

密集纵向翅片排布形式对套管换热单元性能的影响

李明飞¹, 饶睦敏¹, 曾 畅², 吴 舸², 白万栋³, 陈 伟³

(1. 广东能源集团科学技术研究院有限公司, 广东 广州 510630)

(2. 中国核动力设计研究院 核反应堆系统设计技术重点实验室, 四川 成都 610213)

(3. 四川大学 空天科学与工程学院, 四川 成都 610065)

摘 要: 为提高热管换热器的性能和紧凑度, 设计并采用金属增材制造获得了直翅片型(DPHE-1)和周期排列翅片型(DPHE-2)两类密集纵向翅片套管换热单元。通过剖切及几何检测, 总结了制造偏差分布特点, 显示其内部结构完整。通过光学检测, 显示出倾斜翅片两侧的粗糙度分布不均。采用稳态传热实验方法对 4 种密集纵向翅片套管换热单元进行了传热特性研究。结果显示, 由于换热面积的增大和流动掺混作用的增强, 在雷诺数 $Re=2000\sim 15000$ 工况范围内, 纵向周期排列翅片(DPHE-2)的平均传热努塞尔数是纵向直翅片(DPHE-1)的 1.3~1.4 倍, DPHE-2 平均阻力系数是 DPHE-1 的 12.6~28.6 倍。对比综合传热性能, 直翅片型中的长翅片结构, 即长翅片(DPHE-1-B)具有相对最优的强化传热性能。

关键词: 增材制造; 密集纵向翅片; 换热单元; 粗糙度; 传热特性

中图分类号: TB34

文献标识码: A

文章编号: 1002-185X(2023)11-3794-07

以热管为传热元件的换热器具有传热效率高、结构紧凑、流阻损失小等优点, 目前已广泛应用于石油化工、冶金、能源、交通等行业^[1-2], 作为废热回收和工艺过程中热能利用的节能设备, 取得了显著的经济效益。近年来, 随着我国航天事业的发展, 核能的空间利用成为热点。热管冷却反应堆因其安全性高、运行简单、易于模块化等特点, 在核能提取和热电转换设计中逐渐应用兴起^[3]。热管换热器连接堆芯和二回路系统, 对反应堆整体性能具有重要影响^[4-5]。因此, 对其性能和紧凑度提出了更高的要求。

热管换热器主要由内部热管和外部套管组成。为提高热管换热器性能, 减小结构尺寸, 可考虑在热管换热器的冷凝端, 即套管环形腔中布置增加传热面积或诱发扰流的强化传热结构^[6-8], 例如各类翅片^[9-10]等。与光滑圆管相比, 在普朗特数 $Pr=0.6\sim 0.7$ 、雷诺数 $Re=2000\sim 100000$ 工况范围内, 这些强化结构可将套管换热能力提升至光滑圆管的 1~6 倍、1.5~6 倍、1~3 倍^[11]。其中, 纵向翅片因其结构简单、传热拓展面积大的特点, 吸引了研究和应用。Yu 等^[12]研究了内管无流动的波浪形纵向翅片套管的流动换热, 讨论了翅片数目的影响。结果显示在 4~20 数目范围内, 翅片数越多换热面越大、水利直径越小、换热能力越强。Braga^[13]实验测试了周向布置 20 片纵向翅片套管环形腔内流动和传热特性。

Yu 等^[14]的研究表明内管无流动的情况由于外管壁上的速度梯度增加, 其换热能力优于内管有流动的情况。Syed 等^[15]与 Kumar 等^[16]的研究表明, 翅片截面形状优化可减少换热器成本并提升其综合性能。

因加工工艺的限制, 已有研究多针对结构简单的直形翅片结构, 且翅片较少, 布置稀疏。本研究采用金属增材制造方式整体加工得到了 4 种具有复杂结构的密集纵向翅片套管换热单元。为准确评估其传热性能, 通过剖切检测内部结构完整性, 并整理加工偏差。同时通过光学测量, 获得内部翅片的粗糙度分布特点。并通过传热试验获得流动传热特性数据, 为高性能套管换热器设计提供参考。

1 实 验

1.1 研究对象

如图 1 所示, 为适配核反应堆内部布局, 套管换热单元的内管截面为圆形, 外管截面为正六边形。内、外管组成环形换热腔, 环腔内沿周向密集排布 36 个纵向翅片。换热单元管壁及翅片厚度均为 1 mm, 轴向长度为 400 mm, 采用金属增材制造技术整体加工而成。

根据翅片结构差异, 换热单元测试件分为两类: (1) 纵向直翅片型(DPHE-1); (2) 纵向周期排列翅片型(DPHE-2)。每种类型包括 A、B 2 种结构。如图 1c 所示,

