

带射流腔圆管流动与传热特性数值模拟与实验研究

李 明¹, 王 永¹, 申家元², 刘兆轩², 李文明²

(1. 协众国际热管理系统(江苏)股份有限公司, 南京 211100;

2. 东南大学 能源与环境学院, 南京 210096)

摘 要: 针对传统圆管内单相表面传热过程中一直存在的厚热边界层以及流体混合不足的问题, 研究了一种新型射流腔插入物, 通过实验与数值模拟研究其在雷诺数 $Re=200\sim 1\,100$ 范围内对圆管内流体流动和传热的影响机理。结果显示, 新型射流腔能够产生垂直于换热壁面的强射流, 在流体热边界层内产生强烈的扰动, 促进空间冷热流体的混合, 显著地提升了对流传热效率, 即努塞尔数(Nu)。相比于涡杆和翼型扰流结构, 归一化的 Nu 提升了约一倍。同时, 综合评价指标(η)也远高于两者, 达到了 2.4。此外, 数值模拟结果显示, 中心杆直径越大, 换热性能越好, 直径为 6 mm 时 Nu 高达 117, 相比光滑圆管提高了 292%, 综合评价指标(η)达到了 2.86。因此, 本文提出的新型射流腔插入物对管内表面传热有重要的影响作用, 为设计高效圆管换热器提供了可选方案。

关 键 词: 表面传热; 强化传热; 射流腔; 边界层; 增强混合

中图分类号: V228.3

文献标志码: A

Numerical simulation and experimental study on flow and heat transfer characteristics in tube with jet chamber

Li Ming¹, Wang Yong¹, Shen Jiayuan², Liu Zhaoxuan², Li Wenming²

(1. Xiezhong International Thermal Management System (Jiangsu) Company Limited,

Nanjing 211100, China;

2. School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: The single-phase convection heat transfer in traditional tube suffers from thick thermal boundary layer and insufficient fluid mixing. This study proposes a novel jet chamber insert to generate strong jetting flow. The effects of jet chamber on fluid flow and heat transfer characteristics of tube are experimentally and numerically investigated for Reynolds number varying from 200 to 1100. The results indicate that the jet chamber is capable of generating jet flows that impacts the inner wall vertically and disrupts the fluid and thermal boundary layers. Spatial fluid mixing is achieved, significantly enhancing convective heat transfer in terms of Nusselt number (Nu). The experimental results indicate that the normalized Nu is enhanced about 1-fold compared to that of coiled wire and vortex rods inserts. Also, the performance evaluation criteria (η) is much higher, up to 2.4. Furthermore, the numerical study shows that the rod diameter has significant impact on fluid flow and heat transfer performance. The larger diameter

收稿日期: 2025-09-11

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(52476060)

作者简介: 李明(1988—), 工程师, 硕士, 研究方向为新能源汽车热管理。E-mail: ming.li@njxiezhong.com

通信作者: 李文明(1986—), 教授, 博士生导师, 博士, 研究方向为微尺度流动与传热。E-mail: wenmingli@seu.edu.cn

引用格式: 李明, 王永, 申家元, 等. 带射流腔圆管流动与传热特性数值模拟与实验研究[J]. 航空动力学报, 2027, 42(1): 20250422. Li Ming, Wang Yong, Shen Jiayuan, et al. Numerical simulation and experimental study on flow and heat transfer characteristics in tube with jet chamber[J]. Journal of Aerospace Power, 2027, 42(1): 20250422.

leads to higher heat transfer performance. The Nu is up to 117 when the diameter is 6 mm. Compared to smooth tube without any insert, an enhancement of 292% is achieved. Additionally, the η is increased to 2.86. Finally, this new jet chamber insert is very effective in improving convection heat transfer performance of tube, providing practical solution for the design of efficient heat exchanger.

Keywords: Convective heat transfer; enhanced heat transfer; jet chamber; thermal boundary layer; enhanced mixing

符号表

D_0	射流腔翼片直径, mm	$t_{f,ave}$	流体平均温度, $^{\circ}\text{C}$
D_{hole}	射流孔直径, mm	$t_{w,ave}$	铜管内壁平均温度, $^{\circ}\text{C}$
D_i	射流腔腔室直径, mm	λ_w	铜的热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$
Φ	射流腔中心杆直径, mm	λ	水的热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$
D_{in}	铜管内径, mm	L	铜管的长度, mm
D_{out}	铜管外径, mm	q_{eff}	有效热流密度, W/m^2
W_d	射流腔腔室长度, mm	Re	雷诺数
W_c	射流腔腔室间距, mm	Nu	努塞尔数
W_b	射流孔到腔室底部的最短距离, mm	h	表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$
W_h	射流孔间距, mm	u	流体入口速度, m/s
Q	加热功率, W	μ	动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
Q_{loss}	热损, W	p_{in}	流体入口压力, kPa
t_i	热电偶测点温度, $^{\circ}\text{C}$	p_{out}	流体出口压力, kPa
t_w	铜管外壁平均温度, $^{\circ}\text{C}$	Δp	压降, kPa
t_{in}	入口水温, $^{\circ}\text{C}$	f	摩擦因数
t_{out}	出口水温, $^{\circ}\text{C}$	η	综合评价指标

随着工业技术的快速发展, 航空航天^[1], 数据中心^[2], 电力基站^[3] 和新能源汽车^[4] 等领域中的电子设备越来越集成化, 导致其功率密度不断攀升, 运行过程中产生的大量热量若不能及时散出, 将造成设备温度过高甚至超出安全阈值, 严重影响其可靠性与寿命。管壳式换热器作为工业换热系统的核心装备之一, 其基本换热单元——圆管的换热性能对换热器整体换热效率具有决定性影响^[5-6]。然而, 传统圆管换热器进行单相换热时存在明显局限, 主要表现为热边界层和速度边界层较厚^[7], 管内流体混合不均匀, 速度场和温度场协同性差等问题^[8]。为突破这一局限, 研究者们正积极探索相关的强化换热技术。其中, 通过在管内插入扰流元件以增强流体扰动、促进流体混合的被动式强化换热方法, 因其成本低廉且易于加工制造, 已在工业领域获得广泛应用。

常见的扰流结构主要包括纽带^[9-10]、螺旋线圈^[11] 和螺旋片^[12] 等。张春华等^[13] 指出, 纽带作为一种典型的涡流发生器, 其涡流场结构的精细调控对平衡流动阻力与强化传热性能至关重要, 因此研究者围绕纽带结构及其组合形式开展了广

泛研究。Guo 等人^[14] 提出一种无中心杆的纽带, 通过数值模拟研究了其在圆管中层流中的传热强化特性。研究表明该结构通过减少中心区域流动阻塞, 增强流体混合的同时优化了流场结构, 增强传热性能约 10%。陶振宇等^[15] 研究了一种借助流体冲击力产生的力矩, 从而使得纽带旋转起来的自旋纽带, 实验发现插入纽带后管内流体产生明显的二次流, 径向混合效果提高, Nu 提升幅度最大可达 37%。García 等人^[16] 通过实验验证, 线圈插入物可在集热器流道中诱导旋转流动, 从而有效破坏边界层, 且强化效果随质量流量的增大更为显著, 这一点在 Kumar 等人^[17] 的研究结果中得到了印证。螺旋片能够产生强烈的漩涡流, 破坏边界层, 进一步增强换热, Chaurasia 等人^[18] 实验研究发现螺旋片可以时 Nu 最高提升 170%, 展现出了比纽带更强的性能。Tusar 等人^[19] 通过三维 CFD 模拟分析了螺旋片插入件的温度场, 结果表明插入件通过降低管壁温度梯度和改善流体混合, 使管壁温度降低约 15%, 有效减少了热力学不可逆损失, 这是螺旋片插入件拥有良好换热性能的重要原因。

扰流结构通过改变流场中速度矢量的大小与方向, 增强流体径向混合强度, 从而为强化传热创造有利条件。该机理可通过场协同原理进一步阐释: 表面传热的强弱取决于流体速度矢量和壁面温度梯度矢量的点积^[20], 这意味着强化换热不仅需要增大两矢量的模值, 还需尽可能减小两者之间的夹角, 让流场与温度场尽可能契合。李娟等^[21] 基于该原理, 采用数值模拟研究了横排锯齿翅片在湍流工况下的传热与流动特性, 发现其周期性结构可引导流体发生弯曲扰流, 增大近壁区的温度梯度于速度梯度, 从而显著提升传热效率。Liu 等人^[22] 研究了锥形条插入件的圆管在层流状态下的传热特性, 实验发现锥形条中心角增大, 可以增强流体的扰动, 改变速度矢量的方向, 但是流动阻力也随之增加, 在 $Re=900$ 时, 努塞尔数 (Nu) 提升 3.5 倍, 整体换热性能大幅度提升。

