优倾斜角度为 -45° ,当螺旋角为 0.94 rad 时,最优倾斜角为 45° 。

关键词: 超临界 CO₂;螺旋槽管;冷却换热;倾斜角;浮升力

中图分类号:TK124 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.12.016

[引用本文格式]虞中畅,陶乐仁,张苏韩,等.超临界 CO₂ 倾斜螺旋槽管内冷却换热特性研究[J].热能动力工程,2021,36(12):102-110. YU Zhong-yang,TAO Le-ren,ZHANG Su-han,et al. Research on cooling heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in inclined spiral fluted tube[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021,36(12):102-110.

Research on Cooling Heat Transfer Characteristics of Supercritical CO₂ in Inclined Spiral Fluted Tube

YU Zhong-yang,TAO Le-ren,ZHANG Su-han,QIU Han

(Institution of Refrigeration and Cryogenics Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093)

Abstract: The cooling convective heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide in spiral fluted tubes under various inclined angles of $-90^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 45^\circ$ and 90° were numerically simulated, in order to enhance the heat exchange efficiency of air cooler. The variation trends of the turbulent kinetic energy and the fluid velocity distribution in each fluted tube with the inclined angles were analyzed, and the influence of the inclined angle on the heat transfer characteristics under the different helix angles was studied. The results show that the components of the buoyancy force along the flow direction and perpendicular to the flow direction have different effects on the flow characteristics. In the gas-like region, the fluid velocity plays the main role on flow characteristics, and the heat transfer coefficient increases with the decrease of inclined angles. In the liquid-like region, the dominant impact factor of flow characteristics is the velocity gradient, and the variation of the heat transfer coefficient with the inclined angle is opposite to that in the gas-like region. The bigger the helix angle is, the smaller the helix degree is. The buoyancy effect will be more significant when the fluid inclines to flow upwards. The optimal inclined angle is -45°

收稿日期:2021-01-02; 修订日期:2021-02-23

基金项目:上海市动力工程多相流动与传热重点实验室(13DZ2260900)

Fund-supported Project: Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power and Engineering(13DZ2260900)

作者简介:虞中畅(1994-),男,安徽合肥人,上海理工大学博士研究生。

通讯作者:陶乐仁(1962-),男,江苏常熟人,上海理工大学教授。

when the helix angle is 0.70 rad; The optimal inclined angle is 45° when the helix angle is 0.94 rad.

Key words: supercritical CO₂, spiral fluted tube, cooling heat transfer, inclined angle, buoyancy force

引 言

CO₂作为一种环境友好的工质,具有优良的热力学特性^[1-2]。由于其临界温度较低(31.5 °C),CO₂在高压侧一般处于超临界状态^[3-5]。超临界CO₂的热力学性质随温度的变化较大,在拟临界温度(T_{pc})附近更为剧烈,而这种特殊变化对流体流动和换热性能有着重要影响^[6-9]。

Wang 等人^[10]对 3 种水平管内的超临界 CO₂冷却换热特性进行了数值研究,并讨论了浮升力对换热的影响。Lee 等人^[11]建立了数值模拟来研究竖直圆管内超临界 CO₂流动换热特性,结果表明,浮升力在换热的不同阶段有着不同的作用效果。Walisch 等人^[12]对超临界 CO₂在水平、垂直和倾斜管内的传热进行了对比研究,并分析了浮升力作用下的换热性能变化。Yang 等人^[13]研究了倾斜圆管内超临界 CO₂的冷却换热过程,结果表明,倾斜角对速度和湍动能的分布有较大影响。

在特殊形状管内,超临界 CO₂的流动换热过程会变得更为复杂^[14-16]。Xu 等人^[17]研究了水平螺旋管内的换热特性,并得出了换热关联式。Zhu 等人^[18]实验研究了螺旋槽管中超临界 CO₂在冷却过程中的传热特性,并对总传热系数和局部传热系数进行了分析。

本文针对螺旋槽管内不同倾斜角下超临界 CO₂冷却流动与传热特性进行研究,分析换热系数、湍动能和速度分布随倾斜角的变化规律。另外,对不同螺旋角、不同倾斜角的超临界 CO₂流动换热进行了分析,得到了各螺旋角下的最佳倾斜角。

1 数值方法

1.1 控制方程

假设流动换热过程为稳态、无内热源,与外部环境无热交换,同时考虑了重力的影响。

连续性方程:

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

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial}{\partial x_j}\left(P_j + \frac{2}{3}\mu_{\text{eff}}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu_{\text{eff}}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] + \rho g_j \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}\right)\frac{\partial T}{\partial x_i}\right] \quad (3)$$

目前,RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型因其准确性高而得到了广泛的运用。对于 RNG $k-\varepsilon$ 模型,其提供了一个独立公式来完成两种尺度间的转换,从而确保了近壁面处流动计算的准确性。其公式为:

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\mu\varepsilon}}\right) = 1.72 \frac{\nu}{\sqrt{\nu^3 - 1 + C_\nu}} d\nu \quad (4)$$