收稿日期: 2022-11-29

基金项目: 国家自然科学基金(52076143)

作者简介: 李明飞, 男, 1990 年生, 博士, 高级工程师, 广东能源集团科学技术研究院有限公司, 广东 广州 510630, E-mail: limingfei@gcg.com.cn

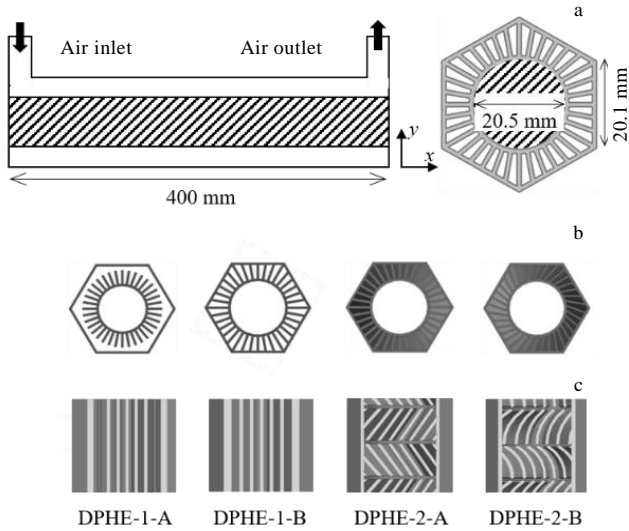


图 1 套管换热单元几何结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of tested double-pipe heat exchanger units: (a) the dimensions of the heat exchanger units and (b, c) cross section and cutting section of the heat exchanger units

DPHE-1-A 为短翅片，DPHE-1-B 为长翅片；DPHE-2-A 为倾斜直翅片，DPHE-2-B 为倾斜圆弧翅片。其中，除 DPHE-1-A 具有相同的翅片高度(为 4.7 mm)且与外管存在间隙外，其余结构的翅片均与六边形外管相连接。

1.2 试验件加工及检测

换热单元试验件采用选择性激光熔化工艺(SLM)进行整体加工，材料为 304L 不锈钢(00Cr19Ni10)。采用的不锈钢粉末颗粒直径在 15~53 μm 范围内。使用的 SLM 设备型号是 EP-M250，带有波长 1060 nm 的光纤激光器。增材制造工艺参数为：激光功率 300 W，扫描速度 1000 mm/min，层厚 50 μm，扫描间距 0.12 mm。所有试验件均是沿着翅片管的轴向方向逐层熔化成型，即试验件轴向方向垂直于粉末床平面。为便于加工，在纵向周期排列翅片的间断处增加微小连接结构。

加工完成的换热单元试验件如图 2a 所示。同时，为进行试验件的质量检测，采用相同的制造工艺，随同换热单元试验件一起(同一加工过程)加工出检测用的小型测试件，如图 2b 所示。

影响换热单元性能的主要参数有翅片厚度(设计值为 1 mm)、圆形内管直径(设计值为 20.5 mm)和六边形外管边长(设计值为 20.1 mm)等。对试验件进行剖切和几何参数检测。采用千分尺进行几何参数检测，测量精度为 0.01 mm。得到 4 种换热单元的加工几何偏差如表 1 所示。可以看到，试验件检测值与设计值总体吻合良好，最大偏差小于 8%，其中翅片厚度略微偏大，圆形内管直径偏小，使流体在换热单元中的流通面积减小。

对于微小通道而言，通道壁面粗糙度对传热和压降有着不可忽视的影响^[17-18]。因此，使用光学 3D 轮廓仪(SuperView W1)测量了翅片两侧壁面的粗糙度，分辨率为 0.1 nm。所用物镜的放大倍数为 20 倍，测量

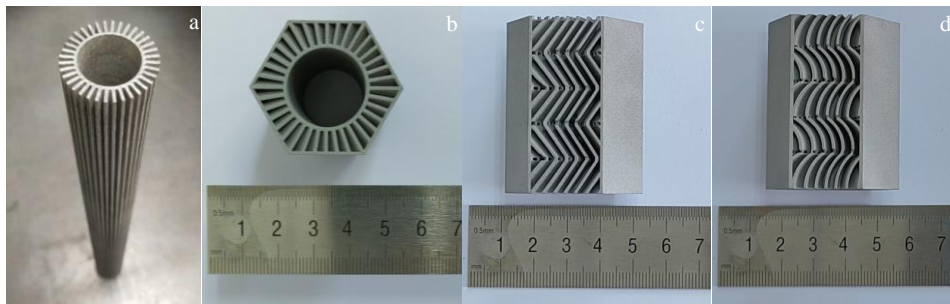


图 2 采用增材制造完成的试验件和小型测试件及割切后的小型测试件实物

Fig.2 Heat exchanger units of DPHE-1-A (a) and the small test piece of DPHE-2-A (b); the small pieces of DPHE-2-A (c) and DPHE-2-B (d) after cutting