尽管上述插入结构可通过诱发涡流与二次流在一定程度上强化传热, 但是其对边界层的破坏能力仍较为有限, 尤其在产生垂直于管壁的径向速度分量方面效果不足。为此, 本文提出了一种新型射流腔插入物, 该结构由 5 个底部封闭的腔室经中心杆串联而成, 且各腔室侧壁均分布射流

孔。当流体流过射流腔时, 其独特的腔室与射流孔设计能够将轴向主流转化为垂直壁面的高速射流, 进而实现对边界层的有效破坏与流体的全域混合。本文采用实验和数值模拟的方法, 系统研究了层流状态下内置射流腔圆管的流动与传热特性, 并重点探究了中心杆直径这一关键结构参数对管内传热特性的影响规律。

1 实验平台及模型验证

1.1 新型插入物的设计

新型扰流结构——射流腔的物理模型和实物样品如图 1 所示。该射流腔结构一共有 5 个腔室, 每个腔室底部封闭, 腔室壁面上设计有直径 1.7 mm 的小孔, 每一个单独的腔室壁面上的小孔数量为 90 个, 这些小孔起到了类似于喷嘴的作用, 可以引导流体形成射流, 垂直冲击向壁面。这些腔室通过不同直径的连接杆连接, 每个腔室之间存在 9 mm 的间隔。腔室的前端设计有直径略小于圆管内径的翼片, 用于引导流体进入射流腔。每个射流腔的长度为 21 mm, 整个射流腔插入件的长度为 141 mm。射流腔插入物的具体尺寸见表 1。

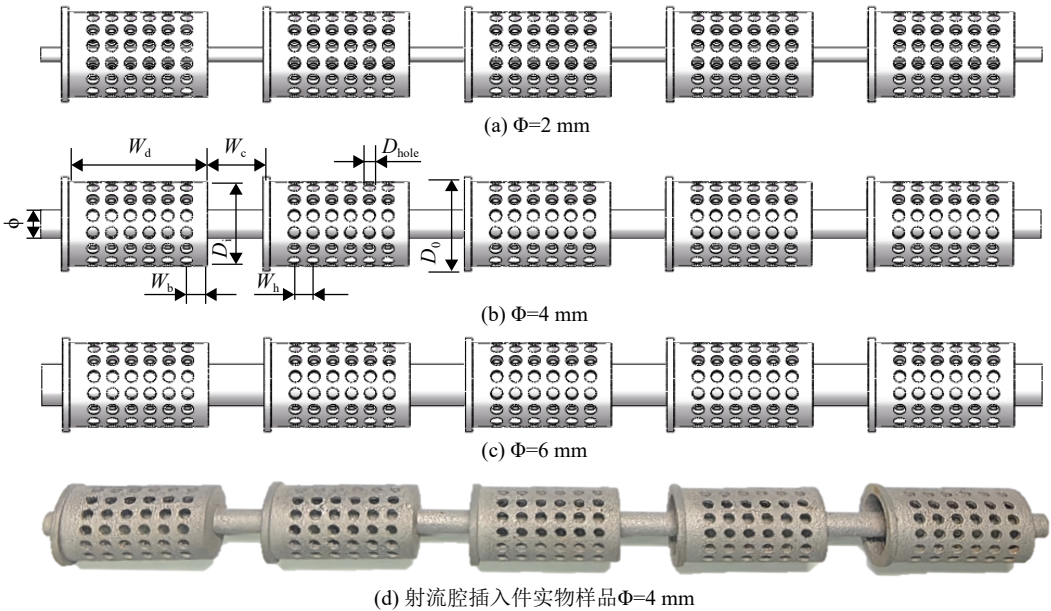


图 1 射流腔插入件物理模型
Fig. 1 Physical models of jet chamber

表 1 射流腔尺寸参数

Table 1 Jet chamber dimensional parameters mm

D_0	D_i	D_{hole}	Φ	W_d	W_c	W_b	W_h
13.5	12	1.7	4	21	9	2	2.7

1.2 实验平台设计

实验台示意图如图 2(a)所示,实验装置主要由 3 个系统组成:供液系统、换热性能测试系统和数据采集系统。在供液系统中,工作流体由高压氮气驱动进入换热管。为保证流体流量稳定,供气压力维持在 0.3 MPa。流体进入换热器前,需依次经过过滤器过滤杂质,并通过齿轮流量计(上海瓷熙,型号 CX-M6-SS)完成流量测量。在换热性能测试系统中,工作流体(去离子水)在通过测试段的加热段铜管后,通过冷凝器冷却到达废液罐。为了减小热损,测试段的铜管采用一体化加工的方式,将铜管与加热铜壳

制作为一体,如图 2(b)所示。铜管内径 14 mm,壁厚 1 mm,长度 200 mm,加热铜壳 130 mm,厚度 10 mm,铜壳的两侧加工有 16 个加热棒插孔,用作加热热源,铜壳外侧装有聚乙烯材料制成的保温外壳,可进一步减小热损。为了获得数据,在测试段的两端安装有四通接头,连接 k 型热电偶和压力传感器(杭州米科,PCM300D),分别测量进出口流体的温度和压力。此外,加热铜壳的表面加工有 14 个直径 1 mm,深度 10 mm 的热电偶插孔,用于测量管壁温度。本实验的研究工况范围为 $Re=200\sim 1100$,实验过程中加热功率恒定为 400 W。

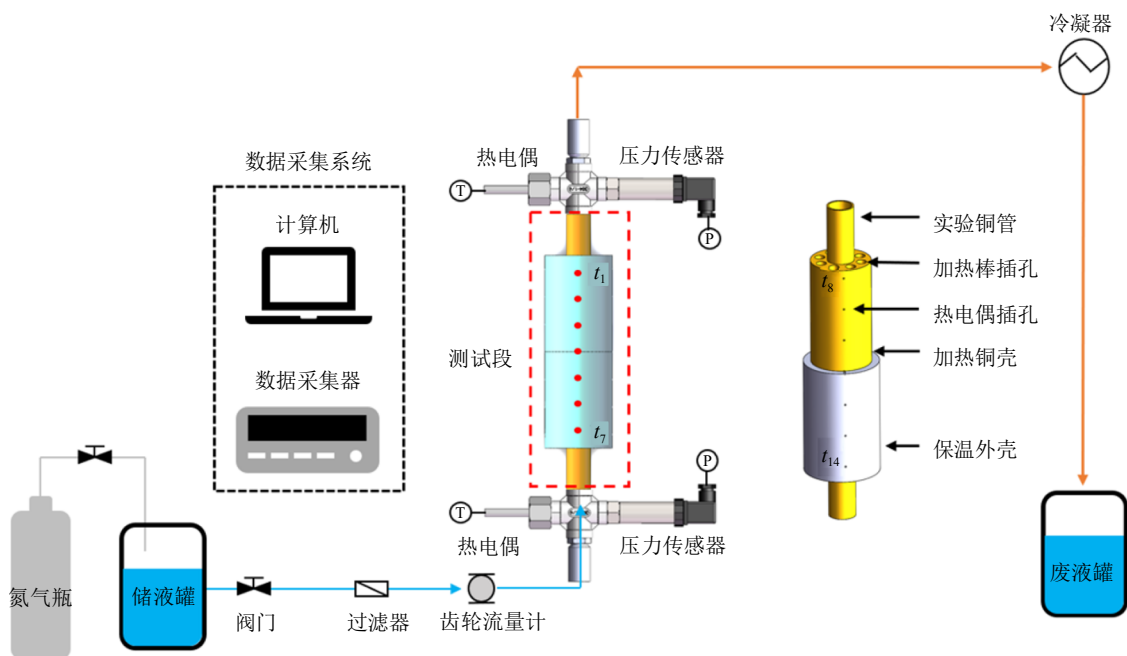


图 2 实验台示意图以及测试样品模型

Fig. 2 Schematic diagram of the experimental setup and test sample model

1.3 实验系统验证

实验首先对加热段的热损失进行测量:在不通入工作流体的条件下施加加热功率,待环境与测试段铜管间达到热交换平衡状态后,记录平衡时的加热功率 Q 和外壁温度 $t_1\sim t_{14}$,此时的热损(Q_{loss})即为加热功率 Q 。可从如下公式计算出平均壁温:

$$t_w = \sum_{i=1}^{14} t_i / 14 \quad (1)$$

对测得的热损失与平均壁温数据进行线性拟合(图 3(a)),得线性关系式如下:

$$Q_{\text{loss}} = 0.178\,89 \cdot t_w - 4.045\,79 \quad (2)$$

为了验证实验系统的准确性,将实验测量的出口水温 and 基于能量守恒计算出的理论出口水温绘制在图 3(b)中,同时对比了实验和仿真的平均壁温和 Nu (图 3(c),图 3(d)),其中 Nu 的平均误差为 -2.78%,壁面温度的平均误差为 1.13%,最大误差为 12.8%,实验结果与仿真结果的吻合程度较高,证明实验方法具备准确性和可靠性。