其中,

$$\nu = \frac{\mu_{\text{eff}}}{\mu} \quad (5)$$

1.2 物理模型

图 1 为倾斜螺旋槽管的结构参数。 R 、 r_1 和 r_2 分别为主管、管槽和圆角的半径, e_1 为槽深, e_2 为主管与外部套管的间距, w 为螺旋角。螺旋槽管螺旋方向为右手螺旋。 $R = 11.06 \text{ mm}$, $r_1 = 6.5 \text{ mm}$, $r_2 = 2.0 \text{ mm}$, $e_1 = 5.5 \text{ mm}$, $e_2 = 1.0 \text{ mm}$, $w = 0.82 \text{ rad}$ 。重力加速度方向竖直向下,其值为 9.81 m/s^2 。 δ 为倾斜角度,指的是流动方向和水平方向之间的夹角,向上流动时其值为正,向下流动时则为负。各角度下的重力加速度在 x 轴和 y 轴的分量如表 1 所示,其中正值表示沿轴的正方向,负值表示沿轴的负方向。

图 2 为螺旋槽管计算域示意图。为了简化模型,仅考虑 CO₂ 侧流体计算域。测试段长度为 960 mm。为了保证进入测试段的流体处于完全发展状态,根据文献[19]中的模型,在测试段上游连接一段绝热段,长度为 200 mm($28d_e$);同时,为了消除出口效应,在测试段下游也连接一段相同长度绝热段。

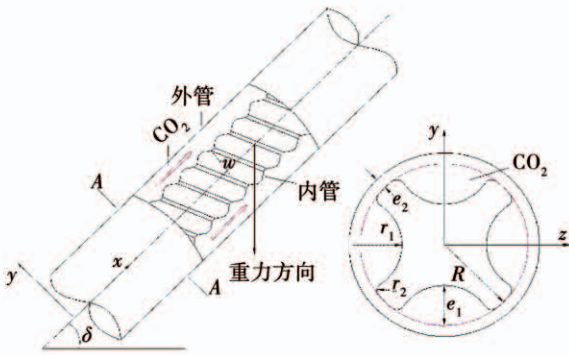


图 1 倾斜螺旋槽管结构参数

Fig.1 Structural parameters of inclined spiral fluted tube

表 1 各倾斜角下重力分量

Tab.1 The components of the gravity under various inclined angles

倾斜角/(°)	g_x	g_y
-90	9.81	0
-45	6.94	-6.94
0	0	-9.81
45	-6.94	-6.94
90	-9.81	0

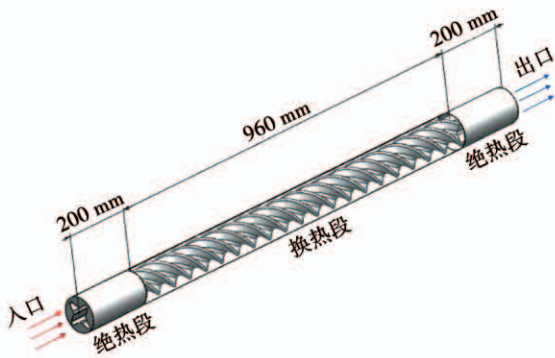


图 2 螺旋槽管计算域示意图

Fig.2 Schematic diagram of spiral fluted tube in computational domain

1.3 边界条件

为了合理比较不同倾斜角度对流动换热特性的影响,入口边界条件是固定的: $T_{in} = 323.15 \text{ K}$, $p_{in} = 8.0 \text{ MPa}$, $Re_{in} = 35000$ 。据此,可以得出所需的流动和结构参数。 d_e 是当量直径,其定义为:

$$d_e = \frac{4A_c}{L_p} \quad (6)$$

式中: A_c —横截面积; L_p —湿周。

两者均通过 Solidworks 测量工具得出,具体数值分别为 264.26 mm^2 和 146.36 mm 。因此,计算得出 d_e 为 7.22 mm 。质量流速 G 计算式为:

$$\mu_{in} = f(T_{in}, p_{in}) \quad (7)$$

$$G = \frac{Re_{in}\mu_{in}}{d_e} = 99.24 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (8)$$

式中: μ_{in} —入口动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

入口边界条件设置为质量流量入口,出口边界条件设置为压力入口。重力项根据表 1 进行设置。对于测试段,外壁面为绝热面,热流密度设为零,而内壁面热流密度则为常数 $q = 55000 \text{ W}/\text{m}^2$ 。由于 CO_2 在超临界状态时其随温度的变化较为剧烈,因此采用 FLUENT 求解器内置的 NIST 气体模型,可以在迭代过程中自动更新各网格节点的 CO_2 物性值。

1.4 数据处理

为了便于分析流动过程中的换热特性,将换热段平均分段,则局部换热系数 h_i 为:

$$\bar{T}_{b,i} = \frac{\bar{T}_{b,i,in} + \bar{T}_{b,i,out}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\int_{A_{c,i,in}} c_p \rho u T dA_c}{\int_{A_{c,i,in}} c_p \rho u dA_c} + \frac{\int_{A_{c,i,out}} c_p \rho u T dA_c}{\int_{A_{c,i,out}} c_p \rho u dA_c} \right) \quad (9)$$

$$h_i = \frac{q}{\bar{T}_{b,i} - \bar{T}_{w,i}} \quad (10)$$

式中: $\bar{T}_{b,i,in}$, $\bar{T}_{b,i,out}$ —第 i 段进出口面积加权平均温度; $\bar{T}_{w,i}$ —第 i 段的内管壁面面积加权平均温度。