视野为 490 μm×490 μm。使用式(1)中定义的算术平均粗糙度 R_a 表征粗糙度水平。

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |z_i - \mu| \quad (1)$$

其中， n 为测量点数， μ 为尺寸名义值， z_i 为尺寸测量值。表 2 总结了每个试验件典型翅片壁面两侧 R_a 值。因纵向直翅片两侧粗糙度一样，不区分表述。测量结果表明，直翅片壁面的粗糙度与周期排列翅片上壁面

表 1 试验件关键尺寸测量值

Table 1 Dimension of test pieces

Type of test section	Fin thickness/mm	Inner diameter of circular tube/mm	Side length of hexagon outer tube/mm
DPHE-1-A	1.02-1.03	20.34-20.42	20.08-20.16
DPHE-1-B	1.02-1.04	20.32-20.41	20.18-20.25
DPHE-2-A	1.02-1.06	20.32-20.34	20.12-20.19
DPHE-2-B	1.00-1.06	20.28-20.35	20.05-20.14

的粗糙度相当, R_a 均为 $6 \mu\text{m}$ 左右。而周期排列翅片下壁面的粗糙度约为上壁面的 1.5~2 倍。有 2 种可能的原因, 一是金属增材制造过程中, 下侧壁面更容易处于“悬空”状态, 金属粉末未完全融化, 颗粒度较大, 从而导致较大的表面粗糙度。其次, 在金属增材制造后进行了喷砂处理, 用于改善通道壁面表面质量, 气流在蜿蜒的周期排列翅片中流动时, 对上壁面有更强的冲刷作用, 而下壁面受冲刷作用较小。图 3 显示了光学轮廓仪绘制的 DPHE-2-A 试验件翅片上下壁面的轮廓。可以清楚地观察到, 一些部分熔融的颗粒粘附在下表面上, 而上表面看起来相对光滑。

1.3 传热实验测试方法

传热实验装置示意图如图 4 所示。换热单元内管同轴安装与其等长的圆柱形电加热棒, 形成均匀热流边界条件。沿轴向, 在 70、140、210、280 和 350 mm 5 个截面位置安装热电偶测量内管壁温度, 每个截面沿周向每 120° 均匀布置 3 个测点, 安装热电偶后的换热单元如图 5 所示。以 3 个测点的温度平均值作为该截面管壁温度。测试件气流入口和出口位置分别布置

热电偶和压力传感器测量进出口流体(工质为压缩空气)的温度和压力。

电加热棒的加热功率为 1 kW, 测试件放置于填充有隔热保温材料的绝热筒中以减小向环境的散热量。由于测试件壁面轴向温差不超过 40°C , 温度梯度不超过 $0.2^\circ\text{C}/\text{mm}$ 。所以可以假设: (1) 环境散热损失忽略不计; (2) 轴向导热忽略不计; (3) 工质定性温度为入口温度且物性不随温度变化。基于以上假设, 可以得到热平衡关系式:

$$Q = \begin{cases} q_m c_p (t_{f,\text{out}} - t_{f,\text{in}}) \\ k_m A_c (t_w - t_f) \end{cases} \quad (2)$$

$$t_w = (t_{w,1} + t_{w,2} + t_{w,3})/3 \quad (3)$$

$$t_f = t_{f,\text{in}} + \frac{Q}{q_m c_p} \cdot \frac{x}{l} \quad (4)$$

式中, Q 为加热功率, q_m 为质量流量, c_p 为比热容, k_m 为总体平均传热系数, A_c 为有效换热面积, t 为温度, l 为试验件的轴向长度, x 为距离进口的轴向长度; 下标 f 和 w 分别代表流体和壁面, in 和 out 分别代表入口和出口。

雷诺数定义为:

$$Re = \frac{\rho_{\text{in}} v_{\text{in}}}{\mu} D_h \quad (5)$$

$$D_h = 4A_{\text{in}}/P \quad (6)$$

$$v_{\text{in}} = \frac{q_m}{\rho A_{\text{in}}} \quad (7)$$

表 2 翅片两侧壁面的粗糙度

Type of test section	Upper surface of fins	Lower surface of fins
DPHE-1-A		5.843 ± 0.538
DPHE-1-B		6.192 ± 0.477
DPHE-2-A	5.812 ± 1.368	9.210 ± 0.637
DPHE-2-B	6.234 ± 1.112	11.625 ± 2.747