1.4 物理模型及网格独立性验证

为了简化计算建模和过程,本文提出了几个假设:流体不可压缩、连续且各向同性;插入件是刚性的(插入件的弯曲和振动忽略不计);插入件的热传导和向环境的热损失忽略不计。根据这些假设,列出以下方程^[23]:

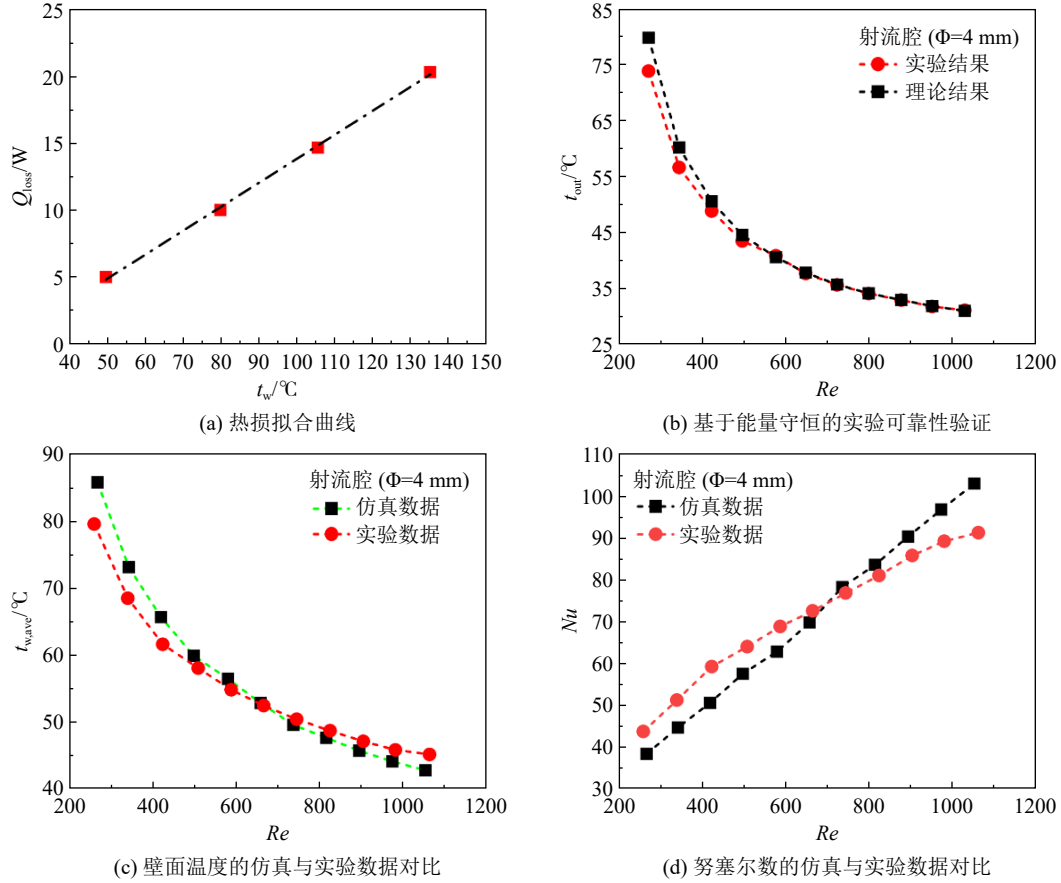


图 3 实验可靠性与仿真模型验证

Fig. 3 Experimental reliability and simulation model validation

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (4)$$

$$\rho c_p (\mathbf{u} \cdot \nabla t_f) = k_f \nabla^2 t_f \quad (5)$$

其中 ρ , $\mathbf{u}$ 和 c_p 分别为流体密度、流速和比定压热容。 t_f 和 k_f 分别为流体温度和导热系数。此外, ρ , μ , c_p 和 k_f 的参数与温度有关^[24-25]。

本文使用 COMSOL Multiphysics 软件进行数值模拟,具体边界条件设置如下:流体的入口温度为 20 °C,雷诺数范围 200~1 100,内壁的恒定热

通量为 69 000 W/m²,出口压力设定为环境压力,所有液固界面均不存在滑移条件,模型细节见图 4。

图 5 展示了网格数量对出口水温的影响,当网格数量为 800 万时,压降趋于收敛,因此,本文中的数值模拟案例均使用 800 万的网格数量。

1.5 关键参数计算

为了研究插入物表面传热特性,本文对关键的流体流动和传热参数进行了相应的计算。流体平均温度($t_{f,ave}$)和内壁平均温度($t_{w,ave}$)可通过式(6),式(7)计算。

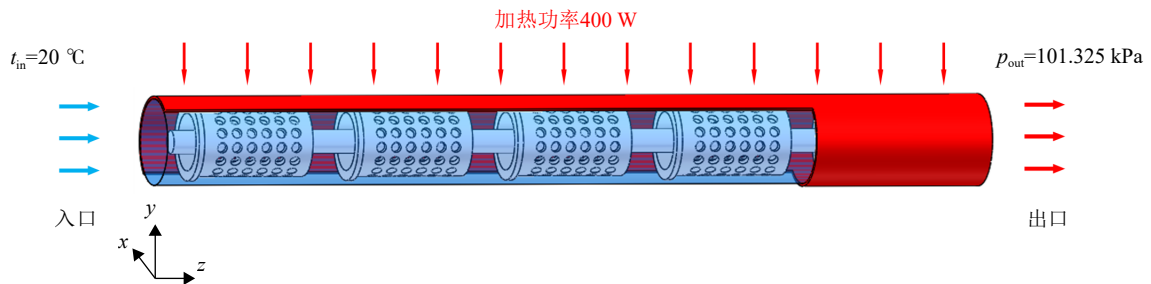
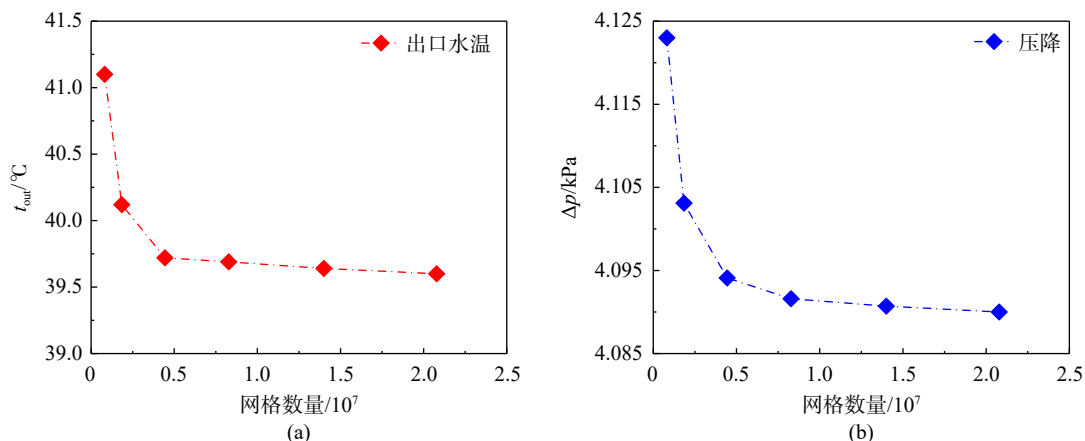


图 4 物理模型和边界条件

Fig. 4 Physical model and boundary conditions

图 5 出口水温 and 压降随网格数量的变化($Re=600$)Fig. 5 Variation of outlet water temperature and pressure drop with number of grids($Re=600$)

$$t_{f,ave} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} \quad (6)$$

$$t_{w,ave} = t_w - \frac{Q}{2\pi\lambda_w L} \ln\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right) \quad (7)$$

其中 t_{in} 是入口水温, $^{\circ}\text{C}$; t_{out} 是出口水温, $^{\circ}\text{C}$; λ_w 是铜的热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$; L 是铜管的长度, mm ; D_{out} 是铜管外径, mm ; D_{in} 是铜管内径, mm 。

