

压缩空气储能翅片管换热器翅片参数对传热性能影响的试验与数值研究

梁钧茗¹, 王毅飞¹, 赵云云², 洪增元², 齐宝金¹, 侯雄坡¹, 肖晶³

(1. 西安交通大学化学工程与技术学院, 710049, 西安; 2. 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司, 150046, 哈尔滨; 3. 北京海鹰科技情报研究所, 100074, 北京)

摘要: 对于压缩空气储能系统中压缩空气-水翅片管换热器的气侧热阻较大、翅片结构参数选取缺乏依据的问题, 本文开展了翅片参数对换热器换热性能影响的试验与数值研究。基于工程实际换热器结构, 设计并制造了13种不同翅片参数的试验样机, 翅片密度覆盖512~1023翅/m, 翅片高度覆盖1.1~1.35 mm, 并且搭建了0.6 MPa带压闭式换热试验平台, 在雷诺数7000~40000范围内测试了各样机的传热性能。此外, 本文建立翅片管束单周期三维数值模型, 通过网格独立性验证和湍流模型对比, 确定了适用于高压空气横掠翅片管束的数值计算方法。结果表明, 翅片管单位面积传热强度与整体传热能力并不完全一致。翅片密度512翅/m、翅高1.1 mm样机的传热系数最高, 说明其单位面积传热强度最高; 而翅片密度905翅/m、翅高1.1 mm样机的 UA 值最大, 表明其整体传热能力最佳。本文还基于试验数据建立了考虑雷诺数和翅化比影响的 UA 值预测关联式, 关联式的决定系数 R^2 为0.979, 可较好估算压缩空气储能工况下换热器的整体传热能力。本研究结果可为压缩空气储能系统用换热器翅片参数选取及性能预测提供参考。

关键词: 压缩空气储能; 翅片参数; 传热性能

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubXXXXXX001 **文章编号:** 0253-987X(XXXX)XX-0001-14

Experimental and Numerical Study on the Effects of Fin Parameters on the Heat Transfer Performance of Finned-Tube Heat Exchangers for CAES

LIANG Junming¹, WANG Yifei¹, ZHAO Yunyun², HONG Zengyuan², QI Baojin¹, HOU Xiongpo¹, XIAO Jing³

(1. School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Harbin Turbine Company Limited, Harbin 150046, China; 3. Beijing Haiying Institute of Science and Technology Information, Beijing 100074, China)

Abstract: Aiming at the high air-side thermal resistance and limited guidance for fin parameter selection in compressed air - water finned-tube heat exchangers for compressed air energy storage (CAES) systems, experimental and numerical investigations were conducted on the effects of fin parameters on heat transfer performance. Thirteen prototypes were designed and fabricated, with fin densities of 512 - 1023 fins/m and fin heights of 1.1 - 1.35 mm. Their performance was tested on a 0.6 MPa closed pressurized test platform over a Reynolds number range of 7000 - 40000. A three-

dimensional single-period model of the finned-tube bundle was also developed. Grid independence and turbulence-model comparisons were performed to determine a numerical method suitable for high-pressure air crossflow. The results show that heat transfer intensity per unit area does not fully correspond to overall heat transfer capacity. The prototype with 512 fins/m and a fin height of 1.1 mm achieved the highest heat transfer coefficient, whereas that with 905 fins/m and a fin height of 1.1 mm exhibited the largest UA value. A UA correlation incorporating the Reynolds number and finning ratio was developed with a coefficient of determination of 0.979, enabling reasonable estimation of overall heat transfer capacity under CAES conditions. The results provide a basis for fin parameter selection and performance prediction of CAES heat exchangers.

Keywords: compressed air energy storage; fin parameters; heat transfer performance

随着“双碳”战略的进行以及新型电力系统建设的加快,风力发电、光伏发电等可再生能源大规模并网对长时储能技术提出了更高要求。压缩空气储能(Compressed Air Energy Storage, CAES)具有容量大、寿命长、安全性高和环境适应性强等优点,是支撑新能源消纳和电网稳定运行的重要技术路线^[1]。Bazdar等^[2]指出,CAES在综合能源系统中具有良好的调节潜力。Borri等^[3]通过文献计量分析认为,储热、换热和系统集成仍是CAES研究的重要方向。Zhang等^[4]系统总结了先进压缩空气储能的基本原理和工程应用,指出压缩热回收是提高系统效率的关键。

在CAES系统中,换热器是实现压缩热回收与再利用的核心设备。李梦杰等^[5]研究了海上风能波动条件下水下压缩空气储能系统的能量转化特性,指出储热与换热过程对系统性能具有重要影响。胡昱等^[6]从■分析角度说明了热力过程优化对储罐式CAES成本的影响。刘旭等^[7]研究表明,热泵耦合与余热利用可改善系统性能。Guo等^[8]指出,柔性换热器模型会显著影响水下CAES系统的热经济评价。Zhang等^[9]认为,动态运行条件下储热与换热过程存在强耦合关系。Guo等^[10]进一步表明,储热单元和换热器性能会直接影响CAES能量转换效率。Sarmast等^[11]指出,近绝热CAES系统设计需综合考虑储热与换热设备匹配。Cacciali等^[12]认为,提高压缩空气储能效率需要优化热管理过程。张荣发等^[13]分析了绝热式CAES系统中换热器对系统性能的影响,进一步说明换热器优化的重要性。近年来,CAES换热研究正由定常热力分析向设备级详细建模与系统级动态耦合拓展。Ma等^[14]将换热器几何定尺、传热及压降计算嵌入绝热压缩空气储能系统模型,实现了换热器设计与系统运行的协同分析;Cui等^[15]建立了考虑换热迟滞、储

热过程和多时间尺度特性的AA-CAES动态模型,并利用金坛示范工程多场景实测数据进行验证;Cardenas等^[16]进一步提出储热—换热一体化单元,通过减少二次回路和换热环节提升系统集成度。

对于压缩空气-水换热过程,水侧换热能力通常较强,而空气侧热阻较大,空气侧强化成为提升整体传热性能的关键。Sadeghianjahromi和Wang^[17]综述指出,翅片结构、管排布置和强化元件均会影响管翅式换热器空气侧传热与阻力。Kiatpachai等^[18]通过实验研究了新型百叶螺旋翅片结构对空气侧流动与换热特性的影响,张宇等^[19]进一步指出,翅片高度、翅片厚度和翅片间距等基础结构参数均会对换热性能和压降产生明显影响。由此可见,翅片管换热器的结构优化主要包括翅片基础几何参数优化和翅片强化结构优化两个方面。

在翅片基础几何参数优化方面,研究者主要围绕翅片间距、翅片高度、翅片厚度以及多个参数之间的组合关系开展了研究。Xie等^[20]采用田口法对H型翅片管换热器的多个几何参数进行了优化,结果表明翅片间距、翅片高度和翅片厚度对整体热力性能具有较为明显的影响;Zhou等^[21]进一步比较了不同H型翅片管结构的热水力性能,揭示了不同结构参数组合对换热和流动阻力的影响。Zhang等^[22]针对整体轧制螺旋翅片管束建立了传热特性模型并开展参数优化研究,Tong等^[23]进一步将机器学习方法应用于弯齿翅片管结构优化。张任平等^[24]采用响应面法对烟气余热回收翅片管换热器进行了参数优化。上述研究表明,翅片参数优化已由单一几何参数影响分析逐步发展至多参数组合及优化方法研究。

除基础几何参数外,研究者还通过改变翅片型式和强化结构改善空气侧流动与传热性能。Hu等^[25]研究了交错弯曲涡发生器对波纹翅片管换热

器流动与传热的强化作用;Lang等^[26]比较了顺排和叉排整体轧制螺旋翅片管的性能差异;Choi等^[27]分析了弧形涡发生器高度对翅片管换热性能的影响,Qi等^[28]研究了圆弧形涡发生器对换热和流动阻力的影响;吕伟旋和黄洪锋^[29]研究了间断环面槽结构对翅片管传热与阻力性能的影响,宋克伟等^[30]分析了曲线波纹振幅对带涡产生器管翅换热器换热性能的影响,韩潇^[31]和Saini^[32]则分别从波纹一翼型涡发生器和曲线波纹翼片涡发生器角度研究了强化结构对流动换热性能的影响。

