

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.03.012

卧式热风炉壳程改进方案分析

汪硕¹, 葛目荣², 王福瑞², 岳晨¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016; 2. 江苏驃马智能装备股份有限公司, 江苏 常州 213017)

摘要:为提升卧式热风炉壳程换热效率, 针对壳程区域存在的流动死区及流场分布不均匀问题, 运用 Fluent 仿真模拟软件, 研究逆流、加装前置导流板、后置导流板等改进方案对卧式热风炉壳程流动和换热特性的影响机制。结果表明: 基于 EEC 效能评价体系, 后置导流板改进方案换热性能较好, 出口区域温度分布更均匀, 显著提高了流场均匀性和换热效率。在计算工况下, 总换热量和换热系数分别呈现出 12.0%~16.6% 和 13.6%~18.4% 的提升, 压降增幅为改进方案中最小。

关键词:热风炉; 导流板; 强化传热; 数值模拟

中图分类号:TK1 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2026)03-0058-06

Analysis on Optimized Design of Shell Side of Horizontal Hot Blast Stove

WANG Shuo¹, GE Murong², WANG Furui², YUE Chen¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Jiangsu Piaoma Intelligent Equipment Co., Ltd., Changzhou 213017, China)

Abstract: In order to improve the heat transfer efficiency of the shell side of a horizontal hot blast stove, and to address the problems of flow dead zones and uneven flow field distribution in the shell side area, this research used Fluent simulation software to look into the impact mechanism of improvement schemes such as counter flow, installation of front baffle plates, and rear baffle plates on the flow and heat transfer properties of the shell side of a horizontal hot blast stove. The results show that based on the EEC efficiency and performance evaluation system, the improved scheme with rear baffle plates has better heat transfer performance, a more uniform temperature distribution in the outlet area, and significantly improves the uniformity of the flow field and heat transfer efficiency. Under the calculated operating conditions, the total amount of heat transfer and heat transfer coefficient show an increase of 12.0%–16.6% and 13.6%–18.4%, respectively, with the smallest increase in pressure drop among all the improvement schemes.

Keywords: hot blast stove; baffle plates; enhanced heat transfer; numerical simulation

0 引言

节能是永恒的主题, 换热设备在节能减排领域潜力巨大^[1]。热风炉是一种设计用于产生高温空气的换热设备。其基本原理是通过燃烧燃料产生高温气体, 后将高温气体传递给空气, 进而用于热处理、干燥、烘焙、燃烧等工业应用。主要结构包括燃烧系统、炉膛、热交换器、控制系统等。其具有结构简单、运行稳定、灵活性高、应用广泛等优势。目前热风炉整体存在换热系数低、换热面积大, 整体结构尺寸庞大等不足。开展提高其热能利用率和降低结构尺寸等方面研究具有重要的节能和经济价值。

卧式热风炉工作本质为流体横掠炉膛圆柱体与换热管束组合体进行换热, 国内外学者对流体

横掠圆柱体以及管束分别进行了深入研究。蔡伟华等^[2]应用热力学第一、第二定律, 采用对管外流体温度进行加权平均的方法, 对选定参数的横掠单圆管流动与换热进行了热力学优化分析。ZHANG 等^[3]研究了在均匀壁面热流边界条件下横掠管束的斜向流体流动和对流换热。黄瑾等^[4]对流体横掠顺排管束和叉排管束进行数值模拟, 验证了动力学模态分解方法分析管束流场特征的有效性。研究圆柱绕流以及换热管束区流场和换热过程有助于类似换热设备的优化设计, 提高换热效率和性能, 减小能耗, 增强热传递, 提高系统可靠性和稳定性, 对工业和能源应用具有重要意义。