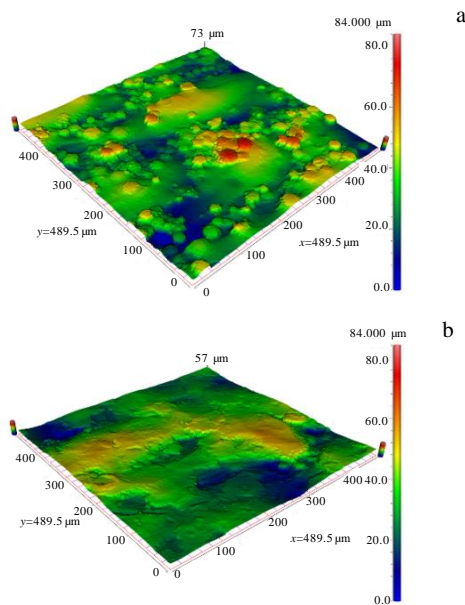


图 3 光学表面轮廓仪测得的翅片两侧壁面状态

Fig.3 Comparison of inner surface (a) and outer surface (b) rendering from optical profilometer

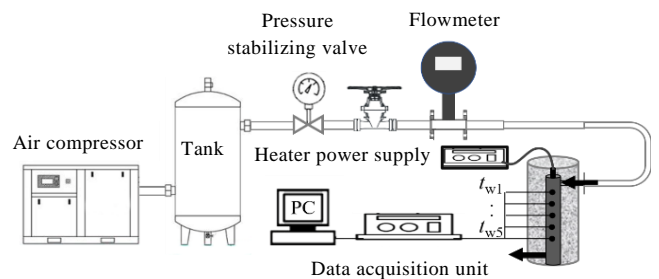


图 4 实验装置示意图

Fig.4 Schematic diagram of experimental apparatus



图 5 安装测量热电偶后的换热单元试验件

Fig.5 Heat exchanger unit after installing thermocouples

式中, A_{in} 为入口流通截面面积, P 为截面湿周, ρ 为入口气体密度, v_{in} 为入口气体速度, D_h 为水力直径。

平均传热系数根据牛顿冷却公式计算, 并采用对数平均温差:

$$k_m = \frac{q_m c_p (t_{f,out} - c_{p,in})}{A_e \cdot t_m} \quad (8)$$

$$t_m = (\Delta t_{out} - \Delta t_{in}) / \ln \frac{\Delta t_{out}}{\Delta t_{in}} \quad (9)$$

$$\Delta t_{out} = t_{w,out} - t_{f,out} \quad (10)$$

$$\Delta t_{in} = t_{w,in} - t_{f,in} \quad (11)$$

平均努塞尔数定义为:

$$Nu_m = \frac{k_m D_h}{\lambda} \quad (12)$$

式中, λ 为气体的导热系数。

平均阻力系数根据达西公式计算:

$$f_m = \frac{2(p_{in} - p_{out}) \cdot D_h}{\rho v_{in}^2 l} \quad (13)$$

式中 p_{in} , p_{out} 为进口和出口的气体压力。

试验不确定性分析采用 Kline 等^[19]的方法, 不确定度用如下公式计算:

$$w_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial v_1} w_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial v_n} w_n\right)^2} \quad (14)$$

式中, v 表示影响计算结果的代表独立变量, w 表示结果或变量的不确定度。测量温度、流量和压力的不确定度由仪表精度决定, 分别为 0.75 °C, 1% 和 0.5%。根据公式 (14), 计算求得 ρ 、 v_{in} 、 Re 、 Nu_m 、 f_m 的不确定度分别为 0.6%、6.9%、7.3%、10.8%、3.75%。

1.4 数值计算方法

为分析换热单元内部的流动传热机理, 采用 ANSYS CFX 求解器开展三维流热耦合数值计算, 以获得换热单元内部详细的流场和温度场信息。数值计算中, 流体域求解雷诺平均的 N-S 方程, 固体域求解导热微分方程。湍流模型采用 SST $k-\omega$ 模型, 该模型考虑了湍流切应力输运传递, 对逆压梯度造成的流动分离具有较好的预测能力。扩散项和对流项离散格式分别采用二阶中心差分和二阶迎风格式。

为与传热试验相对应, 流体介质选用空气, 导热系数和动力粘度系数通过萨瑟兰公式 (Sutherlands Formula) 给定。固体材料为 304L 不锈钢, 导热系数为温度的函数: $\lambda_{S304L} = 0.0115T + 15.083 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