综上,现有研究已从翅片间距、翅片高度、翅片厚度等基础结构参数以及翅片型式、涡发生器等强化结构两个层面,对翅片管换热器的传热与流动特性进行了较为深入的研究,并逐步由单参数分析发展至多参数协同优化和智能优化。然而,现有研究多集中于空调制冷、烟气余热回收和常压空气换热场景,针对压缩空气储能系统中高压空气横掠翅片管束的研究仍相对不足。CAES换热器具有压力高、流量大、温度范围宽和雷诺数跨度大等特点,其翅间流动、尾迹掺混和整体换热规律与常规换热器仍需结合具体工况开展研究。此外,Micro-CAES通常面向分布式、小容量及频繁启停应用,其换热器选型更强调结构紧凑性、热惯性、瞬态响应以及单位功率成本,其选型与参数匹配不能直接套用工程化CAES的结论。本文试验工况对应高压空气横掠管束条件,研究重点为CAES系统用空气-水翅片管换热器的翅片参数及传热性能;Micro-CAES场景下换热器选型及其动态适配问题将在后续研究中进一步开展。本文以压缩空气储能系统用压缩空气-水翅片管换热器为研究对象,搭建0.6 MPa、雷诺数7000~40000范围的测试平台,制备13种不同翅片密度和翅片高度的样机开展试验研究,并建立三维数值模型分析管外流场和换热特性。通过比较传热系数、UA值和翅化比,揭示翅片结构参数与传热能力之间的耦合关系,并建立适用于CAES工况的UA值预测关联式。

1 试验与模拟方法

1.1 试验样机设计

本研究基于压缩空气-水翅片管换热器的工程实际产品,构建了管束式试验样机,如图1所示。为保证试验结果与工程实际换热器的流动换热特性具有高度一致性,同时满足试验台架的负荷承载能力与测试要求,样机采用管壳式结构,换热管水平

布置,管内为冷却水通道,采用单管程设计以简化流路;管外为压缩空气通道,高温压缩空气横掠管束实现与管内冷却水的换热。

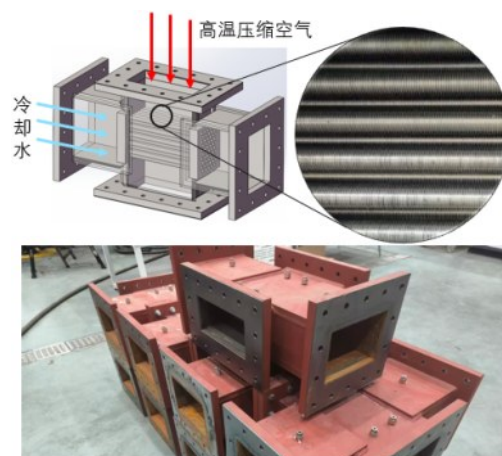


图1 翅片管试验件

Fig. 1 Finned Tube Test Specimen

管子排列方式与工程实际一致,采用叉排布置,管间呈60°正三角形排布,该排布方式可增强管外流体的扰动强度,提升换热效果。

试验件有效换热区由沿空气主流方向布置的6列、横向10排完整翅片管构成。壳程上下壁面附近设置半管结构,用于减弱壁面边界效应并改善入口流动分布,半管不计入有效换热面积。需要指出的是,横掠翅片管束中各管排的局部流动与传热状态并不完全相同:前排管束主要受入口来流和边界层发展影响,后续管排则受到上游尾迹、流动分离及掺混作用的共同影响。

Che和Elbel^[33]针对8排翅片管换热器开展逐排空气侧传热系数试验研究,发现不同管排之间存在明显的传热差异,且前部管排的变化更为显著。Marcinkowski等^[34]进一步采用数值方法分析了翅片管换热器各管排空气侧传热系数,指出应考虑管排位置对局部传热特性的影响。基于上述认识,本文设置6列×10排有效换热管,并非假定各管排流动与传热已完全一致,而是使试验件同时包含入口发展、管间尾迹干扰及下游掺混等典型区域,从而获得能够表征实际多排翅片管束综合传热性能的平均结果。该布置避免了单排或少量管排条件下入口效应对整体性能评价的过度影响,并兼顾了试验台架负荷能力、试样尺寸及工程实际结构特征。

试验件的管长取为工程换热器的单块折流板间距,即300 mm。对于带弓形折流板的管束式换热器,管外流体在折流板的导流作用下周期性横掠

管束,每经过一个折流板间距,流场与温度场均呈现周期性重复特征。本研究以一个折流板间距为代表性单元,通过调整两股流体的入口参数,近似模拟全尺寸换热器中不同折流板单元的换热过程,在保证测试准确性的前提下,大幅简化了测试件结构与试验操作复杂度。

表1 换热管翅片参数

Table 1 Parameters of Heat Exchange Tube Fins

样机编号	翅片密度/(翅/m)	翅高/mm
1	1023	1.1
2	960	1.1
3	905	1.1
4	826	1.1
5	826	1.2
6	708	1.1
7	708	1.2
8	630	1.1
9	630	1.2
10	630	1.35
11	512	1.1
12	512	1.2
13	512	1.35

样机壳体材料采用Q345R,换热管采用304不锈钢材质,基管外径为16 mm。测试件可承受0.6 MPa试验压力与190 °C最高试验温度,满足带压高温测试的安全要求。基于上述结构框架,本研究制备了13种不同结构参数的翅片管样机,翅片密度覆盖512~1023 翅/m,翅片高度覆盖1.1 mm、1.2 mm、1.35 mm三个梯度,具体样机翅片参数如表1所示。本研究选取的13种翅片尺寸,是基于工程实际需求、变量控制科学性、工况适配性综合决策。所选尺寸均为压缩空气储能系统中常用的工业级翅片管规格,避免了极端不实用参数的测试,采用同一翅高多翅数、同一翅数多翅高的参数矩阵设计,可较好量化翅高、翅数变化对换热性能的影响规律。

1.2 试验方法

1.2.1 试验台架建设

本研究试验方案如图2所示,试验系统由供气补压系统、冷却水循环系统、高温压缩空气循环系统以及数据采集系统构成。

供气补压系统作为压力保障单元,由含冷干机的压缩机组、储气罐组成。压缩机组产生干燥洁净

的压缩空气并储存于储气罐中,通过管路阀门向主循环系统实时补压,补偿循环过程中的气体泄漏,维持系统压力稳定。

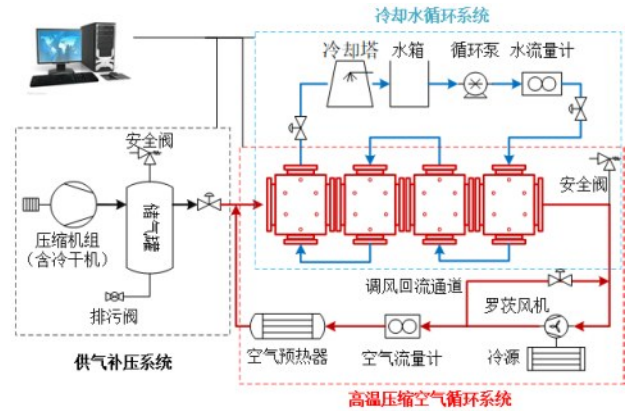


图2 试验系统示意图

Fig. 2 Schematic Diagram of the Test System

高温压缩空气循环系统为试验核心回路,采用闭式循环设计。罗茨风机提供循环动力,冷源用于冷却罗茨风机,防止风机长时间运行过热;空气流量计实时监测循环风量;空气经空气预热器加热至试验所需高温后,依次流经四个串联的被测换热器单元,与冷却水进行强制对流换热;换热后的空气返回罗茨风机入口,形成完整闭环。