在热风炉的节能优化方面, 栾国伟等^[5]以热风炉废烟气为对象, 通过热力分析, 确立了热风炉

第一作者简介:汪硕(1997—), 男, 安徽砀山人, 硕士研究生, 研究方向为新能源储能科学研究, 2386163910@qq.com。

通信作者简介:岳晨(1979—), 女, 陕西泾阳人, 副教授, 博士, 研究方向为新能源储能的研究, yuechen@nuaa.edu.cn。

烟气余热的梯级利用方案。张江勇等^[6]基于大量生物质热风炉实验研究,对设备性能进行优化。TANMAY^[7]研究了高炉中保持风口热风温度均匀的问题。ZHANG 等^[8]研究了热风炉燃烧对温度和送风特性的影响。

根据相关文献可知,国内外针对于热风炉的节能研究主要集中于烟气余热回收以及燃料燃烧效率的提升,对热风炉空气侧换热效率问题的研究较少,热风炉壳程换热节能潜力巨大。同时,对于流体横掠大管径圆管与管束的集成工程应用研究还需深入开展。本文针对某型卧式热风炉壳程区域存在的流动死区及流场分布不均匀导致的换热效率低、能源利用效率不高问题,对其开展方案设计和综合传热流动性关键影响因素研究,为相关工业应用提供参考。

1 某型热风炉介绍及物理模型

1.1 结构参数

如图 1 所示为本文研究的热风炉几何模型尺寸(单位:mm)与流向示意图。换热管束采用翅片管,管束排布为横向五排叉排。管程与壳程均采用不锈钢材料,外部设有保温材料。

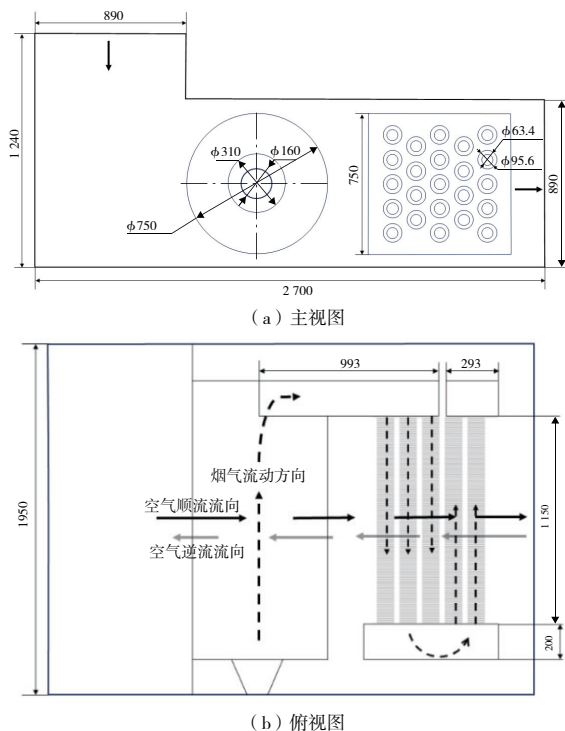


图 1 几何模型尺寸与流向示意图

1.2 方案设计

本文提出的改进方案一为逆流方案,即不改

变原始结构,原壳程入口改为壳程出口,原壳程出口改为壳程入口。根据传热学理论,冷热流体逆流时,温差增大,有助于增强传热效果。为进一步提升热风炉的换热性能,优化壳程流场分布减少流动死区,提出加装前置与后置导流板两种新方案。图 2 为原始热风炉与加装前置与后置导流板 3 种方案的 UG 建模示意图。