有效热流密度可通过如下公式计算:

$$q_{eff} = \frac{Q - Q_{loss}}{\pi D_{in} L} \quad (8)$$

雷诺数 Re 是流动传热问题中的重要参数, 计算式见(9)

$$Re = \frac{\rho u D_{in}}{\mu} \quad (9)$$

本文计算了不同 Re 条件下的表面传热系数 h , 努塞尔数 Nu , 压降 Δp , 计算式见(10), (11), (12)。

$$h = \frac{q_{eff}}{t_{w,ave} - t_{f,ave}} \quad (10)$$

$$Nu = \frac{h D_{in}}{\lambda} \quad (11)$$

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (12)$$

其中 h 表示表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$; u 为入口流体速度, m/s ; λ 是流体的热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$; μ 是流体的动力黏度 $\text{Pa}\cdot\text{s}$; p_{in} 是流体入口压力, kPa ; p_{out} 是流体出口压力, kPa 。

为了对插入件的换热性能进行综合评估, 本文采用综合评价指标(η)^[26] 进行评估, 其中 f 表示摩擦因数, 下标 0 表示光滑管。

$$f = \frac{\Delta p}{\left(\frac{L}{D_{in}}\right) \rho u^2 / 2} \quad (13)$$

$$\mu = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (14)$$

1.6 不确定度分析

加热功率、热损、电压、电流、体积流量和壁面温度的不确定度分别为 $\pm 1\%$, $\pm 1\%$, $\pm 0.5\%$, $\pm 0.5\%$, $\pm 0.5\%$ 和 $\pm 0.4^{\circ}\text{C}$ 。使用 Kline 和 McClintock^[27] 开发的分析方法计算不确定度。当衍生参数 R 为 R_1 , R_2 , ..., R_n 等变量的函数, 且这些变量的不确定度分别为 ΔR_1 , ΔR_2 , ..., ΔR_n 时, R 的相对不确定度可按下列公式计算:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{R} \left[\left(\frac{\partial R}{\partial R_1} \Delta R_1 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial R_n} \Delta R_n \right)^2 \right]^{0.5} \quad (15)$$

所有的不确定度列于表 2 中。

表 2 各参数的直接和间接不确定度
Table 2 Direct and indirect uncertainties for each parameter

参数	不确定度
压力传感器/%	± 0.25
加热功率/%	± 1
热损/%	± 1
电压/%	± 0.5
电流/%	± 0.5
体积流量/%	± 0.5
温度/ $^{\circ}\text{C}$	± 0.4
有效热流密度/%	± 5.78
努塞尔数/%	± 6.4
系数换热系数/%	± 6.25

2 结果与讨论

2.1 流动传热特性

2.1.1 射流腔对传热特性的影响

壁面平均温度是评价换热器性能的关键指标,其数值越低,表示换热能力越强。图6显示了给定入口雷诺数范围内光滑管和插入射流腔($\Phi=4$ mm)的圆管壁面平均温度的实验结果。光滑管内容易形成稳定的流动与热边界层,热量传递主要依赖导热,热阻较大,因而壁面温度始终较高,且随着雷诺数增大,温度下降幅度有限,这表明在充分发展的层流工况下,仅通过提高流体流速对改善换热性能的贡献较弱。相比之下,射流腔($\Phi=4$ mm)显著降低了壁面温度,在入口 $Re=400$ 时相比光滑管降低 9.8 $^{\circ}\text{C}$, 并且随着 Re 的增加,降温趋势更加明显。该强化效果源于射流腔对流场结构的重构,其通过产生垂直壁面的高速射流有效破坏边界层,将主流区和近壁区流体之间的

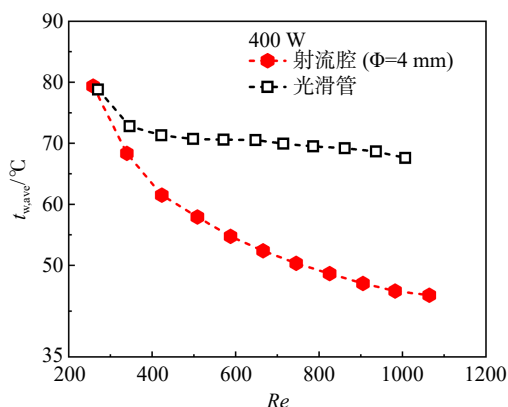
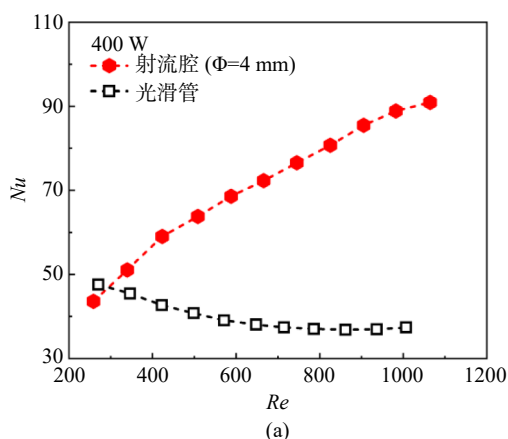


图6 射流腔和光滑管的平均壁面温度变化

Fig. 6 Average wall temperature variation in the jet chamber and smooth tube



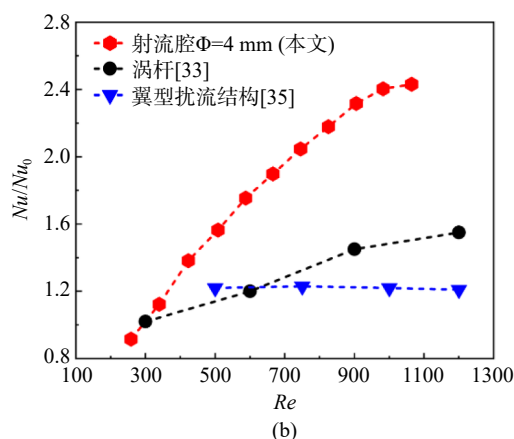
(a)

热量输送连通起来^[28],从而显著提升传热效率并降低壁温。

图7显示了射流腔($\Phi=4$ mm)插入物和光滑管的 Nu 随 Re 的变化关系。在光滑管中, Nu 随 Re 增加基本保持不变,表明单纯提高流量而未引入扰动难以有效增强传热性能^[29]。而射流腔($\Phi=4$ mm)的 Nu 值随着 Re 的增加表现出近线性增长(图7a),从 43.6 提升到 90.9 , 提升幅度高达 208% 。归一化努塞尔数(Nu/Nu_0)亦随 Re 上升而显著升高(图7b),入口 $Re=1\ 000$ 时,归一化努塞尔数为 2.4 ,这意味着此时射流腔的换热能力是光滑管的 2.4 倍。与其他插入物相比,射流腔插入物的归一化努塞尔数全程处于最高状态,说明本文研究的扰流结构射流腔,对于换热能力的提升幅度较大。当入口 $Re<300$ 时, Nu 值略低于光滑管,对此本文从以下两方面展开分析:第一,低雷诺数工况下,管内流体动能较低,难以形成数值仿真中理想的均匀射流场,导致射流腔插入件无法充分发挥强化传热作用,其换热效果未体现优势。第二,实验数据处理过程中不可避免存在测量不确定度;而低入口雷诺数条件下,射流腔插入件与光滑管的 Nu 值本就接近,测量不确定度的影响相对凸显,从而出现射流腔插入件 Nu 值略低的现象。射流腔插入物的优异性能得益于其高动量的垂直射流,不仅提升流速,更使速度矢量与温度梯度矢量高度协同,符合场协同原理^[30],从而实现对流传热效率显著提升。

2.1.2 射流腔对流动特性的影响

图8呈现了不同管内插入件工况下实验测得的压降数据。由于光滑管的管内无内部结构阻碍流体流动,且层流工况下流体流动阻力以黏性阻



(b)

图7 射流腔和光滑管的 Nu 随 Re 变化

Fig. 7 Nu versus Re for the jet chamber and smooth tube

力为主, 流速变化对总阻力影响有限, 故其压降始终处于较低水平且变化平缓, 雷诺数对压降的影响较小。相比之下, 插入射流腔插入件之后, 压降随着 Re 的增加而增加, 这样的结果与文献 [31] 的结果一致。射流腔插入物改变了原本的流场, 其底部封闭的独特结构使流体通过侧壁上的射流孔