同时,整体换热系数 h 定义为:

$$h = \frac{q}{T_b - T_w} \quad (11)$$

式中: T_b —流体平均温度; T_w —内管壁面平均温度。

2 网格无关性和数值模型验证

关于超临界 CO_2 在倾斜螺旋槽管中冷却换热的实验研究较少,因此以水平螺旋槽管为例进行了验证,选取文献[17]的实验结果进行比较。网格结构如图 3 所示。

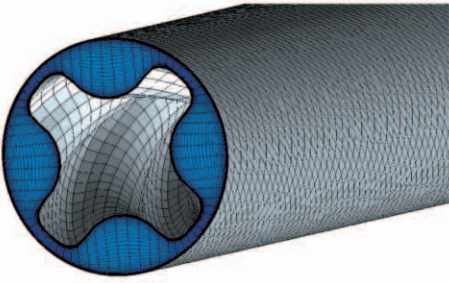


图 3 网格结构图(网格数 2.37×10^6)

Fig. 3 Structural diagram of mesh(mesh number of 2.37×10^6)

为了检验网格的独立性,在相同条件下计算了 4 种不同单元数的数值模型。对网格数为 1.42×10^6 , 1.89×10^6 , 2.37×10^6 和 2.84×10^6 的模型的整体换热系数进行比较,结果如图 4 所示。

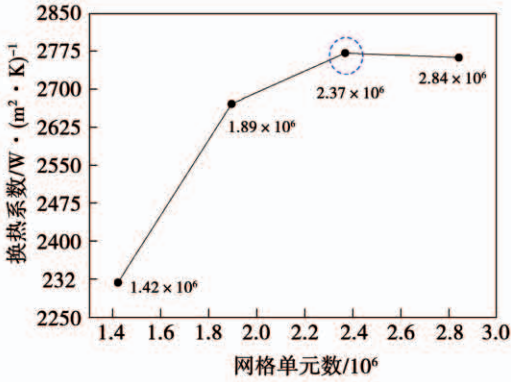


图 4 网格无关性验证

Fig. 4 Mesh independence verification

从图 4 中可以看出,随着网格数量的增加,换热系数从 2.37×10^6 网格数后趋于平缓。考虑到计算时间和结果准确性,选择网格数为 2.37×10^6 网格进行数值模拟。

确定网格数量后,在文献 [17] 中的两种实验工况下(工况 1: $Re_{in} = 35\ 473$, $T_{in} = 356.15\ K$, $p_{in} = 11.2\ MPa$; 工况 2: $Re_{in} = 30\ 152$, $T_{in} = 356.15\ K$, $p_{in} = 11.2\ MPa$),对数值模型进行验证计算,结果如图 5 所示。可以看出,实验结果和计算结果趋势相同,两者平均相差约 1.8%,证明了数值模型的可靠性。

3 结果分析

3.1 倾斜角对流动特性的影响

为了便于研究倾斜角对槽内流动换热的影响,根据各侧槽的相对位置进行了命名:左侧槽、右侧槽、下侧槽和上侧槽,如图 6 所示。由于 y 方向重力的原因,各侧槽管内流体流动状态并不相同。由于近

换热面处的流体密度较大,对于左侧槽和右侧槽,其在重力作用下会向下流动;对于下侧槽,密度较大流体在近换热面向两侧流动;对于上侧槽,密度较大流体将在近换热面处聚集。图中还可以看出,流体旋转流动方向是右手螺旋,这与换热管螺旋方向相同。

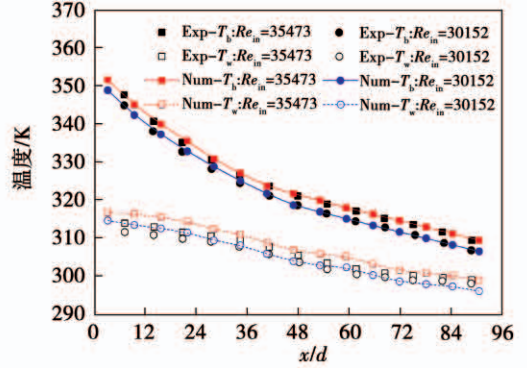


图 5 数值模型计算结果验证

Fig. 5 Verification of the calculation results of numerical model

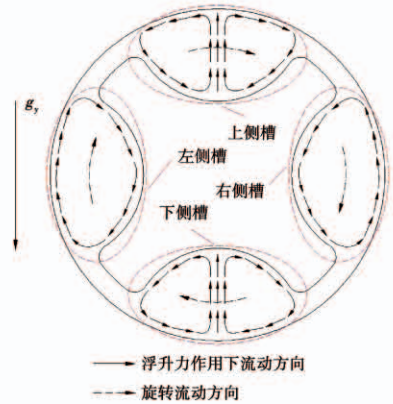


图 6 流动示意图

Fig. 6 Schematic diagram of flow

不同倾斜角下各侧槽内湍动能分布如图 7 所示。图中, r/r_0 为横截面上测试点在 y 轴或 z 轴的相对位置:

$$\frac{r}{r_0} = \frac{r_1 - (R - e_1)}{(R + e_2) - (R - e_1)} = \frac{r_1 - (R - e_1)}{e_2 + e_1} \quad (12)$$

式中: r_1 —测试点到主管圆心的距离, r/r_0 越接近零,意味着测试点越接近于换热面, r/r_0 越接近 1 则测试点越接近于绝热面。

图 7 中, S1、S2 和 S3 分别对应由高到低 3 个流体温度的横截面。可以看出, S1 横截面上的湍动能分布趋势更明显,这是由于此时流体温度较高、流

速较快。因此主要对 S1 横截面上的湍动能分布进行分析。对于左侧槽,当 $\delta = 0^\circ$ (水平) 时,近换热面流体湍动能是大于近绝热面流体的。一般来说,近换热面流体由于温度较低、密度较大,剪切力会相应减小,因此湍动能应该降低。造成这一差别的原因