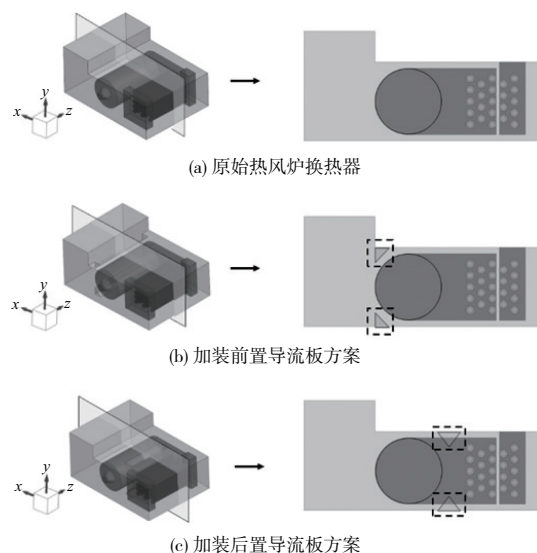


图 2 UG 建模示意图

2 数值模拟方法

2.1 控制方程

确保仿真模拟精度的前提下,为简化计算量,需对数值模拟过程提出假设:1) 流体在壳程以及管程内部的流动视为稳态流动;2) 物性参数随温度变化;3) 忽略重力对流体流动的影响。

连续性方程

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

动量方程

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

能量方程

$$\frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

式中: ρ 为流体密度; μ 为流体的动力黏度系数; c_p 为定压比热容; T 为温度。

2.2 湍流模型及边界条件

间壁式换热器因其自身流量大且结构复杂等特点,其壳程区域一般呈现为湍流状态。BAYAZIT

等^[9]的研究中,详细探讨了 Realizable $k-\varepsilon$ 模型相较于传统的 $k-\varepsilon$ 模型的优势。综合考虑,选用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型开展数值模拟计算。

利用数值模拟软件 Fluent 对模型进行稳态计算,采用标准壁面函数处理壁面流体,速度-压力耦合使用 SIMPLE 算法,使用二阶迎风差分格式对湍流耗散率、湍动能等进行分析。使用双精度求解器,收敛残差设置为 1×10^{-6} 。壳程以及管程入口均为质量流量入口形式,根据风机参数以及工厂实际运行工况壳程入口质量流量设置为 $3.3 \sim 13.3 \text{ kg/s}$,管程入口质量流量为 0.635 kg/s ,壳程入口温度为 293 K ,管程入口温度为 773 K 。壳程以及管程出口均设为压力出口形式。壳程内壁面均设置为绝热壁面且壁面无滑移。

2.3 网格划分与验证

采用六面体网格与四面体网格相结合的形式对模型进行网格划分。原始模型以及改进后模型验证方式相同,故选取原始模型进行网格无关性验证示范。分别采用网格数量为 1.011×10^7 、 1.193×10^7 、 1.438×10^7 、 1.654×10^7 的网格系统进行划分,结果如图 3 所示当网格数量从 1.438×10^7 提示提升至 1.654×10^7 时,壳程换热系数与压力损失分别仅升高 0.88% 和 1.1% 。综合考虑计算量与准确性,本文采用数量为 1.438×10^7 的网格系统,经相同验证,采用本网格系统的前置导流板方案与后置导流板方案热风炉换热器模型网格数量分别为 1.415×10^7 和 1.403×10^7 。

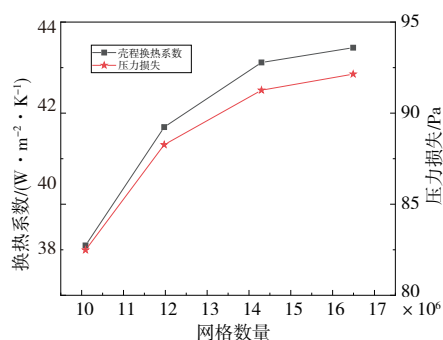


图3 网格量与压力损失和壳程换热系数关系

2.4 性能评价指标

对于型号多样的换热设备壳程来说,其流动状态、流通截面等结构参数以及雷诺数、普朗特数等状态参数通常难以计算,从而使得传统的效能评价体系不能准确反映新型换热器壳程的换热能力。并以此为关联提出了可以更加客观反映在相同的能耗下换热设备的综合换热能力评价体系

(energy efficiency coefficient, EEC)。计算公式如下

$$E_{\text{EC}} = \frac{Q/Q_0}{P_w/P_{w0}} = \frac{Q/Q_0}{V\Delta p/(V_0\Delta p_0)} \quad (4)$$