流出, 将流动方向从轴向改为径向, 这一行为增大了流体的流动阻力, 所以压降随着 Re 的增加而增加。图 8(b) 显示, 引入射流腔后压降增加约 7%, 但是 Nu 获得了 240% 的提升, 这表明传热的增强远远超过了泵送功耗的增加, 证明了射流腔插入物具有较高的综合性能。

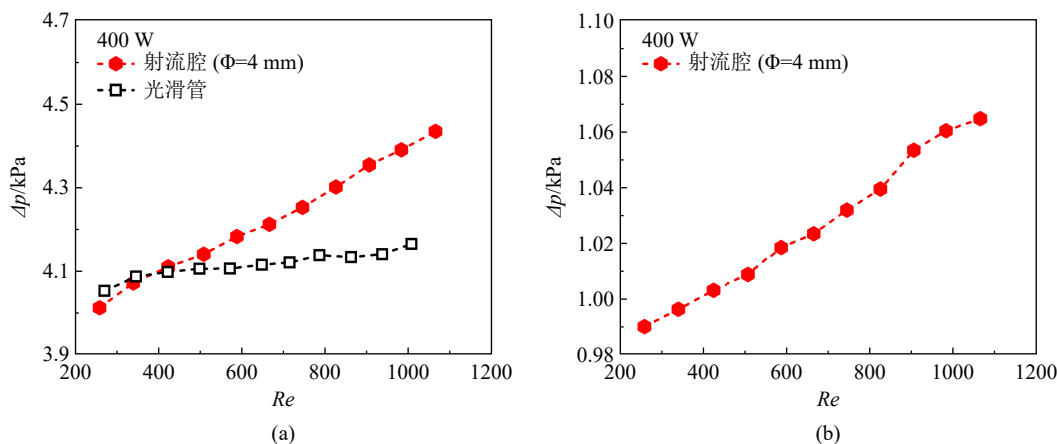


图 8 射流腔和光滑管的流动阻力比较

Fig. 8 Comparison of flow resistance in jet chamber and smooth tube

2.1.3 射流腔换热性能的综合评估

为了综合评价射流腔插入物的性能, 图 9 展示了基于 η (综合评价指标) 的分析结果。 η 综合考虑了 Nu 值的增加和相应的压力损失, 是评估各种强化传热技术的综合指标 [32]。由图 9 可知, 当入口雷诺数 $Re \geq 300$ 时, 射流腔插入件的 $\eta \geq 1$; 且随 Re 的增大, η 值呈持续上升趋势, 最大可达 2.38。根据 η 的定义, 当 $\eta > 1$ 时, 表明强化传热带来的收益已超过流动阻力损失的增量, 具备工程应用价值。为进一步凸显射流腔插入件的综合优势, 本文将其与文献 [33-35] 中其他典型插入件(螺旋杆、螺旋线圈及翼型扰流结构)的 η 值进行对

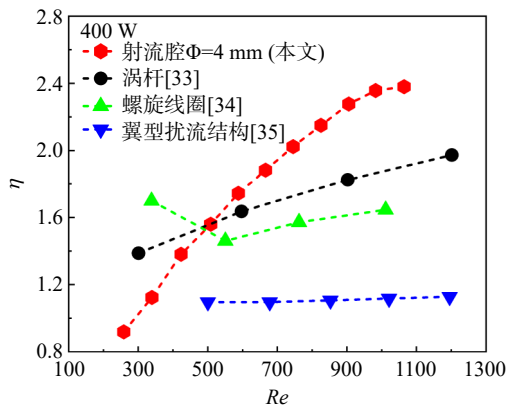


图 9 综合评价指标

Fig. 9 Performance evaluation criteria

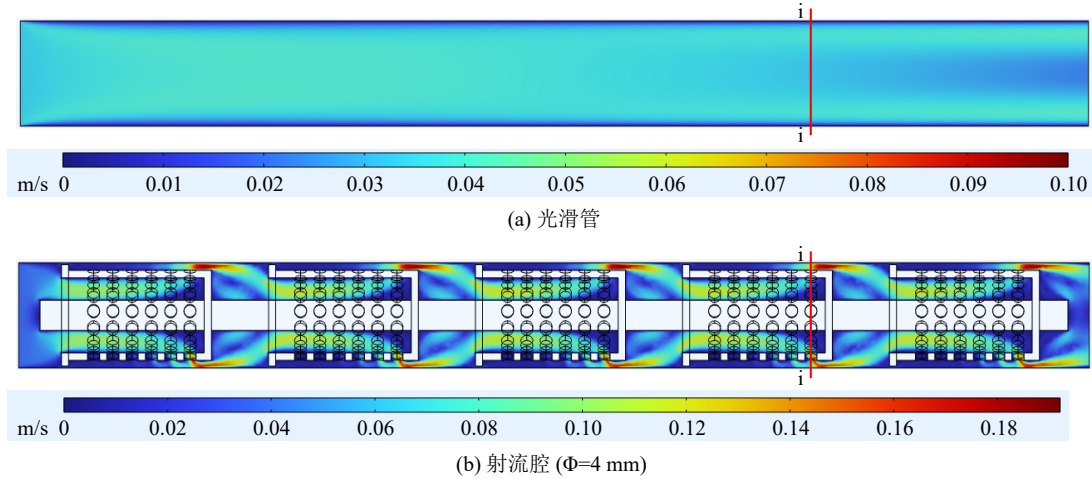
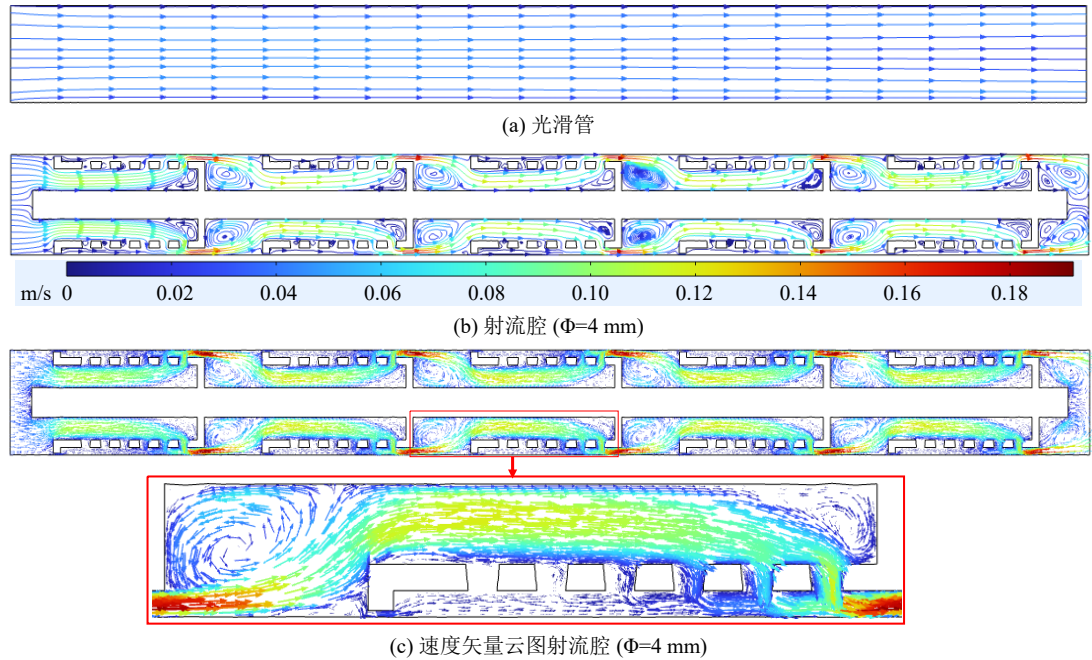
比(见图 9)。结果显示, 上述对比插入件的 η 值始终处于 1~2 区间, 且随 Re 增大的增幅较为缓慢; 而射流腔插入件的 η 值从入口 $Re=500$ 开始全面超越其他插入件, 展现出最优的综合换热性能。综上所述, $\Phi=4$ mm 的射流腔插入件兼具优异的传热强化效果与较低的流动阻力增幅, 为一种高效提升管内对流传热的被动式强化换热技术。

2.2 数值模拟分析

2.2.1 射流腔对流场的影响

为揭示射流腔强化表面传热的内在机理, 本研究对其内部流场结构进行了数值模拟分析。图 10 显示的是流动方向中心截面的速度云图, 光滑管(图 10(a))中层流占主导地位, 壁面处速度低, 流体流动平缓, 流动方向几乎不变。插入射流腔($\Phi=4$ mm)的圆管后速度分布(图 10(b))有了明显变化, 流体在进出腔室的过程中速度明显提升, 尤其在腔室底部形成高速径向射流, 冲刷壁面, 有效减薄热边界层。该结果进一步验证了边界层破坏作为强化传热有效手段的结论 [36]。