是,左侧槽近换热面处流体在重力作用下的运动方向和旋转方向是相反的,这导致边界层的破坏,因此其湍动能较高。而当 $\delta = -45^\circ$ 时,与 $\delta = 0^\circ$ 相比,近换热面流体湍动能是降低的。这是因为倾斜状态的 y 方向重力加速度 g_y 是小于水平方向的。

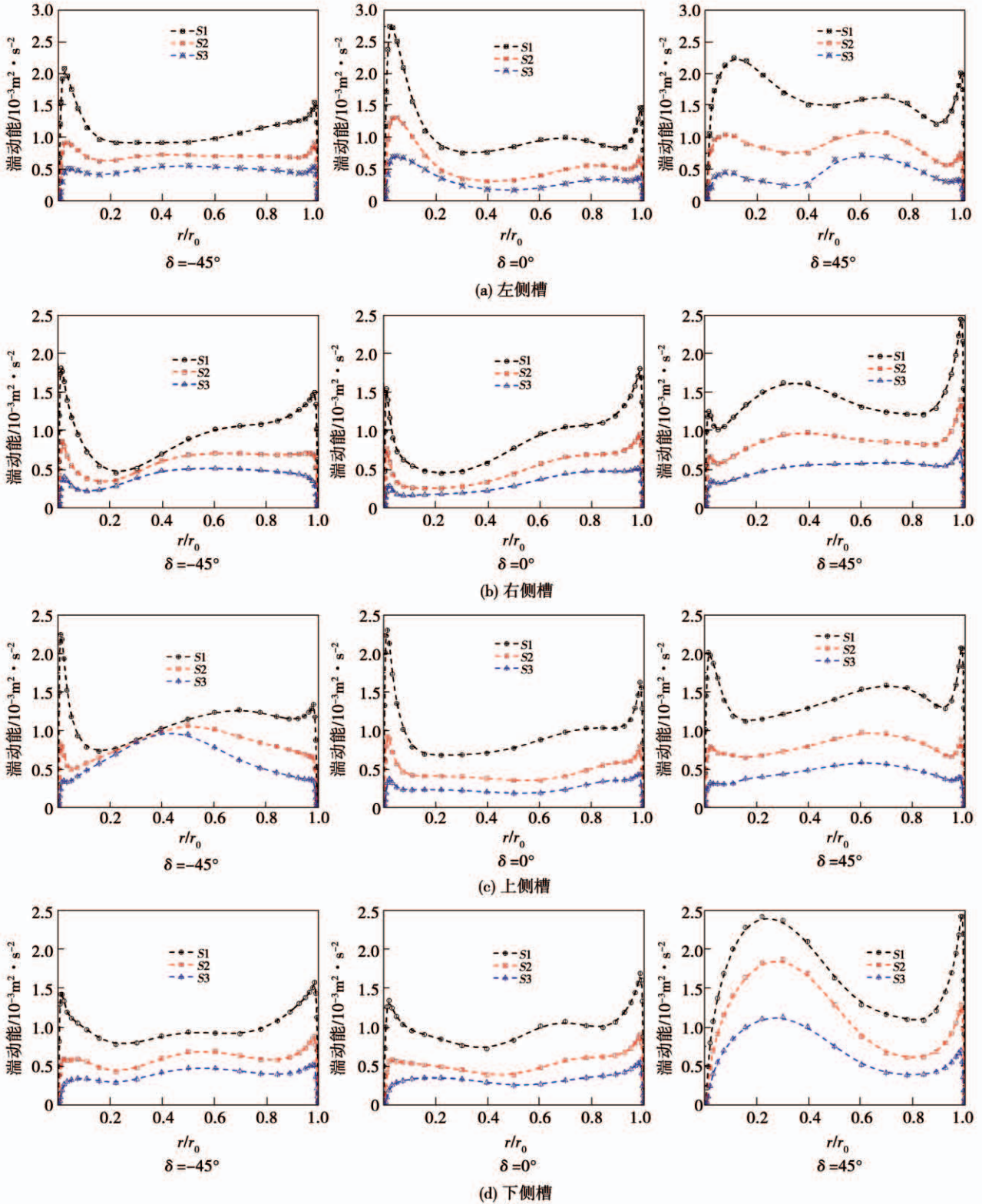


图 7 各侧槽内不同倾斜角下的湍动能分布

Fig. 7 Turbulent kinetic energy distributions in each side of the groove under various inclined angles

对于右侧槽,近换热面流体湍动能随着 δ 的增大而减小,这与左侧槽的变化趋势不同。产生这一现象的原因是 δ 对流体速度分布的影响,如图 8 所示。当流体倾斜向下流动时($\delta = -45^\circ$),重力使流体的流动加速。由于近换热面流体密度较大,加速效果更加明显,因此速度顶点处于近换热面附近。当流体倾斜向上流动时($\delta = 45^\circ$),重力起到了减缓流体流动的作用,因此速度顶点处于近绝热面处。速度顶点的变化解释了图 7 中右侧槽近换热面处湍动能随 δ 的变化趋势。