试验中,通过调整罗茨风机频率和阀门开度来实现空气流量的调节,通过调节空气流量来使工况达到所需的雷诺数,雷诺数计算公式如下:

$$Re = \frac{\rho_A du_A}{\mu_A} \quad (1)$$

其中, Re 为雷诺数; ρ_A 为样机空气侧定性温度下的空气密度, kg/m^3 ; d 为样机的壳程当量直径, m ; u_A 为空气的特征流速, m/s ; μ_A 为空气的动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

冷却水循环系统为换热过程提供冷源,由冷却塔、水箱、循环泵及水流量计组成。循环水经冷却塔冷却后储存于水箱,由循环泵加压输送,经水流量计计量后依次进入各被测换热器的冷却侧,吸收热量后回流至冷却塔再次冷却,实现闭式循环冷却。

整套系统由控制器统一管控,上位机实现实时监控、参数设定与数据存储,可自动采集温度、压力、流量等关键参数,计算传热系数、雷诺数等性能指标,为换热器的性能验证及工业应用提供准确可靠的试验依据。本研究试验台架如图3所示。



图3 试验台架实物图

Fig. 3 Photograph of the Test Bench

1.2.2 试验误差分析

本研究试验误差主要包括仪表测量误差、热量计算误差以及系统性偏差等。

表2 仪表选型

Table 2 Type Selection of Instruments

变量	仪表类型	量程	精度
气侧温度	PT100 温度传感器	-200~450 °C	0.1 °C
水侧温度	PT100 温度传感器	-200~450 °C	0.1 °C
气侧压力	扩散硅压力传感器	0~1.6 MPa	0.1 %
水侧压力	扩散硅压力传感器	0~160 kPa	0.1 %
气侧压差	单晶硅压差传感器	0~6 kPa	0.25 %
水侧流量	电磁流量计	3~50 m³/h	0.5 %
气侧流量	热式气体质量流量计	15~2200 Nm³/h	1.5 %

仪表测量误差是影响试验精度的主要因素之一,仪表选型如表2所示。温度测量采用高精度热电阻,测量误差控制在 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内,但由于测点布置位置及插入深度的差异,仍可能引入局部温度偏差;压力测量采用精度等级为0.1级的压力传感器;流量测量方面,气侧热式质量流量计和水侧电磁流量计的综合误差分别约为1.5%和0.5%。多种测量误差叠加后,将对换热量及传热系数计算产生一定影响。

热平衡误差是评估试验数据合理性的重要指标。本文采用误差传递方法计算主要换热参数的不确定度。对于由多个独立测量参数计算得到的物理量 $y=f(x_1, x_2, \dots, x_n)$,其标准不确定度可表

示为:

$$u_y = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u_{x_i} \right)^2} \quad (2)$$

气侧换热量 Q_A 的相对不确定度为:

$$\frac{u_{Q_A}}{Q_A} = \sqrt{\left(\frac{u_{q_m}}{q_m} \right)^2 + \left(\frac{u_{c_p}}{c_p} \right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta T_A}}{\Delta T_A} \right)^2} \quad (3)$$

水侧换热量 Q_w 的相对不确定度为:

$$\frac{u_{Q_w}}{Q_w} = \sqrt{\left(\frac{u_{q_{m,w}}}{q_{m,w}} \right)^2 + \left(\frac{u_{c_{p,w}}}{c_{p,w}} \right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta T_w}}{\Delta T_w} \right)^2} \quad (4)$$

其中, $\Delta T_A = t_{A1} - t_{A2}$, $\Delta T_w = t_{w2} - t_{w1}$ 。气侧与水侧换热量的热平衡偏差定义为:

$$\epsilon_Q = \frac{|Q_A - Q_w|}{(Q_A + Q_w)/2} \times 100\% \quad (5)$$

传热系数 K 的相对不确定度为:

$$\frac{u_K}{K} = \sqrt{\left(\frac{u_Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{u_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta T_m}}{\Delta T_m} \right)^2} \quad (6)$$

根据表2中仪表精度及各工况温差范围,采用误差传递法估算,气侧换热量相对不确定度约为4%以内,水侧换热量相对不确定度约为3%以内;气侧与水侧换热量的热平衡偏差控制在7%以内;传热系数 K 的最大相对不确定度不超过9%。

综上,本文主要换热参数的最大相对不确定度不超过9%,满足后续换热性能分析及关联式拟合要求。由此可认为,本试验数据具有良好的可信度,可用于后续换热性能分析及关联式拟合。

1.3 数值模拟方法

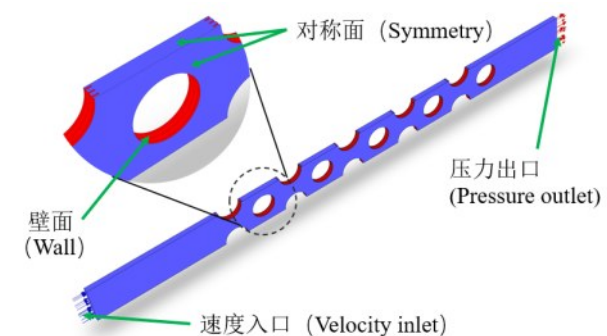


图4 模拟计算模型

Fig. 4 Numerical Simulation Model

翅片管换热器空气侧传热系数受管排位置、局部流动发展和尾迹掺混影响,采用CFD与试验结合的方法有助于揭示不同区域的传热差异^[35]。在本研究的数值模拟中,针对单周期管束结构,本文首先考虑换热器几何的周期性与对称性,通过选取代表性的单周期结构作为核心计算对象,模拟计算模

型如图4所示。

在边界条件设置上,入口端面采用速度入口边界条件,结合实际工况确定空气入口流速、湍流强度及温度场;出口端面设为压力出口,消除回流对计算结果的影响;模型侧面设置为对称边界,用于近似表征相邻单元间的对称流动特征;管壁采用固定温度边界条件,温度取试验冷却水进出口平均温度。

为保证各数值算例达到稳定收敛状态,本文采用残差收敛与监控量稳定相结合的判据。计算过程中,连续性方程残差控制在 1×10^{-7} 以下,能量方程残差控制在 1×10^{-6} 以下,三个速度分量及湍流方程残差控制在 1×10^{-3} 以下;对于k- ϵ 模型,k和 ϵ 方程残差均控制在 1×10^{-3} 以下。同时,对空气出口温度进行迭代监控;当满足上述残差阈值,且出口温度在连续200次迭代内的相对波动小于0.1%时,认为该算例达到稳定收敛。上述判据用于全部网格独立性验证、湍流模型比选及后续工况计算。

为消除网格数量、疏密分布对数值模拟计算结果的干扰,保障仿真结果的准确性与可靠性,同时兼顾计算效率与算力成本,本次研究针对翅片管换

热器单周期计算模型开展网格独立性验证分析,结果如表3所示。当网格数由131万增加至156万时,出口温度变化约为0.30%,变化幅度较小。综合计算精度与计算成本,后续模拟采用约131万网格。

表3 网格独立性验证

Table 3 Mesh Independence Verification

序号	网格数	出口温度/K
1	821880	362.108
2	1062977	363.472
3	1313025	366.841
4	1565718	367.950

本研究计算模型保留了翅片及翅间流道的几何结构,通过求解连续性、动量和能量方程,考虑相邻翅片对翅间速度场与温度场的共同影响。为改善近壁区的计算精度,在进行网格独立性验证的同时,分别比较了3、6、9和12层近壁加密网格,并开展了无量纲壁面距离 y^+ 的敏感性分析,最终采用12层近壁网格及 $y^+ < 0.5$ 。因此,相邻翅片边界层的相互影响通过翅间流动与传热计算加以表征,无需单独引入边界层干扰修正项。

表4 湍流模型

Table 4 Turbulence Model

序号	湍流模型	出口温度/K	相对偏差	传热系数/ W/(m ² ·°C)	相对偏差
1	SST k- ω	367.9500	1.479%	60.61	10.01%
2	Standard k- ω	365.4472	2.149%	63.26	14.83%
3	Realizable k- ϵ	370.4080	0.821%	58.10	5.46%
4	Standard k- ϵ	368.8877	1.228%	59.64	8.26%
5	RNG k- ϵ	370.3540	0.835%	58.15	5.56%