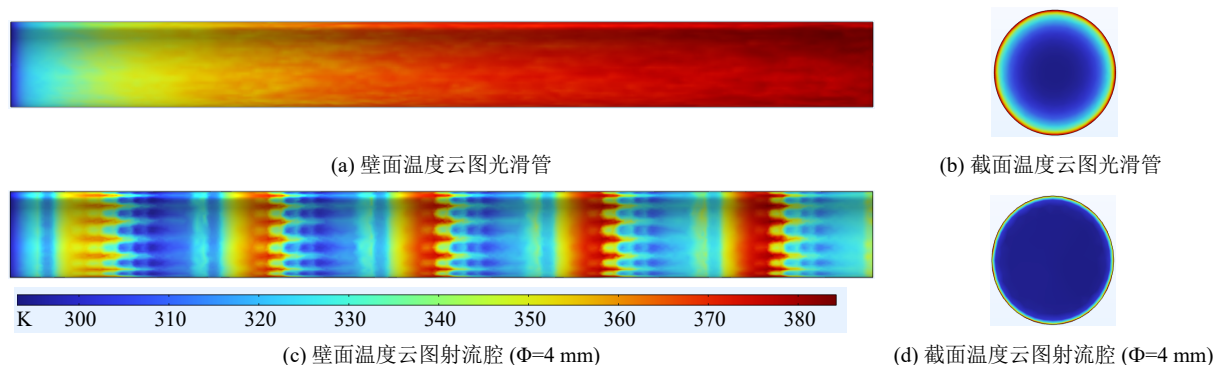
图 11 通过流线速度与速度矢量图进一步展示了射流腔对空间流体掺混特性的影响。光滑管(图 11(a))内流线平行、混合微弱, 边界层稳定发展, 制约了传热性能。相比之下, 射流腔凭借其独特结构, 改变了流场模式, 将轴向主流转化为垂直冲击壁面的高速射流, 强烈扰动边界层, 显

图 10 入口 $Re=600$, 速度云图Fig. 10 Inlet $Re=600$, velocity contours图 11 入口 $Re=600$, 流场云图Fig. 11 Inlet $Re=600$, flow field contours

著改善近壁区表面传热条件。图 11c 的局部放大矢量图表明, 流体进入射流腔时因流通截面收缩获得第一次加速, 到达腔底后转向, 经射流孔形成射流, 并在腔室与管壁的狭小流道中实现二次加速, 进入下一腔室。射流腔的独特结构, 让流体的速度矢量和壁面处温度梯度矢量获得了高度的重合^[37-38]。此外, 在腔室底部和间隙区域生成的涡流结构进一步增强了流体掺混, 有助于温度场均匀化。然而, 此类复杂涡旋与速度方向的剧烈变化也增大了流体与壁面及插入件之间的摩擦^[39], 导致机械能损失上升, 因此射流腔结构的流动阻力高于光滑管。

2.2.2 射流腔对温度场的影响

图 12 展示了入口 $Re=600$ 时的壁面温度云图和出口截面温度云图。光滑管的壁面温度(图 12(a))在入口处较低, 沿着流动的方向, 壁面温度显著提高, 这是因为光滑管内稳定发展的边界层阻碍了热交换。与光滑管相比, 射流腔插入件的壁面温度分布(图 12(c))整体更低: 每个腔室底部区域的径向射流强度最高, 从射流孔喷出的高速冷流体持续冲刷高温管壁, 显著强化局部对流传热效果, 从而有效抑制壁面温度的升高。而腔室前端区域的射流孔射流强度远低于底部, 因此其壁面降温效果较弱。在出口截面处, 光滑管(图 12

图 12 入口 $Re=600$, 壁面及出口截面温度云图Fig. 12 Inlet $Re=600$, wall and outlet temperature contours

(b)) 近壁面处流体温度高, 中心处流体温度低, 说明光滑管内流体的混合情况差, 温度分布不均匀。射流腔插入件产生扰动, 促进流场内冷热流体的径向和周向混合, 提升了整体的换热效率, 因此出口截面处(图 12(d))流体温度更低, 且分布均匀。

2.3 射流腔中心杆直径对换热性能的影响

2.3.1 流动传热性能

基于以上研究可知, 射流腔插入物能够显著

提高换热器的换热能力, 而中心杆直径决定了腔室内流体流动的空间, 这将直接影响插入件的换热性能, 为此设计了 $\Phi=2$ mm 和 $\Phi=6$ mm 的射流腔插入件, 并通过数值模拟的方法研究中心杆直径变化所产生的影响, 将得到的仿真结果绘制与图 13 中。

图 13 对比了不同中心杆直径射流腔的换热性能, 结果表明, 所有射流腔结构均能显著降低平均壁面温度, 并大幅提升传热性能, 且流动阻

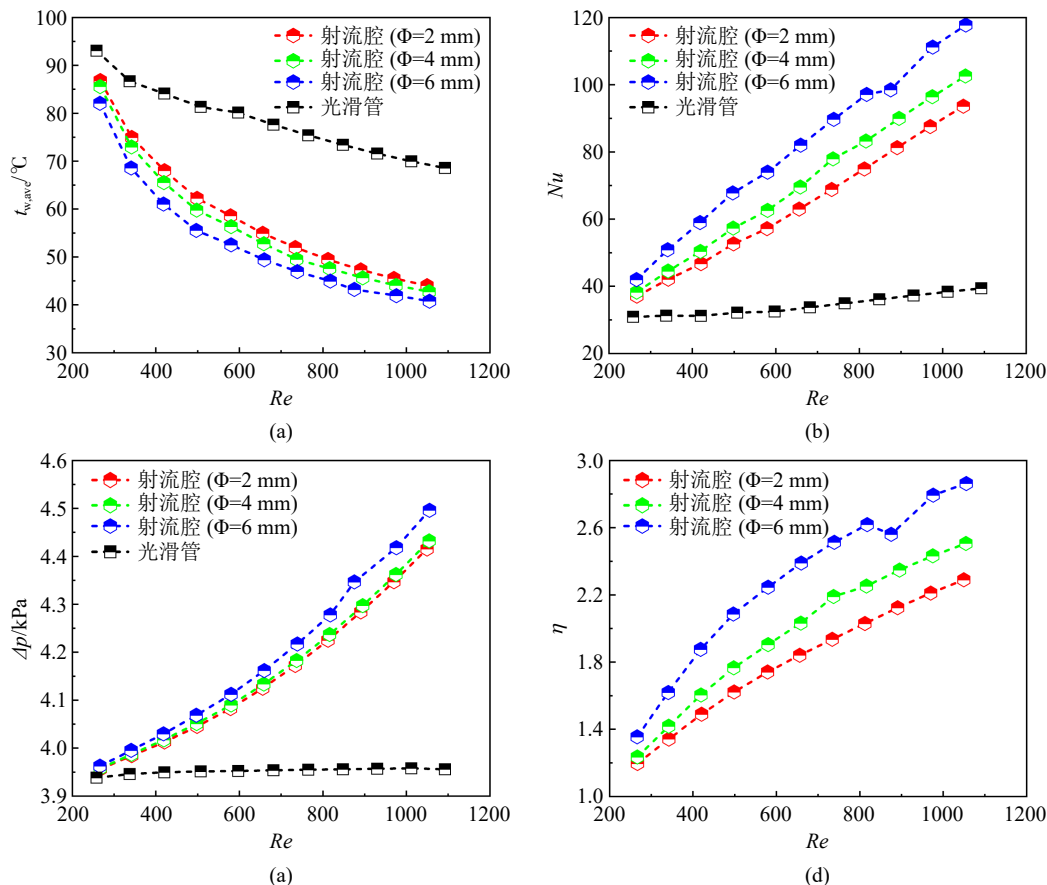


图 13 中心杆直径对换热性能的影响

Fig. 13 Effect of central rod diameter on heat transfer performance

力增加相对有限。3种结构的 η 均大于1, 综合性能优于光滑管。中心杆直径变化对射流腔换热性能有一定影响。在入口 $Re=200\sim 1\,100$ 范围内, 射流腔($\Phi=6\text{ mm}$)的平均壁面温度全程处于最低阶段, 壁面温度最低为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 分别比射流腔($\Phi=4\text{ mm}$)和射流腔($\Phi=2\text{ mm}$)的低 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。 $\Phi=2\text{ mm}$, $\Phi=4\text{ mm}$ 和 $\Phi=6\text{ mm}$ 的射流腔, 相比于光滑管, Nu 最大提升幅度分别为 237.6% , 260.4% 和 298.9% , 射流腔($\Phi=6\text{ mm}$)的 Nu 提升幅度最大, 最大值高达117, 分别比射流腔($\Phi=4\text{ mm}$)和射流腔($\Phi=2\text{ mm}$)的高 14.7% 和 25.7% , 换热能力最强。