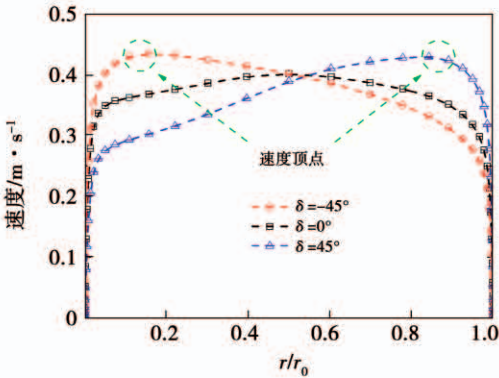


图 8 右侧槽内不同倾斜角下的速度分布

Fig. 8 Velocity distributions in the right side of the groove under various inclined angles

对于下侧槽,由于浮升力的作用,近换热面流体向两侧流动,如图 6 所示,这将使边界层变薄,因此近换热面流体湍动能大部分是大于近绝热面的。

3.2 沿程换热系数

图 9 为不同倾斜角下的局部换热系数变化趋势。在各角度下,换热系数均存在一个最大值。当流体温度 T_b 大于拟临界温度 T_{pc} 时,随着 δ 增大,换热系数逐渐减小;而当流体温度小于拟临界温度时,恰好相反。分析原因:一方面,在冷却前期($T_b > T_{pc}$),主流流体状态为类气态,流体速度较大,且与近换热面流体速度相差较大,此时近换热面流体速度是换热系数的主要影响因素;另一方面,在冷却后期($T_b < T_{pc}$),由于流体从类气态变为了类液态,流体密度迅速增大(如图 1 所示),导致流体速度迅速降低。主流速度和近换热面流体速度间的差距变小,湍动能也将趋于平缓,如图 7 中 S3 截面上的湍动能分布。此时,速度梯度成为换热系数的主要影

响因素。由于流体向上流动会增大速度梯度,而向下流动会平缓速度梯度,因此,此时换热系数随着 δ 的增大而增大,与冷却前期刚好相反。

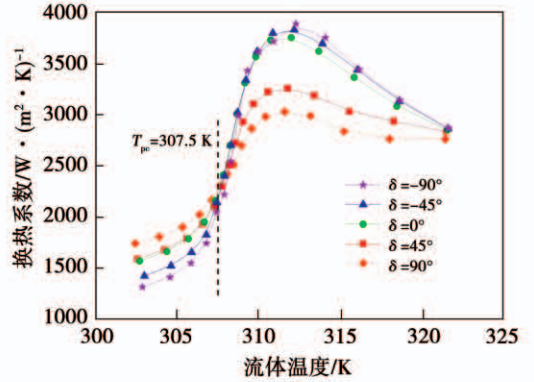


图 9 不同倾斜角下沿程换热系数

Fig. 9 Heat transfer coefficients along the way under various inclined angles

图 9 中拟临界温度前后换热系数的变化程度差别可以通过浮升力作用的大小来解释。一般采用 Richardson 数(Ri 数)来判断浮升力,其计算式为:

$$Ri = \frac{Gr}{Re_b^2} \quad (13)$$

其中, Gr 为 Grashof 数,计算式为:

$$Gr = \frac{\rho_b(\rho_w - \rho_b)gd_c^3}{\mu_b^2} \quad (14)$$

图 10 为两种极限角度的 Ri 数变化。可以看出,两种角度的 Ri 数变化趋势相似,即在冷却前期较低,并且随着流体温度的降低, Ri 数在拟临界温度附近迅速增大。一般认为 $Ri > 0.1$ 时浮升力的影响不可忽略。

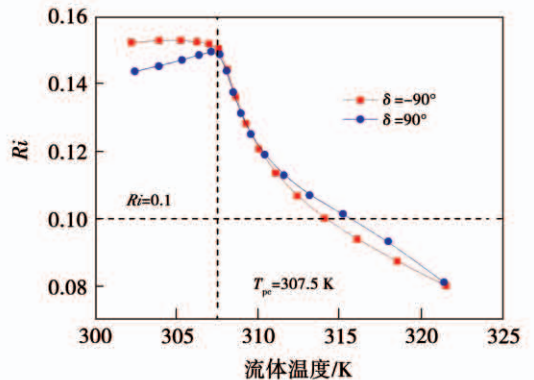


图 10 竖直接流下冷却过程 Ri 沿程变化

Fig. 10 Variations of Ri along the way in vertical flows during cooling process

图 11 为 $\delta = 90^\circ$ 和 $\delta = 0^\circ$ 时流体温度和壁面温度的变化趋势。当 $T_b > T_{pc}$ 时, δ 在 $-90^\circ \sim 0^\circ$ 范围内换热系数变化较小, 而 δ 在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 范围内时其变化较大。但是由于浮升力作用在此时较小, 因此 δ 在 $-90^\circ \sim 0^\circ$ 范围内换热系数变化不大; 而对于 $\delta = 45^\circ$ 和 $\delta = 90^\circ$, 由于 x 负方向的重力导致的低流速流体出现在近换热面附近, 对换热系数恶化严重, 因此使得换热系数下降得非常显著。当 $T_b < T_{pc}$ 时, 浮升力作用效果较大, 因此 δ 对换热系数影响也较大。值得注意的是, 对于 $\delta = 0^\circ$, 在冷却后期换热系数是偏高的, 这是由于在这一角度下 g_y 较大, 使得左侧槽和下侧槽近换热面边界层变薄, 因此换热系数较高。