在湍流模型选择上,本研究比较了Standard k- ω 、SST k- ω 、Standard k- ϵ 、RNG k- ϵ 以及Realizable k- ϵ 五种常用两方程模型,结果如表4所示。由于本文主要关注整体传热能力,湍流模型比选以出口温度和气侧传热系数为主要评价指标。在所比较的湍流模型中,Realizable k- ϵ 模型的出口温度相对偏差最小,为0.821%;其传热系数相对偏差为5.46%,亦为所比较模型中的最小值。综合出口温度与传热系数两项指标可知,Realizable k- ϵ 模型对本研究高压空气横掠翅片管束换热过程具有更好的预测精度,因此后续数值计算均采用该模型。

此外,本研究对象的空气侧压降绝对值较小,翅片参数变化对系统运行压降的影响有限,且较小

压降下相对测量误差易被放大。本文研究重点为翅片参数对传热性能及整体传热能力的影响,故未将空气侧压降偏差作为湍流模型优选的主要判据。

为进一步验证所构建的翅片管换热器数值计算模型的准确性与工程适用性,选取3号样机,以样机出口温度为对比指标,在雷诺数7000~40000全工况区间开展数值模拟与物理试验的对标验证,结果见图5。对比结果表明,模拟计算得到的壳程空气出口温度与试验实测值变化趋势高度吻合,最大相对偏差仅为2.506%,满足工程数值模拟精度要求。

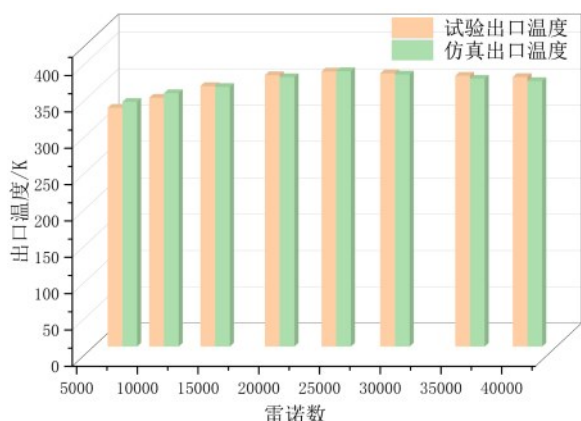


图5 试验与模拟结果对比

Fig. 5 Comparison Between Experimental and Numerical Results

2 结果与讨论

2.1 传热性能分析

传热系数 K , 是表征两种流体通过固体壁面换热整体难易程度的核心参数, 表示单位面积传热强度。本研究中通过计算空气的换热量 Q 与对数平均温差 ΔT_m 来计算每台样机的传热系数。

试验中, 空气的换热量 Q 通过空气的进出口温差、空气的质量流量以及空气的比热容来计算, 具体公式如下:

$$Q = q_m c_p (t_{A1} - t_{A2}) \quad (7)$$

其中, q_m 为压缩空气的质量流量, kg/s ; c_p 为压缩空气的定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t_{A1} 为样机进气平均温度, $^\circ\text{C}$; t_{A2} 为样机排气平均温度, $^\circ\text{C}$ 。

试验中, 分别测量样机气侧和水侧的进出口温度, 取对数平均温差 ΔT_m 作为样机的整体换热温差, 计算式如下:

$$\Delta T_m = \frac{(t_{A1} - t_{W2}) - (t_{A2} - t_{W1})}{\ln \frac{t_{A1} - t_{W2}}{t_{A2} - t_{W1}}} \quad (8)$$

其中, ΔT_m 为对数平均换热温差, $^\circ\text{C}$; t_{A1} 为样机进气平均温度, $^\circ\text{C}$; t_{A2} 为样机排气平均温度, $^\circ\text{C}$; t_{W1} 为样机入口水温, $^\circ\text{C}$; t_{W2} 为样机出口水温, $^\circ\text{C}$ 。

计算出平均换热温差和空气的换热量后, 可通过公式计算出样机的传热系数 $K (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}))$, 具体计算公式如下:

$$K = \frac{Q}{A \Delta T_m} \quad (9)$$

其中, A 为样机的壳程换热面积, m^2 。

在本研究中, 分别对 13 台样机在雷诺数 7000

至 40000 工况下进行了测试, 传热系数结果如图 6 所示。由图 6 可知, 在相同雷诺数条件下, 不同翅片参数样机的传热系数存在明显差异。其中, 样机 11, 即翅片密度 512 翅/m、翅高 1.1 mm 的结构, 在整个雷诺数范围内均表现出较高的传热系数; 而样机 1, 即翅片密度 1023 翅/m、翅高 1.1 mm 的结构, 传热系数最低。在相同雷诺数下, 样机 11 的传热系数较样机 1 提高 30.0% ~ 38.7%。这一结果说明, 单纯增加翅片密度并不会必然提高单位面积传热强度。对于本文所研究的小翅高、高翅片密度翅片管而言, 翅片密度增加一方面扩大了空气侧换热面积, 另一方面也压缩了翅间流通空间, 使局部流动更容易受到翅片边界层发展的限制。当翅片间距过小时, 相邻翅片表面的速度边界层和热边界层更容易发生相互干扰, 部分翅片表面不能充分参与高强度对流换热, 导致单位面积平均传热系数降低。因此, 样机 11 的传热系数较高, 是由于较低翅片密度下翅间流动空间相对充分, 空气能够更有效地穿过翅片间隙并与翅片表面发生热量交换。

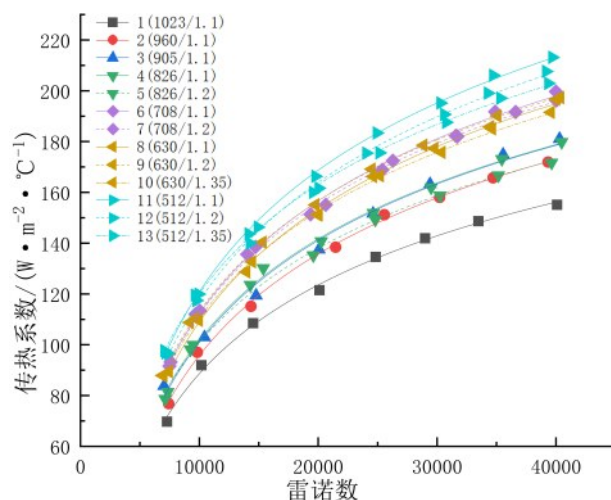


图6 13个样机传热系数

Fig. 6 Heat Transfer Coefficients of 13 Prototypes

此外, 在工程应用中, 传热系数并不是换热器最重要的参数, 换热器的整体传热能力更为重要, 具体量化即为传热系数与传热面积的乘积, UA 值。需要说明的是, 本文中的传热系数 K 为基于样机壳程换热面积计算得到的面积归一化传热指标, 反映单位换热面积上的传热强度, 可用于评价不同翅片结构下翅片表面及空气侧流动换热的有效性。 K 值越大, 说明单位面积换热能力越强, 但并不直接代表样机整体换热能力最强。

与传热系数不同, UA 值为传热系数 K 与换热

面积 A 的乘积,表示样机的整体传热能力,可用于评价整台换热器在给定温差下的总换热能力^[36]。对于不同翅片密度和翅高的样机而言,翅片结构改变不仅会影响单位面积传热强度,也会改变总换热面积。因此,传热系数 K 和 UA 值可能呈现不同的变化规律。前者侧重反映单位面积换热强度,后者侧重反映工程应用中的整体传热能力。 UA 值具体计算公式如下。

$$UA = \frac{Q}{\Delta T_m} \quad (10)$$

图7反映了13台样机的 UA 值变化。与传热系数 K 的变化规律不同,图7表明样机3的 UA 值最大,其翅片密度为905翅/m、翅高为1.1 mm;而传热系数最高的样机11由于翅片密度最低,总换热面积较小,其 UA 值反而处于较低水平。低翅片密度结构能够改善翅间通流条件,提高单位面积传热强度,但其面积扩展能力不足;高翅片密度结构虽然具有较大的换热面积,但翅间通道收缩会削弱局部对流换热,使新增面积的有效利用程度下降。因此, UA 值并不随翅片密度单调增加,而是在面积扩展收益与单位面积传热衰减之间形成平衡点。样机3的优势正体现为该平衡关系:其翅片密度高于样机11,能够提供更大的总换热面积;同时又低于样机1和样机2,避免了过高翅片密度造成的翅间流动受限。由此可推断,在本文工况和几何参数范围内,翅片密度905翅/m、翅高1.1 mm附近的结构使面积扩展与空气侧流动组织之间达到较优匹配,从而获得最高整体传热能力。