边界条件设置为: 进口给定流量, 流量根据传热试验工况给定, 进口气体温度为 25 °C, 出口为大气

压。内环壁面设置为均匀热流, 外环壁面为绝热条件。流-固交界面为热流耦合条件。

由于换热单元结构复杂, 采用非结构化网格对计算域进行离散。近壁面采用棱柱形边界层网格进行加密处理, 以准确求解边界层流动和传热。第一层网格的无量纲高度 y^+ 值小于 1, 以满足 SST $k-\omega$ 湍流模型要求。选用 DPHE-1-B 结构在 $Re = 5000$ 工况条件下进行网格无关性验证。当网格量从 1880 万增加至 4430 万时, 平均传热系数仅改变 1.6%。说明继续增加网格量对数值计算结果影响不大。为平衡计算精度和时间成本, 在本计算中选择的网格数量约为 3500 万。为进一步验证数值计算模型的准确性, 提取换热单元轴向 70、140、210、280 和 350 mm 处内壁面温度和流体温度的数值计算结果与试验测量结果进行对比, 如图 6 所示, 二者平均相对偏差仅为 1.5%, 说明数值计算模型满足准确性要求。

2 结果与讨论

本研究中工况质量流量范围为: $q_m = 0.005 \sim 0.037 \text{ kg/s}$, 对应雷诺数范围为: $Re = 2000 \sim 15000$ 。实验测试在室温条件下进行(入口空气温度范围为 25~31 °C)。图 7 中分别给出了 5 个代表性工况条件下内管壁面温度分布。如图所示, 4 种换热单元的壁面温度沿轴向呈线性趋势, 说明管内流体的流动和换热已经达到充分发展状态。根据湍流条件下光滑圆管内部流动入口效应判断标准, 入口段范围为: $l_x/D_h > 10$ 时。由此计算得到本测试件入口段长度约为 30 mm。加之翅片的扰流作用, 可认为密集型翅片能够缩短入口段长度、弱化入口效应的影响。图 7 中, 在相同工况下 4 种换热单元的轴向壁温度曲线具有相近的斜率, 不同结构的换热能力在温度曲线上体现为截距的不同。如 $Re = 8000$ 时, DPHE-1-A、DPHE-1-B、DPHE-2-A 和 DPHE-2-B 轴

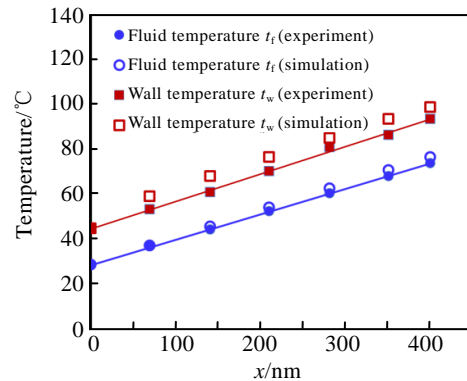


图 6 数值计算方法的验证

Fig.6 Validation for numerical method

向温度梯度十分接近，分别为 0.11、0.12、0.12 和 0.13 °C/mm；而截距则明显不同，分别为 52、45、41 和 41 °C(DPHE-2-A 和 DPHE-2-B 截距相近是由于前者入口气温更低，补偿了换热结构对壁面冷却的不足)。而当工况条件改变时，温度曲线的斜率也随之改变。由此引起的传热变化则主要由流动状态所引起。不难推断，高雷诺数条件下，管内更大的空气流速能够减薄边界层厚度，因此，所有换热单元的传热能力均会提升。反映在温度曲线上，表现为空气对内壁面的冷却更充分，所以壁面温度更趋于均匀化。

为了显示不同换热单元内的换热特点，图 8 为数值计算结果中， $Re=8000$ 时 4 种换热单元轴向中间位置(210 mm 处)截面上的温度云图。通过直观地对比气流通流道流体温度和壁面温度，可以看出，DPHE-1-A 壁面温度最高、流体温度最低。明显的流-固温差说明这种短翅片结构对流传热热阻较大，意味着 DPHE-1-A 结构的传热性能较弱。对于其他 3 种结构，随着翅片高度增加以及翅片布置方式的改变，流-固温差逐步得以降低，表明增大翅片高度和气流混合有利于提升换热单元传热能力。

如上文所述，由于密集翅片换热单元的入口效应可以忽略，故将壁面温度线性外延至入口和出口(即 $x=0$ mm 和 $x=400$ mm)，并求得换热单元整体平均传热系数。如图 9 所示，各换热单元的平均传热系数均与雷诺数呈线性增

加关系。周期排列型(DPHE-2)换热单元的传热系数明显大于长直翅片型(DPHE-1)，这是由于周期排列的翅片与主流方向具有 45° 夹角。从如图 10 所示的数值计算结果流场显示中可以看到，气流在弯折通道中形成明显的二次流效应。一方面，流道中的二次流冲击侧壁减薄了边界层；另一方面，二次流加剧了流体扰动和掺混，从而促进了热量的湍流传递过程。由于 DPHE-2-B 中的倾斜圆弧翅片诱导的二次流强于 DPHE-2-A。所以 DPHE-2-B 具有更大的传热能力，其传热系数相比于 DPHE-2-A 提升了约 7%。而在纵向长直型翅片传热单元 DPHE-1-A 和 DPHE-1-B 中，由于气流方向平行于翅片表面，所以无法产生强化传热的二次流。长翅片(DPHE-1-B)的传热水平高于短翅片约 5%，主要是因为长翅片具有更大的换热面积，前者换热面积比后者大约 14%。