同时, 随着流体冷却过程的进行, 壁面温度的下降幅度更大, 这也说明了前文换热系数峰值和拟临界温度差异的原因。从图中还可以看出, $\delta = 90^\circ$ 时壁面温度和流体温度之差要大于 $\delta = 0^\circ$ 时的温度差, 这也导致了图 9 中在相同热流密度下 δ 为 0° 时换热系数更大的现象。

3.3 螺旋角的影响

对 3 种螺旋角下 ($w = 0.70, 0.82$ 和 0.94 rad) 倾斜螺旋槽管内流动换热性能进行分析。

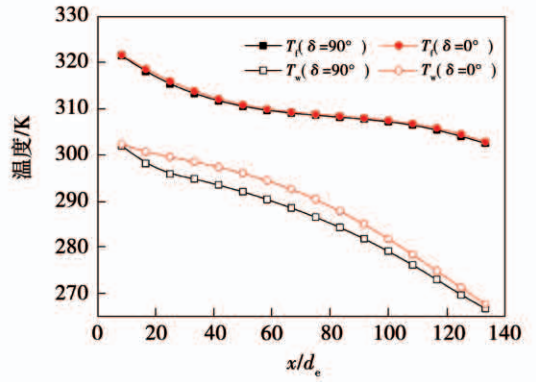
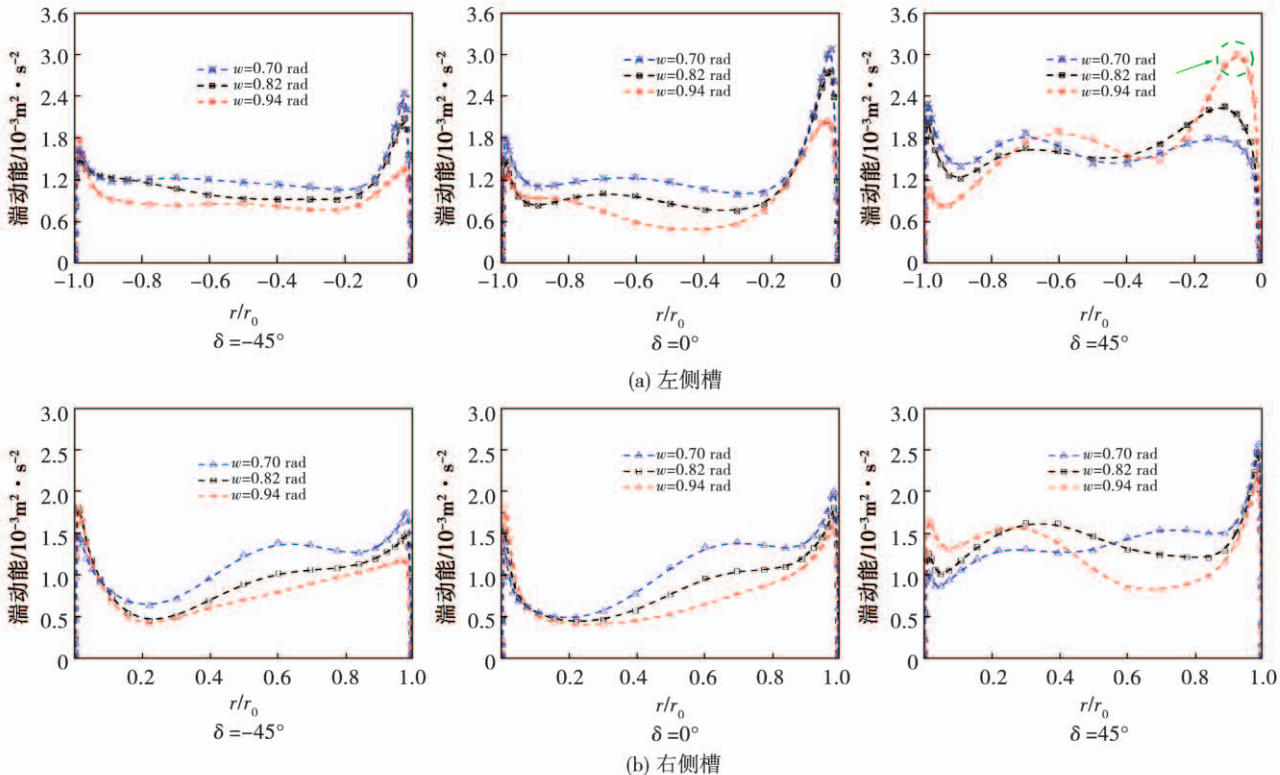


图 11 不同倾斜角下温度变化

Fig. 11 Temperature variations under various inclined angles

图 12 为不同螺旋管下的湍动能分布。可以看出, 对于 $w = 0.94$ rad, 在左侧槽和下侧槽中, 近换热面湍动能随 δ 的增大一直呈增大趋势, 这与 $w = 0.70$ rad 和 $w = 0.82$ rad 并不相同。这是因为较大的螺旋角意味着旋转程度较小, 流体混合程度较小, 浮升力的作用效果更大。当 δ 增大时, 虽然 y 方向重力值减小, 但是近换热面流体速度也是减小的, 这导致了浮升力的作用效果更加明显, 因此对于 $w = 0.94$ rad, 当 $\delta = 45^\circ$ 时, 左侧槽和下侧槽内近换热面湍动能反而是增大的。