图14显示了3种插入物在入口 $Re=600$ 时的轴向速度云图, 体积流量不变, Φ 值增加, 流体的流动空间减小, 在腔室内的流动速度和射流孔喷射速度增大, 对壁面的冲击效果增强, 对边界层的破坏效果更好, 所以中心杆直径大的射流腔, 换热效果更好。尽管三种结构均引起流动阻力上升, 最大压降分别是光滑管的 $1.116(\Phi=2\text{ mm})$, $1.12(\Phi=4\text{ mm})$ 和 $1.137(\Phi=6\text{ mm})$ 倍, 但由于 Nu 的大幅提升, 流动阻力增加而产生的额外泵功可忽略不计。射流腔($\Phi=6\text{ mm}$)的 η 在整个流量范围内均优于射流腔($\Phi=4\text{ mm}$)和射流腔($\Phi=2\text{ mm}$), 最高可达2.86, 具有最佳的换热性能。

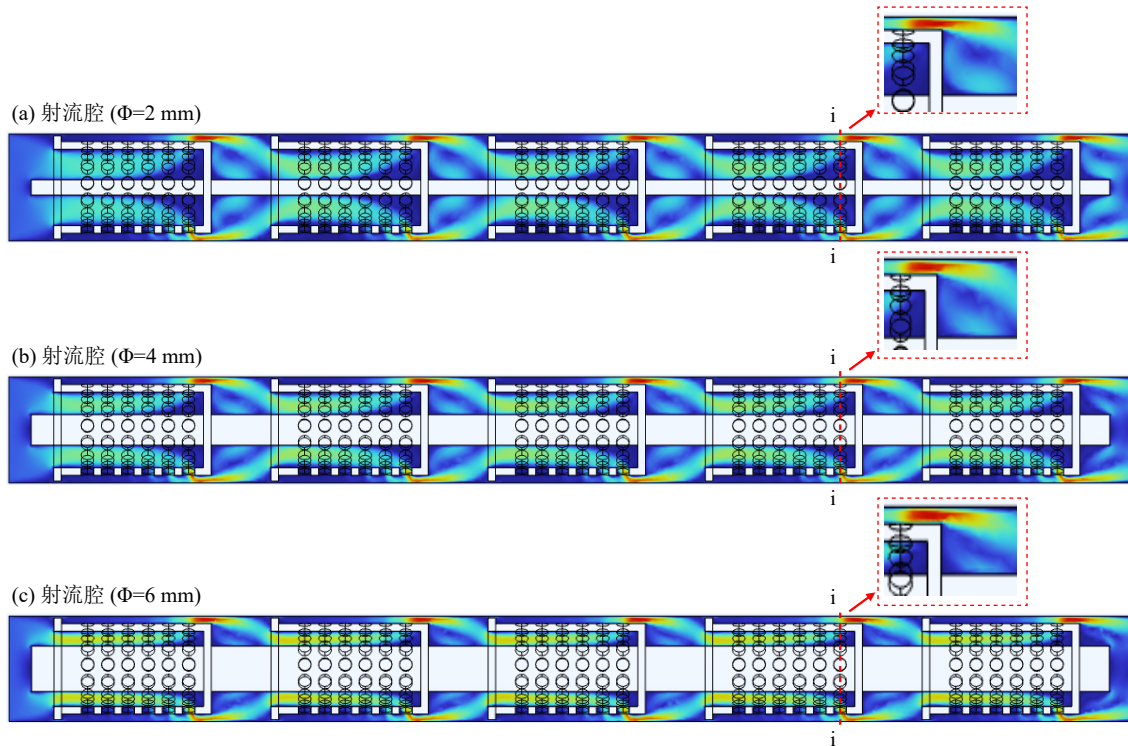
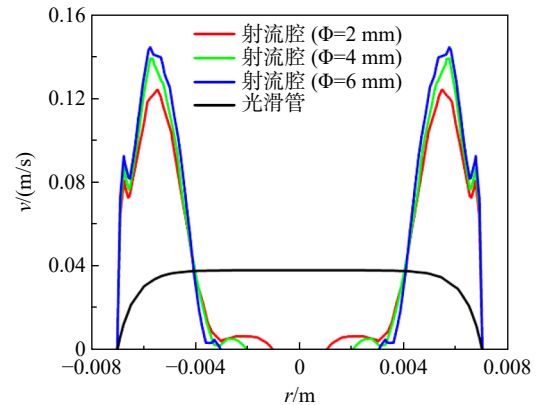


图14 轴向速度云图

Fig. 14 Axial velocity contours

2.3.2 速度矢量分布

图15显示的是 $i-i$ 截面处, $x-z$ 平面上的径向速度分布。在光滑管中流体流速低, 尤其在近壁区域, 受到黏性阻滞作用速度大小降低至 0.02 m/s 以下。在引入射流腔插入物之后流体的流动速度显著改善, $r=\pm 0.006\text{ m}$ 处即为射流孔的位置, 流体速度得到极大的提升, 约为光滑管的4倍。其中, 射流腔($\Phi=6\text{ mm}$)的速度提升最大, 可达 0.14 m/s , 明显高于光滑管, 和其他直径的射流腔相比, 也有 $0.01\sim 0.03\text{ m/s}$ 的提升量。射流腔产生的高速径向射流, 对壁面边界层产生强烈的

图15 $i-i$ 截面径向速度分布Fig. 15 Radial velocity distribution in section $i-i$

扰动与破坏,同时提高了速度矢量和温度梯度矢量的吻合度,因此能够大大提升传热效率。

3 总 结

本文提出并设计了一种新型圆管射流腔插入物,通过强化管内流体流场与温度场的协同混合、高效破坏热边界层,显著提升圆管换热性能。采用实验与数值模拟相结合的方法,系统研究射流腔插入件对管内流体流动与传热特性的影响规律,并进一步探究中心杆直径对其性能的调控作用,得出以下主要结论:

1) 实验结果表明,在入口 $Re=200\sim 1\,100$ 的范围内,射流腔($\Phi=4\text{ mm}$)的 Nu 从 43.6 增至 90.9,提升幅度可达 208%,最大 Nu 是光滑管的 2.4 倍。同时,管内压降增幅控制在可接受的范围内,约为 7%, η 始终大于 1,最高可达 2.38,是具备正向收益的被动强化换热技术。

2) 数值模拟结果揭示,射流腔插入物的独特结构可重构管内流场:迫使流体形成高速垂直冲击管壁的径向射流,使流体速度矢量与壁面温度梯度矢量实现高度协同,同时高效破坏近壁热边界层,为对流传热效率提升创造有利条件。

3) 中心杆直径的数值分析结果表明,射流腔($\Phi=6\text{ mm}$)的换热效果最好, Nu 最大为 117, η 最大为 2.86。且中心杆直径越大,对流传热的性能越好,这是因为中心杆直径大的射流腔空间流动体积小,流体通过射流孔的速度更大,热量交换的效率越高。

综上所述,射流腔插入物有效解决了光滑管内边界层稳定发展,阻碍传热的问题,并且解决了核心区域流体未参与传热的局限性,在高效换热的领域有重要潜力。

参考文献:

- [1] 吕亚国,刘振侠.航空发动机管壳式燃-滑油散热器换热特性计算[J].航空动力学报,2014,29(12):2830-2835.
Lü/Yu/Lu/Lyu) Yaguo, Liu Zhenxia. Heat transfer characteristics calculation for aero-engine shell-tube fuel-oil heat exchanger[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(12): 2830-2835. (in Chinese)
- [2] 殷唐.基于数据中心散热优化的需求响应互动研究[D].南京:东南大学,2022.
Yin Tang. Research on demand response interaction based on data center cooling optimization[D]. Nanjing: Southeast University, 2022. (in Chinese)
- [3] 甘云华,廖月鹏,袁辉,等.通讯基站分离式热管换热器的传热性能实验研究[J].华南理工大学学报(自然科学版),2023,51(6):109-118.
Gan Yunhua, Liao Yuepeng, Yuan Hui, et al. Experimental study on heat transfer performance of separated heat pipe heat exchanger in communication base station[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2023, 51(6): 109-118. (in Chinese)
- [4] 徐晓明,赵又群.微型纯电动汽车动力舱风冷散热研究[J].航空动力学报,2012,27(7):1532-1536.
Xu Xiaoming, Zhao Youqun. Research on wind cooling disperse heat of micro electric vehicle power cabin[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(7): 1532-1536. (in Chinese)
- [5] Long R, Bao Y J, Huang X M, et al. Exergy analysis and working fluid selection of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery[J]. Energy, 2014, 73: 475-483.
- [6] 何长江,杨斯博,张震,等.组合转子强化传热及阻垢装置稳定性分析[J].化工进展,2014,33(8):1970-1973,1978.
He Changjiang, Yang Sibo, Zhang Zhen, et al. Stability analysis on heat transfer enhancement and anti-fouling device called rotor-assembled strands[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2014, 33(8): 1970-1973, 1978. (in Chinese)
- [7] Liu Peng, Dong Zhimin, Lv Jinyi, et al. Numerical study on thermal-hydraulic performance and exergy analysis of laminar oil flow in a circular tube with fluid exchanger inserts[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2020, 153: 106365.
- [8] Lv J Y, Liu Z C, Liu W. Active design for the tube insert of center-connected deflectors based on the principle of exergy destruction minimization[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 150: 119260.
- [9] 刘舜尧,管文华.管壳式换热器组带强化传热实验研究[J].广东化工,2009,36(10):175-177,188.
Liu Shunyao, Guan Wenhua. Experiment research on ties enhanced heat transfer of shell-and-tube exchanger[J]. Guangdong Chemical Industry, 2009, 36(10): 175-177, 188. (in Chinese)
- [10] Li Zhenzhou, Liang Yuxiang, Zhou Jianyang, et al. Mechanism of flow boiling heat transfer enhancement in minichannels with double twisted tape inserts: Experimental and numerical investigations [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2025, 252: 127484.
- [11] Benouis F Z, Egea A, García A, et al. Heat transfer enhancement in rectangular ducts with wire coil inserts: Applications in building-integrated CPVT systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 278: 127303.
- [12] Sivashanmugam P, Suresh S. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with helical screw-tape inserts[J]. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2007, 46(12): 1292-1298.
- [13] 张春华,王国清,张利军,等.管内扭带强化传热技术:涡流结构调控的进展与挑战[J].化工进展,2025,44(6):3163-3174.
Zhang Chunhua, Wang Guoqing, Zhang Lijun, et al. Twisted-tape-based heat transfer enhancement technology: Advances and challenges in vortex structure regulation[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2025, 44(6): 3163-3174. (in Chinese)
- [14] Guo Jian, Fan Aiwu, Zhang Xiaoyu, et al. A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(7): 1263-1270.
- [15] 陶振宇,刘京雷,徐鹏.自旋扭带强化传热及旋转特性[J].化工进展,2015,34(6):1582-1587.
Tao Zhenyu, Liu Jinglei, Xu Peng. Enhancement of heat transfer

- and rotation characteristics of self-rotating twisted tape[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2015, 34(6): 1582-1587. (in Chinese)
- [16] García A, Martín R H, Pérez-garcía J. Experimental study of heat transfer enhancement in a flat-plate solar water collector with wire-coil inserts[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(2): 461-468.
- [17] Kumar Ahirwar B, Kumar A. A comprehensive review on heat transfer enhancement in tubular heat exchangers using twisted tapes, wire coil inserts, and their combined effect with nanofluids [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2025, 224: 116035.
- [18] Chaurasia S R, Sarviya R M. Thermal performance analysis of CuO/water nanofluid flow in a pipe with single and double strip helical screw tape[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 166: 114631.
- [19] Tusar M, Ahmed K, Bhuiya M, et al. CFD study of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics of laminar flow through tube with helical screw tape insert[J]. *Energy Procedia*, 2019, 160: 699-706.
- [20] 苏欣, 程新广, 孟继安, 等. 层流场协同方程的验证及其性质[J]. *工程热物理学报*, 2005, 26(2): 289-291.
Su Xin, Cheng Xinguang, Meng Ji'an, et al. Verification and characteristics of laminar field coordination equation[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2005, 26(2): 289-291. (in Chinese)
- [21] 李娟, 凌祥, 彭浩. 基于场协同原理的横排锯齿翅片湍流传热强化机理[J]. *航空动力学报*, 2015, 30(10): 2376-2383.
Li Juan, Ling Xiang, Peng Hao. Heat transfer enhancement mechanism of transverse direction type serrated fin in turbulent flow based on field synergy principle[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015, 30(10): 2376-2383. (in Chinese)
- [22] Liu Peng, Zheng Nianben, Shan Feng, et al. An experimental and numerical study on the laminar heat transfer and flow characteristics of a circular tube fitted with multiple conical strips inserts[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 117: 691-709.
- [23] Han Qun, Liu Zhaoxuan, Li Wenming. Enhanced thermal performance by spatial chaotic mixing in a saw-like microchannel[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2023, 186: 108148.
- [24] Al-asadi M T, Alkasmoul F S, Wilson M C T. Heat transfer enhancement in a micro-channel cooling system using cylindrical vortex generators[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016, 74: 40-47.
- [25] Al-asadi M T, Alkasmoul F S, Wilson M C T. Benefits of spanwise gaps in cylindrical vortex generators for conjugate heat transfer enhancement in micro-channels[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 130: 571-586.
- [26] Webb R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981, 24(4): 715-726.
- [27] Lee P S, Garimella S V. Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop in silicon microchannel arrays[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(3/4): 789-806.
- [28] 邓先和, 洪宇翔, 刘海敏. 层流传热中有效传热温差的改善及复合强化传热[J]. *化工进展*, 2012, 31(11): 2390-2394.
Deng Xianhe, Hong Yuxiang, Liu Haimin. Study on improvement of effective heat transfer temperature difference and enhancement of compound heat transfer in laminar flow[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2012, 31(11): 2390-2394. (in Chinese)
- [29] Eiamsa-ard S, Wongcharee K. Convective heat transfer enhancement using Ag-water nanofluid in a micro-fin tube combined with non-uniform twisted tape[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 146: 337-354.
- [30] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(14): 2221-2225.
- [31] 何燕, 张千. 梯形波带扰流元件对高黏度流体强化传热效率影响的实验研究[J]. *青岛科技大学学报(自然科学版)*, 2013, 34(1): 62-65.
He Yan, Zhang Qian. Experimental study on the effect of trapezoidal-wave disturbance component on enhanced heat transfer efficiency of high-viscosity fluid[J]. *Journal of Qingdao University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2013, 34(1): 62-65. (in Chinese)
- [32] 何国欣. 插入扰流元件强化传热的实验研究[D]. 西安: 西安科技大学, 2009.
He Guoxin. Experimental research of heat transfer enhancement for meal-wire inserts in heat exchanger[D]. Xi'an: Xi'an University of Science and Technology, 2009. (in Chinese)
- [33] Akhavan-behabadi M A, Kumar R, Salimpour M R, et al. Pressure drop and heat transfer augmentation due to coiled wire inserts during laminar flow of oil inside a horizontal tube[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010, 49(2): 373-379.
- [34] Zheng Nianben, Liu Peng, Shan Feng, et al. Numerical studies on thermo-hydraulic characteristics of laminar flow in a heat exchanger tube fitted with vortex rods[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016, 100: 448-456.
- [35] Ahmed H E, Ahmed M I, Yusoff M Z. Heat transfer enhancement in a triangular duct using compound nanofluids and turbulators[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 91: 191-201.
- [36] 姚志敏, 张昊, 袁潇康, 等. 螺旋三叶管内二次流动传热分析[J]. *武汉理工大学学报(交通科学与工程版)*, 2025, 49(2): 318-323.
Yao Zhimin, Zhang Hao, Yuan Xiaokang, et al. Analysis of secondary flow and heat transfer in twisted tri-lobed tube[J]. *Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering)*, 2025, 49(2): 318-323. (in Chinese)
- [37] Guo Z Y, Tao W Q, Shah R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(9): 1797-1807.
- [38] Mohammadpour J, Salehi F, Lee A, et al. Nanofluid heat transfer in a microchannel heat sink with multiple synthetic jets and protrusions[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 179: 107642.
- [39] 史亮雄, 赵俊杰, 万骐, 等. 管内插波浪形扰流元件强化传热数值模拟[J]. *机械设计与制造工程*, 2025, 54(7): 1-6.
Shi Liangxiong, Zhao Junjie, Wan Qi, et al. Numerical simulation on heat transfer enhancement in tube with wave spoiler[J]. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2025, 54(7): 1-6. (in Chinese)

(编辑: 张雪)