为评估试验件空气侧流动阻力水平,测量了4

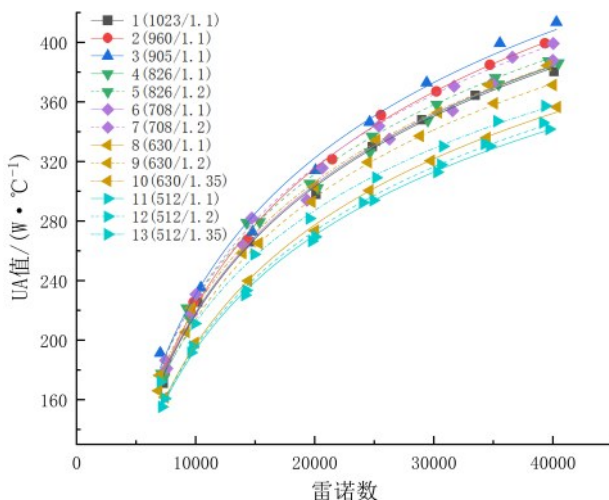


图7 13个样机 UA 值

Fig. 7 UA Values of 13 Prototypes

台样机串联条件下的空气侧总压降,其中一组结果如图8所示。随着雷诺数增加,串联试验件总压降由156 Pa增至4862 Pa,呈单调增加趋势。在最高雷诺数下,总压降仅占系统工作压力0.6 MPa的0.81%,表明本文工况下试验件对系统压力水平的影响较小。此外,现有压降数据为4台样机串联的总压降,无法进一步区分各单台样机的独立阻力特性;同时,本文翅片高度变化范围仅为1.10~1.35 mm,翅片间距变化小于1 mm,不同样机间的几何差异相对有限。因此,本文重点分析翅片参数对传热系数和 UA 值的影响,未对不同翅片参数下的压降差异进行定量比较。后续考虑针对单台样机开展压降测试,并结合传热强化与流动阻力构建综合性评价方法。

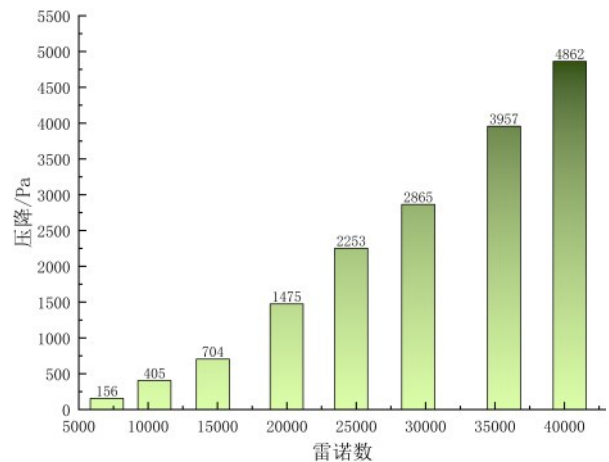
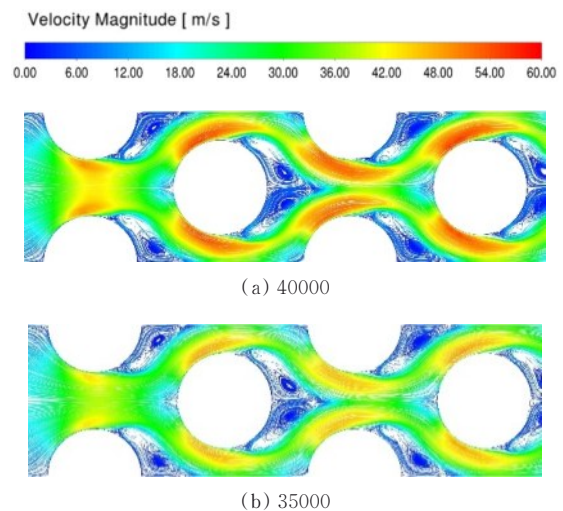


图8 不同雷诺数下的压降

Fig. 8 Pressure drop at different Reynolds numbers

2.2 翅片管外流动特性分析



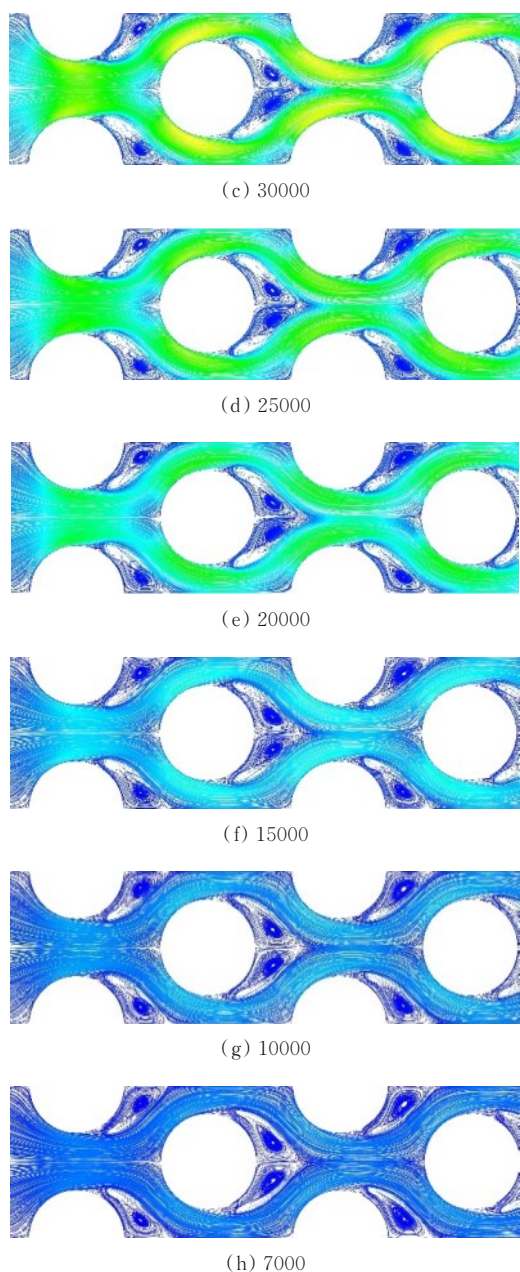


图9 不同雷诺数下的管外流场

Fig. 9 Flow Field Outside the Tubes at Different Reynolds

图9为3号样机翅片管外雷诺数7000至40000的流场分布。随着雷诺数由7000增大至40000,管间收缩区的局部加速更加明显,管后尾迹区范围扩大,流体在相邻管排之间的再分配和掺混作用增强。对于叉排翅片管束而言,空气并非简单沿单一通道流动,而是在管前受阻、管侧加速、管后分离以及下游管排再冲刷之间不断转换。雷诺数升高后,惯性作用增强,流体更容易在管后形成较强尾迹扰动,并与下游管排迎风区发生相互作用,使原本附着在翅片表面附近的低速热边界层被周期性扰动和更新。由此,传热增强并不是单纯由流速升高造

成,而是由管束几何诱导的局部加速、尾迹扰动和翅间流体更新共同作用的结果。

在 $Re=7000\sim 40000$ 范围内,管外流动均处于湍流状态,但随着雷诺数降低,湍动能和尾迹掺混强度逐渐减弱,边界层厚度增加,从而削弱了流体与壁面之间的热量交换能力。此时,随着雷诺数降低,惯性作用减弱,黏性作用相对增强,翅片间近壁区速度梯度趋于平缓,速度廓线更加饱满,湍流脉动强度显著减弱。这种流动特征直接导致翅片管传热系数急剧下降。