图 11 给出了 4 种换热单元在各工况下的压降对比。图中 2 种周期排列翅片型换热单元(DPHE-2)的压降高于纵向直翅片型(DPHE-1)约 1 个数量级。这主要是由翅片排布方式导致的。前者中翅片密集而细碎，且排布角度与气流方向成一定角度。这种排列方式除了对气流具有很强的阻塞作用外，通道内诱发的二次流会显著提升湍流粘性，且气流在每排翅片的尾缘还会产生严重的分离现象，从而造成显著的流动损失。其中，由于 DPHE-2-B 中的二次流效应更为强烈，所以这种结构具有更强传热的同时也伴随着更大的流

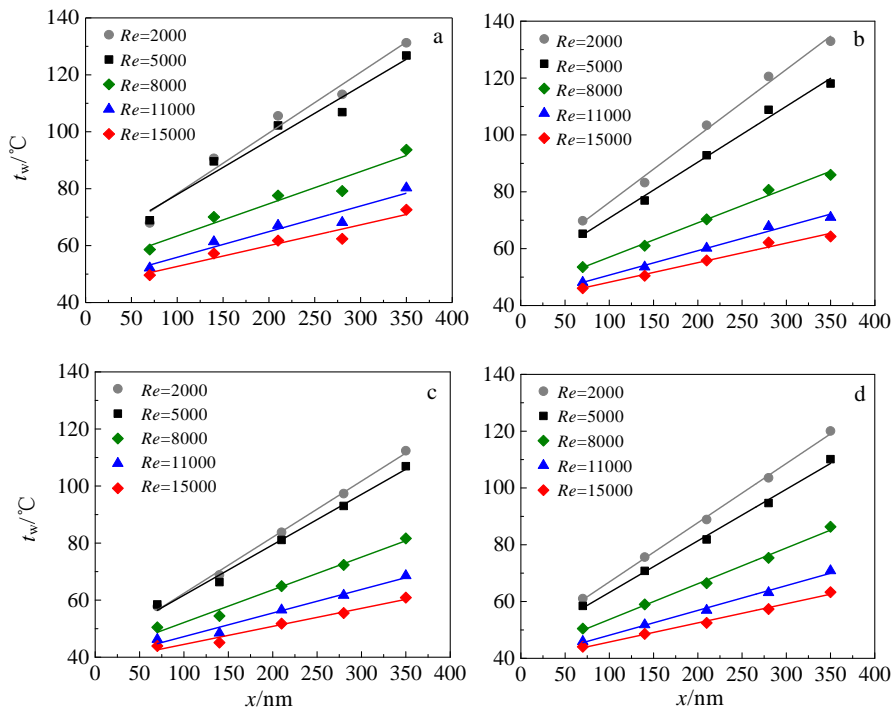


图 7 内管壁面温度轴向分布(试验值)

Fig.7 Axial wall temperature distributions (experimental data): (a) DPHE-1-A, (b) DPHE-1-B, (c) DPHE-2-A, and (d) DPHE-2-B

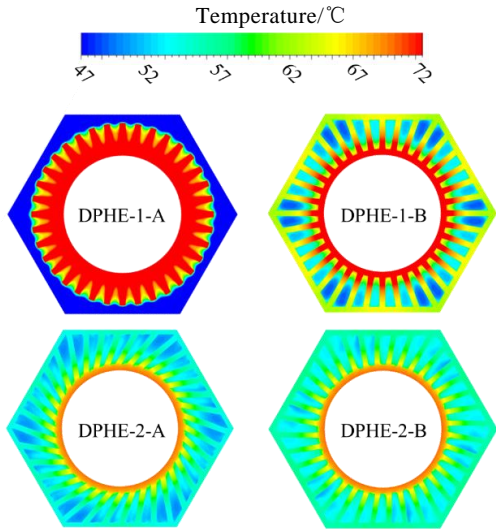


图 8 换热单元轴向 210 mm 处截面温度云图

Fig.8 Cross-sectional temperature contours at 210 mm (numerical data)