式中:分子为总换热量的比值;分母为所耗功率的比值; Q 为改进方案换热量; P_w 为改进方案所耗功率; V 为改进方案体积流量; Q_0 为原始方案换热量; P_{w0} 为原始方案换所耗功率; V_0 为原始方案换体积流量。如果体积流量相等,则上式可简写为

$$E_{\text{EC}} = \frac{Q/Q_0}{\Delta p/\Delta p_0} \quad (5)$$

换热器的性能通常用换热量收益来衡量,即通过传递热量实现的收益。功耗功率则是在这个过程中需要用于输送流体的能量损失。EEC 即通过收益与损耗的比值来衡量系统的效率,上式分子为热量增益比率,分母为压力损失比率。

3 模型可靠性验证

对于流体横掠叉排管束的换热研究较为广泛,本文建立 ZHANG 等^[10]文章中横向间距比值为 1.1,纵向间距比值为 3 的叉排管束模型并进行数值模拟计算。部分计算结果与 ZHANG 等的文献实验数据对比如图 4 所示。模拟与实验结果基本吻合,且其余结果误差均在 10% 以下。可知本研究使用的数值模拟方法具有良好的可行性和准确性。

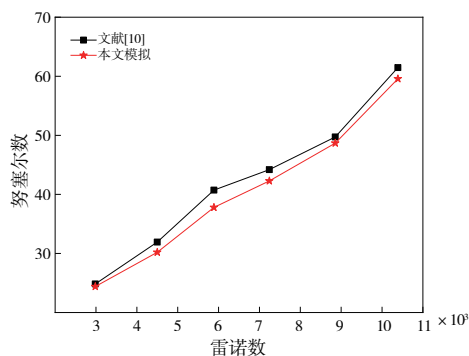


图4 数值计算结果与文献实验数据对比

4 结果与分析

4.1 流场分布对比

图 5 所示分别为壳程入口质量流量为 9.3 kg/s 时的 4 种方案 $z = 500 \text{ mm}$ 处的流场分布情况。分离流绕过圆柱并延伸到其后部区域时,重新汇聚。形成涡街特殊气流区域,其内气流的运动复杂且不稳定。

采用逆流方案时,流体先经过换热管束区再经过炉膛区域,流体均匀通过换热管束区,旁通流体明显减少,换热管束区域的流场均匀性得到显著的提升。

炉膛前加装导流板时,导流板设计收窄流体进入炉膛区域入口,促使流体更有序地集中在炉膛圆柱体周围,实现了流体流线的优化,改变流体的流动轨迹和流线方向。进入炉膛底部的流量增多,换热管束区进行斜向上方向的冲刷。

炉膛后加装导流板时,经导流作用,流体集中流经换热管束区域,增加有效换热面积。有效减少尾迹效应且改善流动的稳定性。

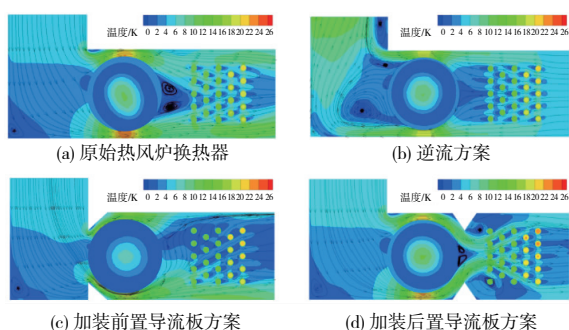


图5 不同方案壳程流场分布

4.2 温度场分布对比

图6和图7分别为壳程入口质量流量为 9.3 kg/s 时4种方案 $z=500 \text{ mm}$ 处以及出口处的温度场分布情况。逆流方案的出口区域即原始热风炉换热器的进口区域,出口区域变大,温度分布相比于其他3种方案较低。加装前置导流板方案相较于原始方案中间区域的低温区明显减少,其上部区域改善明显,整体温度更高。这与该方案中多数流体进入炉膛底部空间,流体对换热管束区进行斜向上方向冲刷有关。加装后置导流板方案流体更集中且均匀的冲刷后部换热管束区域,相较于原始方案出口区域中部的低温区近乎消失,出口温度分布更为均匀。