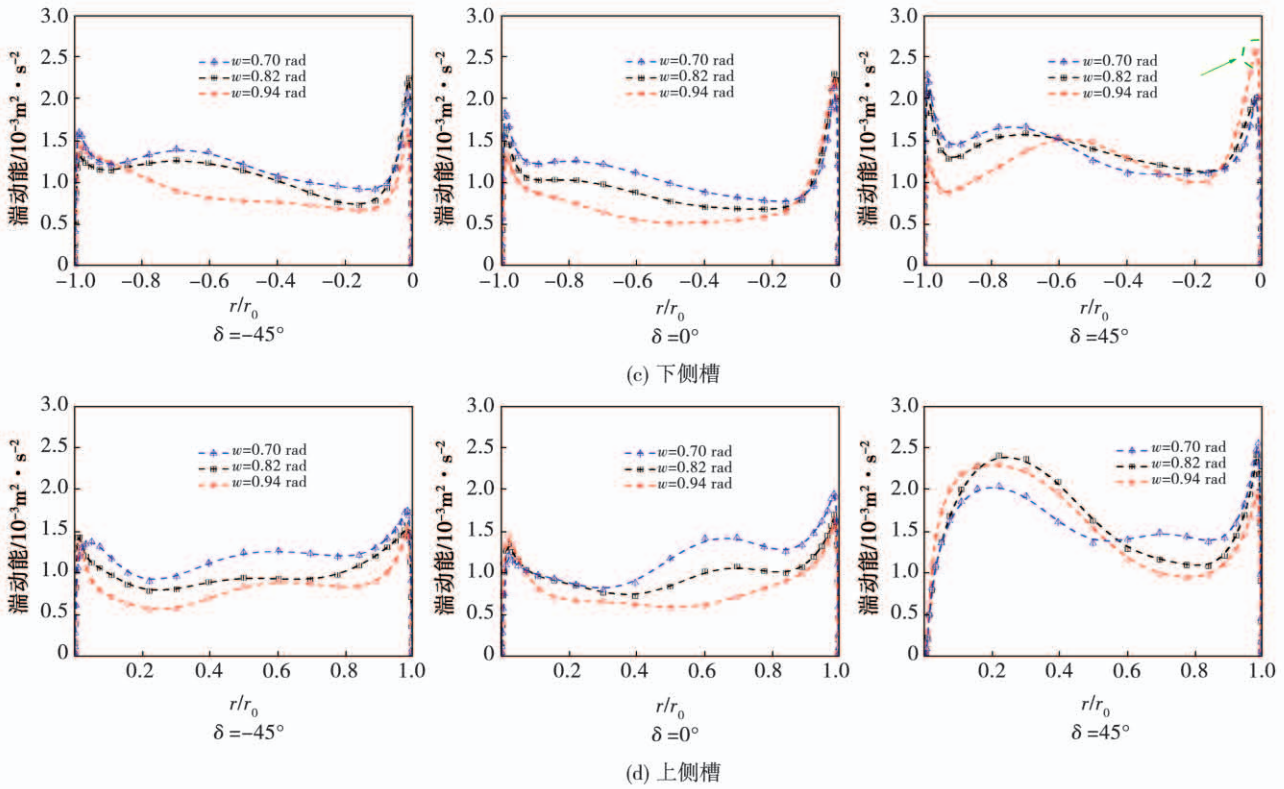


图 12 各侧槽内不同倾斜角下端动能分布 ($w = 0.70, 0.82, 0.94$ rad)

Fig. 12 Turbulent kinetic energy distributions in each side of the groove under various inclined angles (when w is 0.70 rad, 0.82 rad and 0.94 rad)

图 13 为不同螺旋角下有重力模型和无重力模型的换热系数对比。为了计算结果的代表性,有重力模型的倾斜角 $\delta = 0^\circ$ 。从图中可以看出,随着螺旋角的增大,浮升力对换热系数的影响也是随之变大的。同时,有重力模型的换热系数总是高于无重力模型的,这意味着浮升力改善了换热性能。

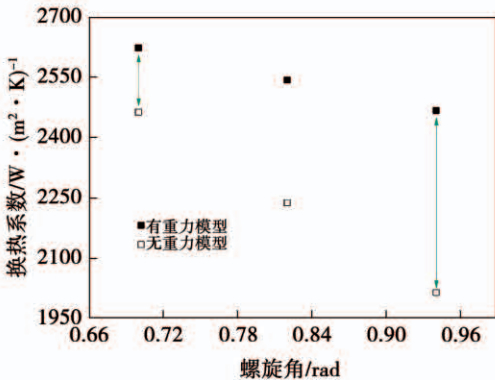


图 13 不同螺旋角下有重力换热系数的对比

Fig. 13 Comparison of the heat transfer coefficients with and without gravity under different helix angles

在上述分析的基础上,为了确定不同螺旋角下的最优倾斜角,研究了 3 种螺旋角下总换热系数随倾斜角的变化趋势,如图 14 所示。

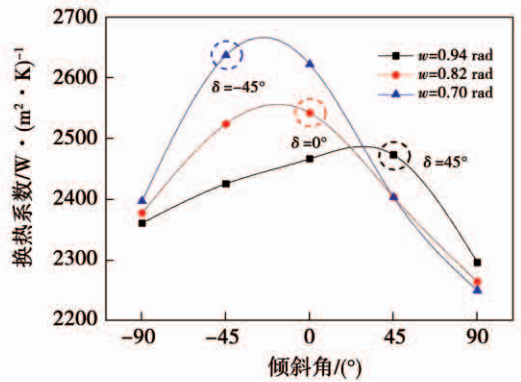


图 14 不同螺旋角总换热系数随倾斜角的变化

Fig. 14 Variations of the total heat transfer coefficient with the inclined angle under different helix angles