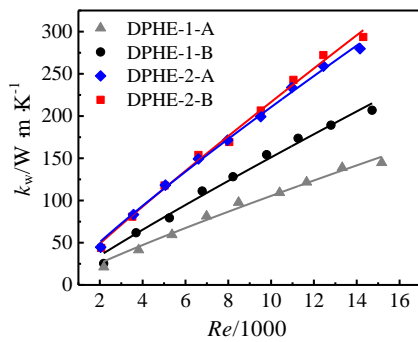


图 9 平均传热系数对比

Fig.9 Comparisons of average heat transfer coefficient k_w

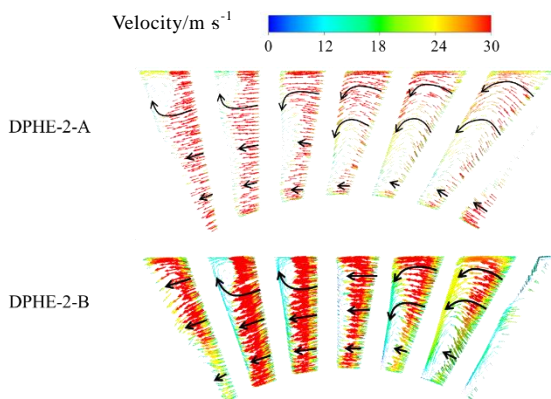


图 10 DPHE-2-A 和 DPHE-2-B 气流通道截面速度矢量

Fig.10 Velocity vectors in the middle cross-section of flow channel for DPHE-2-A and DPHE-2-B (numerical data)

动阻力，其压降比 DPHE-2-A 大约 51%。而纵向直型翅片型换热单元不存在形式阻力、二次流效应和流动分离现象，其流动阻力的主要影响因素只有流体与平行壁面之间的分子粘性应力，因此具有相对更小的压降。其中，由于长翅片的拓展面积更大，所以其压降也更大，相比于短翅片平均大约 67%。

为了综合评估 4 种换热单元的传热能力和水利性能，以 DPHE-1-A 为参考结构，定义以等泵功为约束的综合传热性能指标(PEC)：

$$PEC = \frac{(Nu_m)_e / (Nu_m)_r}{[(f_m)_e / (f_m)_r]^{1/3}} \quad (15)$$

式中，下标 e、r 分别表示强化结构和参考结构。 Nu_m 和 f_m 分别为平均努塞尔数和达西阻力系数，由公式(12)和公式(13)计算得到。换热单元的综合传热性能如图 12 所示，虽然纵向周期排列型 DPHE-2-A 和 DPHE-2-B 的强化传热水平高于纵向直翅片型，但由于其流动阻力增加量为主导因素，所以在综合性能上并没有强化传热的优势。而纵向直翅片换热中长翅片形 DPHE-1-B，因其相对较强的传热能力和适中的阻力损失，在综合性能上稍优于短翅片结构 DPHE-1-A 型换热单元。因此，对于套管式热管换热的设计，可参考 DPHE-1-B 的结构布置。

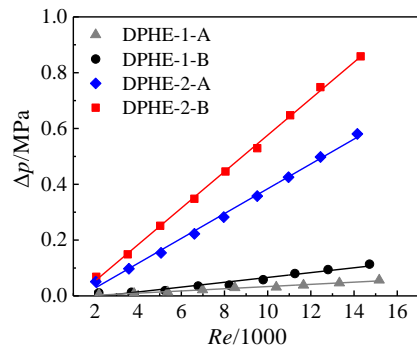


图 11 通道流动压降对比

Fig.11 Comparisons of pressure drop

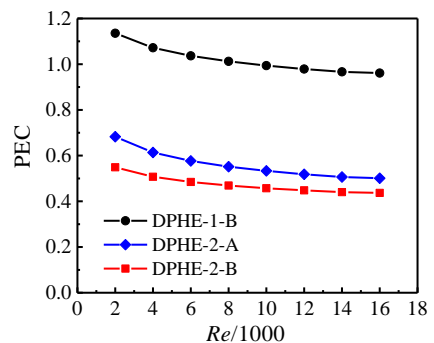


图 12 综合传热性能对比

Fig.12 Comparisons of overall thermal performance

3 结 论

1) 设计并采用金属增材制造技术获得了密集纵向翅片套管换热单元。

2) 试验件检测几何参数与设计值最大偏差小于 8%，其中翅片厚度略微偏大，圆形内管直径偏小。

3) 直翅片壁面粗糙度与周期排列翅片上壁面的粗糙度相当， R_a 均为 6 μm 左右。而周期排列翅片下壁面的粗糙度约为上壁面的 1.5~2 倍。

4) 由于翅片诱导的二次流效应和分离流动，周期排列换热单元具有更强的传热能力，同时也伴随着更大的流阻损失。其中，倾斜圆弧翅片的平均传热系数比倾斜直翅片提升了约 7%，而压降增加了约 51%。直翅片中，DPHE-1-B 因具有相对较大的传热能力和适中的流阻损失，综合性能更优。