当管外空气雷诺数达到40000时,流场呈现出典型的高湍流强度与涡系演化特征。管前区域出现显著的流速大幅增加现象。这一行为的物理本质源于翅片管束的几何收缩效应与高惯性流动之间的耦合作用。当气流接近管排迎风面时,管前局部区域形成滞止作用,随后气流被迫绕过管体并进入管间收缩通道。由于有效流通面积减小,管侧及管间区域流速显著升高,局部速度梯度和剪切作用增强,从而促进尾迹扰动和近壁流体更新。此外,翅片间隙内形成了涡结构,同时相邻管排间的尾迹相互干扰,引发了非定常流动混合。这种高能涡团的输运作用显著增加了流体微团在径向的动量与能量交换,进而直接强化了管外对流换热系数^[37]。

图10进一步表明,在相同雷诺数条件下,翅片参数会改变管外湍动能的空间分布。样机3在管间主流区和尾迹发展区均表现出较强的湍动能分布,与其较高 UA 值具有一致性。这说明样机3的优势并不只是来源于较大的翅片面积,还与其对管外流场的组织作用有关。对于翅片密度较高的样机,翅片间距减小会增强局部阻塞效应,虽然可在局部区域产生较强扰动,但也容易形成低速滞留区,使湍动能分布不均匀;对于翅片密度较低的样机,流道较为通畅,单位面积换热强度较高,但由于换热面积不足,整体 UA 值受限。相比之下,样机3的翅片密度处于中等偏高水平,在保证较大换热面积的同时,仍能维持相对充分的管间掺混和尾迹发展,因此表现出更高的整体传热能力。

此外,与常压空气相比,在温度、实际流速及管束几何相同、动力黏度变化可忽略的条件下,带压空气因密度增大而具有更高的雷诺数。因此,高压与常压空气换热的比较需区分压力变化与雷诺数变化的影响,不能仅依据运行压力判断传热性能差异。本文在0.6 MPa、 $Re=7000\sim 40000$ 条件下发现:当翅片高度为1.1 mm时,相同雷诺数下,512

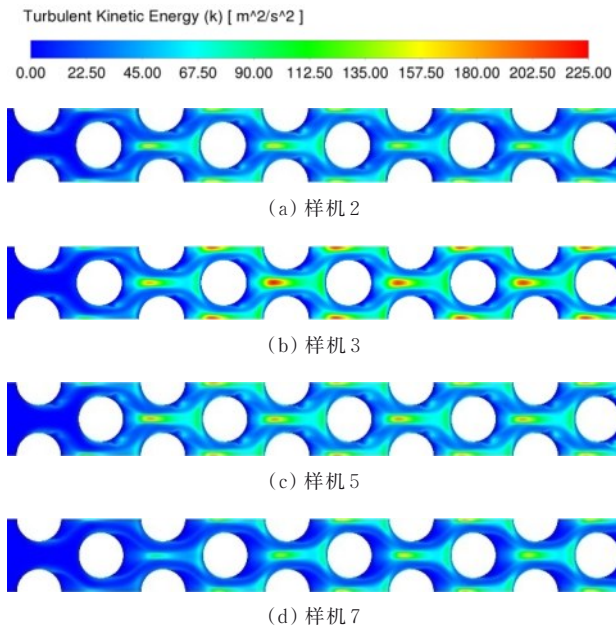


图10 40000雷诺数下样机的湍动能

Fig. 10 Turbulent Kinetic Energy Outside the Tubes of Different Prototypes at a Reynolds Number of 40000

翅/m样机的传热系数较1023翅/m样机提高30.0%~38.7%，而905翅/m样机的UA值最大。这表明，在本文带压工况下，增加翅片数量仍需兼顾换热面积扩展与翅间通流条件，较高的翅片密度并不必然带来更大的整体传热能力。上述结果为CAES换热器的翅片参数选择提供了试验依据，其与常压工况的定量差异仍需通过不同压力下的对照研究进一步确定。

综上，翅片管换热器的传热性能由“面积扩展效应”和“流动组织效应”共同决定。翅片密度和翅高改变了空气侧换热面积，但同时也改变了翅间流动尺度、局部加速程度、尾迹发展空间和近壁流体更新能力。当翅片密度较低时，流动通畅性较好，单位面积传热强度较高，但面积扩展不足；当翅片密度过高时，虽然换热面积增加，但翅间流动受限，新增面积的有效利用率下降；当翅片密度处于适中范围时，换热面积扩展与流场扰动增强能够形成较好的协同关系，从而使UA值达到较高水平。因此，本文结果表明，压缩空气储能用翅片管换热器翅片参数选取的关键，不是单独追求更高翅片密度或更大翅高，而是实现换热面积扩展、翅间通流能力和管外掺混强度之间的匹配。

2.3 传热能力关联式

为综合翅片密度与翅高对翅片管传热的影响，

在此引入翅化比 β ，翅化比是翅片管总外表面积与基管外表面积的比值，直接反映了翅片对换热面积的扩展程度。计算公式如下。

$$\beta = \frac{A_f}{A_b} \quad (11)$$

其中， A_f 为单位长度翅片管表面积， m^2/m ； A_b 为单位长度光管外表面积， m^2/m 。对于本文所采用的翅片管结构，基管外径为 d_b ，翅高为 h_f ，翅片根径为 $d_f = d_b - 2h_f$ ，翅片厚度为 δ_f ，翅片间距为 P_f ，单位长度翅数为 N ，具体如图11所示。

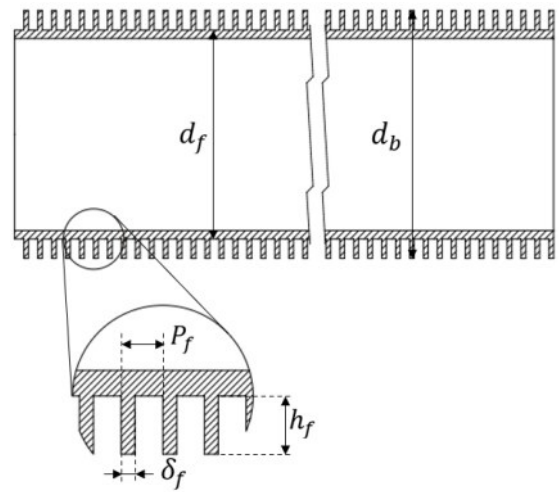


图11 翅片结构图

Fig. 11 Schematic diagram of fin structure

其中，单位长度翅片管表面积为：

$$A_f = \frac{\pi}{2} (d_b^2 - d_f^2) N + \pi (d_f P_f - d_f \delta_f + d_b \delta_f) N \quad (12)$$

单位长度光管表面积为：

$$A_b = \pi d_b \quad (13)$$

式中，式(12)第一项为翅片两侧换热面积，第二项为翅根和翅顶面积；式(13)反映对应光管单位长度的换热面积。各样机的 A_f 均依据实际翅片密度、翅片尺寸计算获得，再代入式(11)求得对应翅化比。

本文翅化比仅表征翅片引起的几何面积扩展，不考虑翅片效率的影响。翅片效率受翅片材料导热系数、厚度、翅高及空气侧局部传热系数等因素共同影响，并不直接计入几何面积比。本文的传热系数和UA值均由试验测得的实际换热量计算获得，其中已隐含翅片导热及翅片效率对实际传热性能的影响；因此，在UA关联式中引入翅化比的目的，是表征面积扩展效应，而非以其替代翅片效率。

由试验结果可以明显看出，在固定雷诺数条件

下, UA 值随翅化比增大呈先增后减的变化趋势, 可采用二次函数进行描述; 同一样机的 UA 值随雷诺数的增大呈幂函数单调递增趋势, 且增长速率逐渐放缓, 符合强制对流换热的基本规律。