可以看出,随着倾斜角的改变,总是存在最优倾斜角使得换热系数最大。并且随着螺旋角的增大,

最优倾斜角从倾斜向下流动($\delta = -45^\circ$)变为倾斜向上流动($\delta = 45^\circ$)。这是因为,对于 $w = 0.70 \text{ rad}$, 流动速度是主要影响因素,倾斜向下流动可以提高近换热面流体速度,因此其最优倾斜角为 $\delta = -45^\circ$;对于 $w = 0.94 \text{ rad}$,浮升力是主要影响因素,倾斜向上流动可以增大浮升力效果,因此其最优倾斜角为 $\delta = 45^\circ$ 。

4 结 论

对倾斜螺旋槽管内超临界 CO_2 冷却换热特性进行了研究,采用 RNG $k - \varepsilon$ 湍流模型对流动换热过程进行了数值计算,得出结论:

(1) 重力沿流动方向的分量(g_x)和垂直于流动方向的分量(g_y)对超临界 CO_2 流动特性有不同的影响。随着倾斜角的增大,由于 g_x 的变化,速度峰值向绝热面移动,导致冷却面附近的湍流动能减小。 g_y 主要造成的是沿旋转方向的非周期速度分布。

(2) 当流体温度高于拟临界温度时,倾斜角减小使得近壁流体加速,这将会增强换热;当流体温度低于拟临界温度时,换热系数随倾斜角的变化正好相反。此时影响换热系数的主要因素是速度梯度。

(3) 随着螺旋角的增大,螺旋程度减小,流体混合程度减弱,这使得浮升力对传热的影响更为明显。存在最优倾斜角使得换热系数最大,且随着螺旋角的增大,最优倾斜角从倾斜向下流动($\delta = -45^\circ$)变为倾斜向上流动($\delta = 45^\circ$)。

参考文献:

[1] PAULA C, DUARTE W, ROCHA T, et al. Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a[J]. International Journal of Refrigeration, 2020(113):10-20.

[2] AUSTIN B, SUMATHY K. Transcritical carbon dioxide heat pump systems: a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(8):4013-4029.

[3] MA Y, LIU Z, TIAN H. A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles[J]. Energy, 2013(55):156-172.

[4] WANG D, CHEN Z, GU Z, et al. Performance analysis and comprehensive comparison between CO_2 and $\text{CO}_2/\text{ethane}$ azeotropy mixture as a refrigerant used in single-stage and two-stage vapor compression transcritical cycles[J]. International Journal of Refrigeration, 2020(115):39-47.

[5] GE Y, TASSOU S, SANTOSA I, et al. Design optimisation of CO_2 gas cooler/condenser in a refrigeration system[J]. Applied Energy, 2015(160):973-981.

[6] LORENTZEN G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(5):292-301.

[7] LORENTZEN G, PETERSEN J. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning[J]. International Journal of Refrigeration, 1993, 16(1):4-12.

[8] CHU W, LI X, MA T, et al. Experimental investigation on sCO_2 -water heat transfer characteristics in a printed circuit heat exchanger with straight channels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017(113):184-194.

[9] BRUCH A, BONTEMPS A, COLASSON S. Experimental investigation of heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled vertical tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(11):2589-2598.

[10] WANG J, GUAN Z, GURGENCI H, et al. Numerical study on cooling heat transfer of turbulent supercritical CO_2 in large horizontal tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018(126):1002-1019.

[11] LEE S, HOWELL J. Turbulent developing convective heat transfer in a tube for fluids near the critical point[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41(10):1205-1218.

[12] WALISCH T, MÜLLER M, DÖRFLER W, et al. The heat transfer to supercritical carbon dioxide in tubes with mixed convection[J]. Process Technology Proceedings, 1996, 12:199-204.

[13] YANG C, XU J, WANG X, et al. Mixed convective flow and heat transfer of supercritical CO_2 in circular tubes at various inclination angles[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019(64):212-223.

[14] ZHANG S, XU X, LIU C, et al. The buoyancy force and flow acceleration effects of supercritical CO_2 on the turbulent heat transfer characteristics in heated vertical helically coiled tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018(125):274-289.

[15] WANG K, XU X, LIU C, et al. Experimental and numerical investigation on heat transfer characteristics of supercritical CO_2 in the cooled helically coiled tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017(108):1645-1655.

[16] XU X, ZHANG Y, LIU C, et al. Experimental investigation of heat transfer of supercritical CO_2 cooled in helically coiled tubes based on exergy analysis[J]. International Journal of Refrigeration, 2018(89):177-185.

[17] ZHU Y, HUANG Y, LIN S, et al. Study of convection heat transfer of CO_2 at supercritical pressures during cooling in fluted tube-in-tube heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2019(104):161-170.

[18] LI Y, SUN F, XIE G, et al. Numerical investigation on flow and thermal performance of supercritical CO_2 in horizontal cylindrical concaved tubes[J]. Applied Thermal Engineering, 2019(153):655-668.