参考文献 References

- [1] Jouharah H, Chauhan A, Nanou T *et al.* *Energy*[J], 2017, 128: 72
- [2] Xi Zhengping(奚正平), Tang Huiping(汤慧萍), Zhu Jilei(朱纪磊) *et al.* *Rare Metal Materials and Engineering*(稀有金属材料与工程)[J], 2006, 35(2): 418
- [3] Yu Hongxing(余红星), Ma Yugao(马誉高), Zhang Zhuohua(张卓华) *et al.* *Nuclear Power Engineering*(核动力工程)[J], 2019, 40(4): 1
- [4] Liu Ye(刘叶), Zhou Lei(周磊), Zan Yuanfeng(管元峰) *et al.* *Nuclear Power Engineering*(核动力工程)[J], 2016, 37(6): 1
- [5] Dobson R T, Laubscher R. *Frontiers in Heat Pipes*[J], 2013, 4(2): 023 002
- [6] Dawood H K, Mohammed H A, Chesidik N A. *International Communications in Heat and Mass Transfer*[J], 2015, 62: 45
- [7] Omid M, Flarhad M, Jafari M. *Applied Thermal Engineering*[J], 2017, 110: 1075
- [8] Hangi M, Rahbari A, Lipinaki W. *Applied Thermal Engineering*[J], 2021, 190: 116 805
- [9] Maakoul E A, Metoui E M, Abdellah B A *et al.* *Applied Thermal Engineering*[J], 2017, 127: 127
- [10] Mao S, Zhou T, Wei D *et al.* *International Journal of Heat and Mass Transfer*[J], 2021, 180: 121 754
- [11] Fan J F, Ding W K, Zhang J F *et al.* *International Journal of Heat and Mass Transfer*[J], 2009, 52: 33
- [12] Yu B, Nie J H, Wang Q W *et al.* *Heat and Mass Transfer*[J], 1999, 35(1): 65
- [13] Braga C V M, Saboya F E M. *Experimental Thermal and Fluid Science*[J], 1999, 20(2): 55
- [14] Yu B, Tao W Q. *Heat and Mass Transfer*[J], 2004, 40(8): 643
- [15] Syed K S, Ishaq M, Iqbal Z *et al.* *Energy Conversion and Management*[J], 2015, 98: 69
- [16] Kumar S, Vasudev Karanth K, Murthy K. *World Journal of Modelling and Simulation*[J], 2015, 11(1): 43
- [17] Stimpson C K, Snyder J C, Thole K A *et al.* *Journal of Turbomachinery*[J], 2016, 138(5): 051 008
- [18] Cui Yiyun(崔祎贇), Xiong Xiaqing(熊夏青), Xu Kai(徐凯) *et al.* *Rare Metal Materials and Engineering*(稀有金属材料与工程)[J], 2022, 51(6): 2161
- [19] Kline S J, McClintock F A. *Mechanical Engineering*[J], 1953, 75: 3

Influence of the Densely Longitudinal Fins Arrangement on the Performance of Double-pipe Heat Exchanger Units

Li Mingfei¹, Rao Mumin¹, Zeng Chang², Wu Ge², Bai Wandong³, Chen Wei³

(1. Guangdong Energy Group Science and Technology Research Institute Co., Ltd, Guangzhou 510630, China)

(2. Science and Technology on Reactor System Design Technology Laboratory, Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610213, China)

(3. School of Aeronautics and Astronautics, Sichuan University, Chengdu 610065, China)

Abstract: In order to improve the performance and compactness of the heat pipe heat exchangers, different forms of double-pipe heat exchanger units with densely longitudinal fins were obtained by metal additive manufacturing method. The manufacturing deviation was summarized, which shows that the internal structure is complete. The optical measurement shows that the roughness distribution on both sides of the inclined fin is not uniform. The steady state experiments were implemented to investigate the heat transfer characteristics of four densely longitudinal fins enhanced compact double-pipe heat exchanger units. The configurations are classified into two categories of straight fin type (DPHE-1) and periodically arranged fin type (DPHE-2). Within the Re ranging from 2000 to 15000, the tested results show that, due to the increase in heat transfer area and the enhancement of flow mixing effect, the DPHE-2 gives 1.3~1.4 times average Nusselt number and 12.6~28.6 times average friction factor higher than the counterpart of the DPHE-1. Comparison of their overall heat transfer performance indicates that the long fin scheme in DPHE-1 type performs best.

Key words: additive manufacturing; densely longitudinal fins; heat exchanger unit; roughness; heat transfer characteristic

Corresponding author: Chen Wei, Ph. D., Associate Professor, School of Aeronautics and Astronautics, Sichuan University, Chengdu 610065, P. R. China, E-mail: chenwei2017@scu.edu.cn