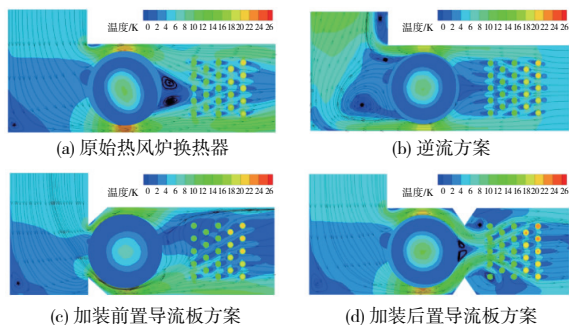


图6 不同方案 $z=500 \text{ mm}$ 处温度分布

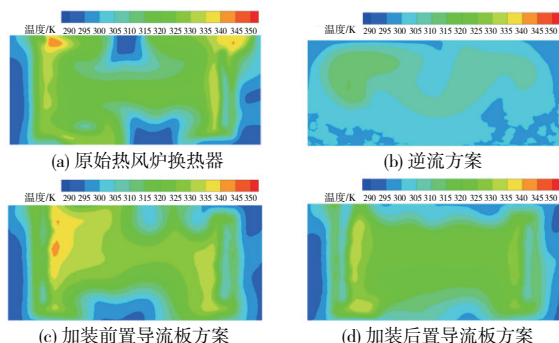


图7 不同方案壳程出口处温度场分布

4.3 换热及流动特性对比分析

图8对比了4种方案的总换热量随着壳程质量流量变化的情况。壳程入口质量流量从 3.3 kg/s 变化到 13.3 kg/s 时,相较于原始方案,逆流方案总换热量提升了 $5.4\% \sim 14.2\%$,加装前置导流板方案的总换热量提升了 $6.7\% \sim 8.2\%$,加装后置导流板方案的总换热量提升了 $12.0\% \sim 16.6\%$ 。

从趋势看,4种方案换热量均随着质量流量的增大而增大,且随着质量流量的增加换热量的增幅逐渐变缓。其中,逆流方案的换热量受质量流量的影响较小。从图8中趋势可以看出当壳程入口质量流量小于 3.3 kg/s 时,原始热风炉换热器逆流的换热管束区域换热量将高于加装后置导流板热风炉换热器。因此逆流方案更适用于壳程入口流量较低的工况。

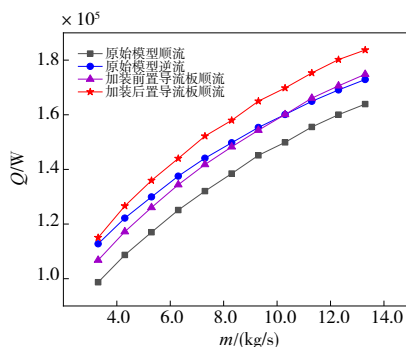


图8 不同方案总换热量随质量流量变化曲线

图9对比了4种方案的换热系数随质量流量的变化情况。壳程入口质量流量从 3.3 kg/s 变化到 13.3 kg/s 时,相较于原始方案,逆流方案的换热系数提升了 $5.3\% \sim 15.4\%$,加装前置导流板方案的换热系数提升了 $7.0\% \sim 8.7\%$,加装后置导流板方案的换热系数提升了 $13.6\% \sim 18.4\%$ 。综合以上分析,从换热性能角度出发,加装后置导流板方案效果最为理想。