基于上述单变量规律, 采用二次-幂函数耦合模型对所有数据进行拟合, 所以设 UA 值与翅化比、雷诺数的通用关系式如下^[38]。

$$UA = (a\beta^2 + b\beta + c)Re^d \quad (14)$$

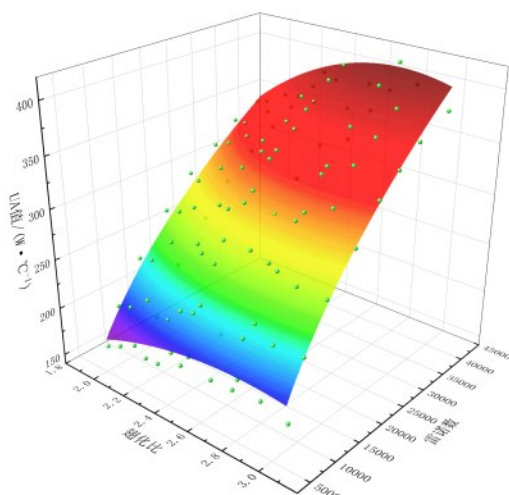


图 12 UA 关联式拟合曲面及试验数据分布

Fig. 12 Fitted surface of the UA correlation and distribution of experimental data

通过试验测得的数据点, 对其进行三维非线性拟合, 得到 UA 值与翅化比、雷诺数的通用关系式。

$$UA = (-1.06032\beta^2 + 5.83915\beta - 3.4143)Re^{0.4224} \quad (15)$$

适用范围为: $7000 \leq Re \leq 40000$; $1.9 \leq \beta \leq 3.0$ 。

关系式三维拟合图形如图 12 所示。该关联式适用于与本文试验件具有相同或相近结构特征的压缩空气-水翅片管换热器, 即基管外径为 16 mm、管束采用 60° 正三角形叉排布置, 且翅片型式、翅片-基管连接方式及材料体系保持一致或相近的结构。此外, 式(15)中的雷诺数和翅化比主要表征空气侧流动强度及换热面积扩展程度, 尚不能完全反映基管直径、管间距、管排方式、有效管排数、翅片材质、翅片厚度等变化对传热性能的影响。改变基管直径或管束排列会改变管间收缩效应、流动分离、尾迹干扰及空气侧流动组织; 改变翅片材质、厚度或连接方式则会影响翅片导热能力和翅片效率。因此, 对于管径、管排方式或翅片材料与本文样机存在明显差异的换热器, 即使其雷诺数和翅化比处于上述范围内, 也不宜直接采用式(15)进行定量预

测。对于结构相近但尺寸存在小幅变化的工程换热器, 式(15)可作为翅片参数初选及整体传热能力趋势判断的参考; 对于结构参数变化较大的换热器, 应结合新的试验数据或数值模拟结果重新确定关联式系数。

本文关联式的拟合数据来源于 13 种不同翅片参数样机在 $Re=7000 \sim 40000$ 范围内获得的全部稳态试验数据。以雷诺数 Re 和翅化比 β 作为自变量, 以试验所得 UA 值作为因变量, 采用非线性回归方法对式(14)进行拟合, 得到式(15)所示的经验关联式。图 12 中散点为各试验工况下获得的 UA 试验值, 曲面为式(15)计算得到的 UA 拟合值。可以看出, 试验数据点整体分布在拟合曲面附近, 说明该关联式能够较好反映 UA 值随雷诺数和翅化比变化的总体趋势。拟合结果的残差图如图 13 所示, 拟合结果决定系数 R^2 为 0.979, 平均绝对拟合误差为 $8.20 \text{ W}/^\circ\text{C}$, 表明关联式对本文试验范围内翅片管换热器整体传热能力具有较好的拟合精度。

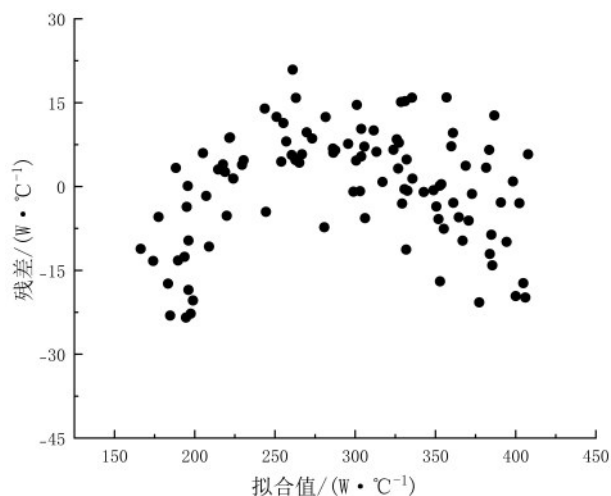


图 13 残差-拟合值图

Fig. 13 Residuals vs fitted

从工程应用角度看, 该关联式具有较强的实用价值。压缩空气储能系统换热器通常具有运行压力高、空气流量大、结构尺寸受限和工况变化范围宽等特点, 若仅依靠大量样机试验进行结构筛选, 不仅周期长、成本高, 而且难以覆盖全部工程工况。本文建立的 UA 值预测关联式将雷诺数和翅化比作为主要影响参数, 能够在给定运行流量和翅片结构条件下快速估算换热器整体传热能力, 为工程设计阶段的翅片参数初选、换热面积配置和样机方案比选提供定量依据。

3 结 论

本文采用试验与数值模拟相结合的方法,研究了高压空气横掠翅片管束时翅片密度、翅片高度及雷诺数对换热性能的影响,主要结论如下。

(1)翅片管的单位面积传热强度与整体传热能力呈现不同的变化规律。翅片密度为512翅/m、翅高为1.1 mm的样机具有最高传热系数,但由于换热面积较小,其 UA 值并不占优;翅片密度为905翅/m、翅高为1.1 mm的样机获得最大 UA 值,表明该结构在换热面积扩展与翅间通流能力之间实现了较好的平衡。因此,翅片参数选取应同时考虑传热系数和总换热面积,不能单纯追求较高翅片密度。

(2)雷诺数升高能够增强管间收缩区的局部加速、管后尾迹扰动及相邻管排之间的流体掺混,促进翅片近壁热边界层更新,从而提高传热系数和 UA 值。翅片密度过低时,整体换热能力受到面积不足的限制;翅片密度过高时,翅间流动受阻,新增换热面积的有效利用率降低。换热性能取决于面积扩展效应与流动组织效应的协同作用。

(3)基于13种样机在 $Re=7000\sim 40000$ 范围内的试验数据,建立了以雷诺数和翅化比为自变量的 UA 预测关联式。该关联式的决定系数为0.979,平均绝对拟合误差为 $8.20\text{ W}/^{\circ}\text{C}$,能够较好描述本文参数范围内翅片管换热器整体传热能力的变化规律,可用于相近结构和工况下的翅片参数初选与性能估算。

参考文献:

- [1] 袁照威, 杨易凡. 压缩空气储能技术研究现状及发展趋势[J]. 南方能源建设, 2024, 11(2): 146-53.
YUAN Z W, YANG Y F. Research status and development trend of compressed air energy storage technology[J]. Southern Energy Construction, 2024, 11(2): 146-153.
- [2] BAZDAR E, SAMETI M, NASIRI F, et al. Compressed air energy storage in integrated energy systems: A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2022, 167: 112701.
- [3] BORRI E, TAFONE A, COMODI G, et al. Compressed Air Energy Storage—An Overview of Research Trends and Gaps through a Bibliometric Analysis [J]. Energies, 2022, 15(20): 7692.
- [4] ZHANG X, GAO Z, ZHOU B, et al. Advanced Compressed Air Energy Storage Systems: Fundamentals and Applications [J]. Engineering, 2024, 34: 246-69.
- [5] 李梦杰, 刘占斌, 何雅玲, 等. 考虑海上风能波动的水下压缩空气储能系统能量转化特性[J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(2): 1-12.
LI M J, LIU Z B, HE Y L, et al. Energy conversion characteristics of underwater compressed air energy storage system considering offshore wind fluctuation [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(2): 1-12.
- [6] 胡昱, GARVEY S D, 许未晴, 等. 基于■分析的储罐式压缩空气储能系统的成本优化[J]. 机械工程学报, 2022, 58(12): 261-9.
HU Y, GARVEY S D, XU W Q, et al. Cost optimization of tank-based compressed air energy storage system based on exergy analysis[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(12): 261-269.
- [7] 刘旭, 史志杰, 刘健, 等. 耦合热泵的压缩空气储能系统性能分析[J]. 动力工程学报, 2025, 45(4): 563-70.
LIU X, SHI Z J, LIU J, et al. Performance analysis of compressed air energy storage system coupled with heat pump [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2025, 45(4): 563-570.
- [8] GUO H, XU Y, ZHU Y, et al. Coupling properties of thermodynamics and economics of underwater compressed air energy storage systems with flexible heat exchanger model [J]. Journal of Energy Storage, 2021, 43: 103198.
- [9] ZHANG X, LI Y, GAO Z, et al. Overview of dynamic operation strategies for advanced compressed air energy storage [J]. Journal of Energy Storage, 2023, 66: 107408.
- [10] GUO H, XU Y, YAN M, et al. Effect of thermal storage and heat exchanger on compressed air energy storage systems [J]. Advances in Heat Transfer, 2023, 55: 1-39.
- [11] SARMAST S, ROUINDEJ K, FRASER R A, et al. Optimizing near-adiabatic compressed air energy storage systems: Sizing and design considerations [J]. Applied Energy, 2024, 357: 122465.
- [12] CACCIALI L, BATTISTI L, BENINI E. Maximizing Efficiency in Compressed Air Energy Storage: Insights from Thermal Energy Integration and Optimization [J]. Energies, 2024, 17(7): 1552.
- [13] 张荣发, 郝宁, 刘传亮, 等. 绝热式压缩空气储能系统中换热器的影响分析[J]. 发电设备, 2025, 39

- (1): 7-13.
- ZHANG R F, HAO N, LIU C L, et al. Influence analysis of heat exchanger in adiabatic compressed air energy storage system[J]. *Power Equipment*, 2025, 39 (1): 7-13.
- [14] MA L, ZHANG X, ZHANG T, et al. Design and operation of an adiabatic compressed air energy storage system incorporating a detailed heat exchanger model [J]. *Energy*, 2024, 304: 132104.
- [15] CUI S, CHEN L, CHEN S, et al. Dynamic modeling and analysis of compressed air energy storage for multi-scenario regulation requirements [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 100: 113227.
- [16] CARDENAS B, GARVEY S, ROUSE J, et al. Design of a combined heat store and heat exchanger for CAES systems [J]. *IET Renewable Power Generation*, 2025, 19(1): e70064.
- [17] SADEGHIANJAHROMI A, WANG C C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers—A review on different mechanisms [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, 137: 110470.
- [18] KIATPACHAI P, KEAWKAMROP T, ASIRVATHAM L G, et al. An experimental study of the air-side performance of a novel louver spiral fin-and-tube heat exchanger [J]. *Alexandria Engineering Journal*, 2022, 61(12): 9811-8.
- [19] 张宇, 刘文仲, 刘小芳. 翅片管换热器内烟气对流换热模拟研究 [J]. *安徽工业大学学报(自然科学版)*, 2024, 41(2): 189-94.
- ZHANG Y, LIU W Z, LIU X F. Simulation study on convective heat transfer of flue gas in finned tube heat exchanger [J]. *Journal of Anhui University of Technology (Natural Science)*, 2024, 41 (2): 189-194.
- [20] XIE X, TANG S, ZHOU J, et al. Parametric study and optimization of H-type finned tube heat exchangers with honeycomb arrangement using Taguchi method [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 256: 124116.
- [21] ZHOU J, XIE X, TANG S, et al. Numerical investigation and comparison on thermal-hydraulic performance of H-type finned tube heat exchanger [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2024, 59: 104481.
- [22] ZHANG D, WU W, ZHAO L, et al. Mathematical Investigation of Heat Transfer Characteristics and Parameter Optimization of Integral Rolled Spiral Finned Tube Bundle Heat Exchangers [J]. *Processes*, 2023, 11(7): 2192.
- [23] TONG S, CHEN X, TONG Z. Numerical Design and Optimization of Finned Tube Heat Exchanger with Curved Serration Based on Multi-Layered Neural Network and Tree-Structured Parzen Estimator Algorithm [J]. *Journal of Thermal Science*, 2025, 34: 1417-30.
- [24] 张任平, 郑锐强, 王启, 等. 基于响应面法陶瓷工业烟气余热回收翅片管换热器参数优化 [J]. *陶瓷学报*, 2025, 46(6): 1221-32.
- ZHANG R P, ZHENG R Q, WANG Q, et al. Parameter optimization of finned tube heat exchanger for flue gas waste heat recovery in ceramic industry based on response surface methodology [J]. *Journal of Ceramics*, 2025, 46(6): 1221-1232.
- [25] HU D, ZHANG Q, SONG K, et al. Performance optimization of a wavy finned-tube heat exchanger with staggered curved vortex generators [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2023, 183: 107830.
- [26] LANG C, LU C, SUN B, et al. Performance comparison of inline and staggered integrally-molded spiral finned tubes for low-carbon emissions [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 241: 122355.
- [27] CHOI J H, GWON J G, CHOI H K. Numerical analysis of the heat transfer effect on arc-shaped vortex generator height in a finned-tube heat exchanger [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2026, 40: 2329-41.
- [28] QI X, YANG J, ZHANG Y, et al. Simulation study of the influence of circular arc vortex generator size on the heat transfer characteristics of fin-and-tube heat exchanger [J]. *Scientific Reports*, 2025, 15: 22059.
- [29] 吕伟旋, 黄洪锋. 间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能数值模拟研究 [J]. *建模与仿真*, 2024, 13 (3): 3424-36.
- LYU W X, HUANG H F. Numerical simulation study on heat transfer and resistance performance of discontinuous annular grooved finned tube heat exchanger [J]. *Modeling and Simulation*, 2024, 13 (3): 3424-3436.
- [30] 宋克伟, 张群玉, 万萱兴, 等. 曲线波纹振幅对带涡产生器管翅换热器换热性能影响研究 [J]. *兰州交通大学学报*, 2025, 44(6): 1-10.
- SONG K W, ZHANG Q Y, WAN X X, et al. Effect of curved corrugation amplitude on heat transfer performance of tube-fin heat exchanger with vortex generators [J]. *Journal of Lanzhou Jiaotong University*, 2025, 44(6): 1-10.

- [31] 韩潇, 刘然, 张磊, 等. 低气压下波纹-翼型涡发生器翅片管换热器流动换热性能分析 [J]. 航空动力学报, 2025, 40(5): 20230682.
HAN X, LIU R, ZHANG L, et al. Flow and heat transfer performance analysis of finned tube heat exchanger with corrugated airfoil vortex generators under low pressure [J]. Journal of Aerospace Power, 2025, 40(5): 20230682.
- [32] SAINI P, SHAH M P. Performance evaluation of finned tube heat exchanger using curved wavy delta winglet vortex generators with circular perforations [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2024, 159: 108184.
- [33] CHE M, ELBEL S. Experimental quantification of air-side row-by-row heat transfer coefficients on fin-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 131: 657 - 65.
- [34] MARCINKOWSKI M, TALER D, WĘGLARZ K, et al. Advancements in analyzing air-side heat transfer coefficient on the individual tube rows in finned heat exchangers: Comparative study of three CFD methods [J]. Energy, 2024, 307: 132754.
- [35] MARCINKOWSKI M, TALER D, SACHARCZUK J, et al. Innovative analysis of local and average air-side heat transfer coefficients in fin-and-tube heat exchangers using CFD and experimental method [J]. Energy, 2024, 309: 133084.
- [36] FARAJ A, FARAJ J, HARIKA E, et al. Development of a new method for estimating the overall heat transfer coefficient of heat exchangers - Validation in automotive applications [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 28: 101434.
- [37] 张鸣远. 流体力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2010.
ZHANG M Y. Fluid Mechanics [M]. Beijing: Higher Education Press, 2010.
- [38] ALI S, FARAJ J, KHALED M. A correlation for U-value for laminar and turbulent flows in concentric tube heat exchangers [J]. International Journal of Thermofluids, 2024, 23: 100797.