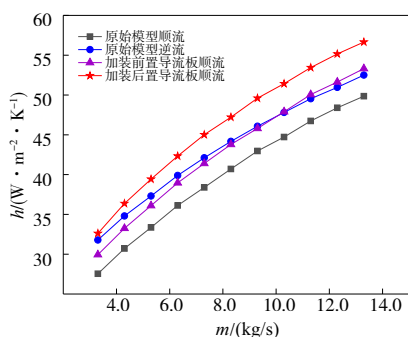


图9 不同方案换热系数随质量流量变化曲线

图10对比了4种方案的压力损失随着壳程质量流量变化的情况。壳程入口质量流量从3.3 kg/s变化到13.3 kg/s时,相较于原始方案,逆流方案的压力损失增加了42.3%~45.7%,加装前置导流板方案的压力损失增加了26.1%~34.2%,加装后置导流板方案的压力损失增加了12.4%~15.6%。逆流方案压力损失显著地高于其他方案,加装后置导流板方案在相同的流动条件下,其压力损失相对较小。

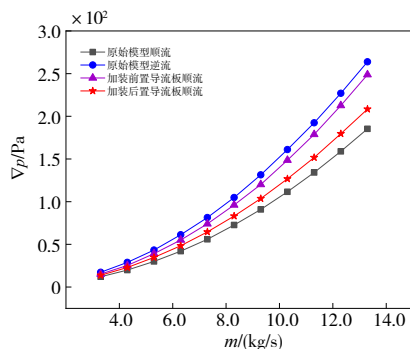


图10 不同方案压力损失随质量流量变化曲线

4.4 综合换热性能对比分析

如图11为3种改进方案EEC数值随着壳程质量流量变化的情况。壳程入口质量流量从3.3 kg/s

变化到13.3 kg/s时,逆流方案EEC数值为0.7~0.8,加装前置导流板方案的EEC数值0.8~0.9,加装后置导流板方案的EEC数值在数值稳定在1.0附近。从数值上看加装后置导流板方案的效能表现最佳,即相同的功耗损失下得到的热量收益最高。从趋势上看壳程入口质量流量从低到高变化时,3种改进方案的EEC数值均逐渐降低,说明3种方案在均在低流量下的效能表现更好。

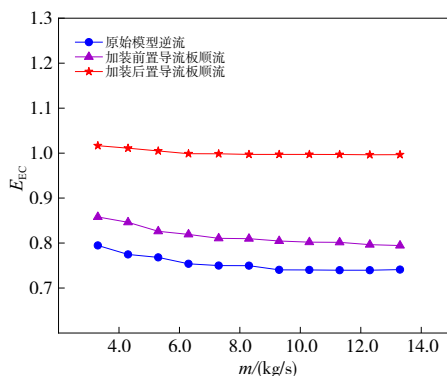


图11 不同方案EEC值随质量流量变化曲线

图12为原始方案与改进方案功耗与总换热量对应情况的对比。当选取同一目标换热量时,改进方案消耗更少的风机功耗。而当消耗功耗一致时,改进方案可以得到更多的换热量。例如,当风机功耗为1 264 W时,逆流方案提高大约1.63%的换热量。而当换热量为 1.56×10^5 W时,逆流方案节省大约13.8%的风机功耗;当风机功耗为1 264 W时,加装前置导流板方案提高大约2.56%的换热量。当换热量为 1.56×10^5 W时,加装前置导流板方案可以节省大约11.6%的风机功耗;当风机功耗为1 264 W时,加装后置导流板方案提高大约10.19%的换热量。而当换热量为 1.56×10^5 W时,加装后置导流板方案可以节省大约59.6%的风机功耗。

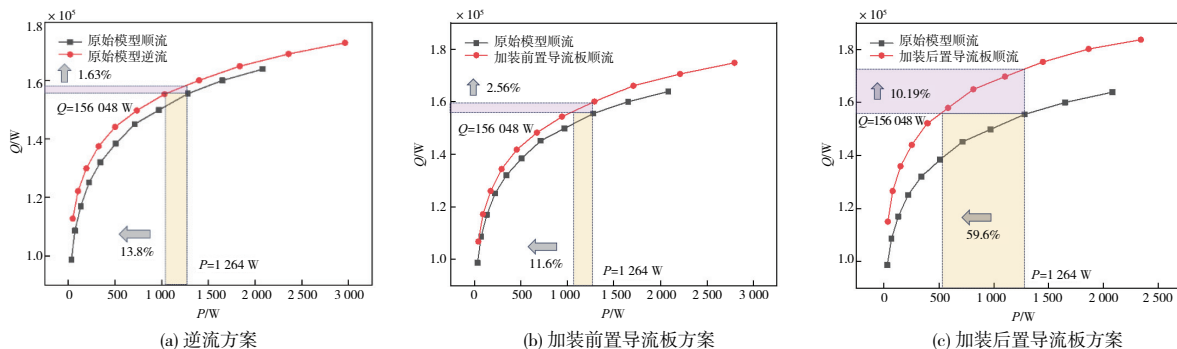


图12 原始热风炉换热器与改进方案功耗随换热量变化

5 结语

本文利用 Fluent 软件针对原始热风炉换热器、逆流方案、加装前置导流板和加装后置导流板等 4 种方案进行了数值模拟研究。对比分析了其流场、温度场、压力损失以及综合换热性能,结果如下:

1) 原始卧式热风炉壳程存在圆柱绕流后的流动死区及流场分布不均匀现象,影响换热效率。改进方案不同程度地消除了涡旋和尾迹效应,提高了流场均匀性和换热效率,对热风炉换热性能的提升具有显著影响。

2) 改进方案相较于原始设计表现出更优的温度场分布,其中后置导流板方案较优。整体温度变化更为平缓,缩小了中部低温区域面积,出口区域温度分布更加均匀。

3) 在计算工况下,逆流方案表现出了 5.4%~14.2% 的换热量提升,压降增幅为 42.3%~45.7%,受壳程入口质量流量的影响较小,更适用于壳程入口流量较低的工况;加装前置导流板方案达到了 6.7%~8.2% 的换热量提升,压降增幅为 26.1%~34.2%;加装后置导流板方案在总换热量和换热系数方面分别呈现出 12.0%~16.6% 和 13.6%~18.4% 的提升,且压降增幅为改进方案中最小的 12.4%~15.6%。

4) 在 EEC 效能评价体系下,后置导流板方案表现较好。当风机功耗为 1 264 W 时,逆流方案提高约 1.63% 的换热量,加装前置导流板方案提高约 2.56% 的换热量,加装后置导流板方案提高约 10.19% 的换热量。当换热量为 1.56×10^5 W 时,逆流方案节省约 13.8% 的风机功耗,加装前置导流板方案可以节省约 11.6% 的风机功耗,加装后置导流板方案可以节省约 59.6% 的风机功耗。

参考文献:

- [1] 徐锦华. 产品设计中的节能措施[J]. 机械制造与自动化, 2011, 40(2): 159-161.
- [2] 蔡伟华, 徐国强, 陶智, 等. 横掠单圆管流动与换热的热力学优化设计[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 458-463.
- [3] ZHANG L Z, OUYANG Y W, ZHANG Z G, et al. Oblique fluid flow and convective heat transfer across a tube bank under uniform wall heat flux boundary conditions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 91: 1259-1272.
- [4] 黄瑾, 明平剑, 孙婉荣. 流体横掠管束的动模态分析研究[J]. 工程热物理学报, 2023, 44(8): 2279-2284.
- [5] 栾国伟, 李敬宇, 雷琪安, 等. 热风炉废烟气余热高效利用研究[J]. 冶金能源, 2020, 39(4): 33-37.
- [6] 张江勇, 孙恒五, 李戟, 等. 生物质热风炉换热器结构优化与分析研究[J]. 农机化研究, 2013, 35(3): 237-241.
- [7] TANMAY D. Design and CFD analysis of a novel compact mixing chamber in blast furnace ironmaking[J]. J. Thermal Sci. Eng. Appl, 2021: 1-22.
- [8] ZHANG Q C, CHEN L Y, ZHAO C C. Numerical simulation of combustion and air supply process and optimal design of traditional top combustion hot blast stoves [J]. Steel Research International, 2021, 92(2): 2000311.
- [9] BAYAZIT O, KARPAK B, YAGCI A. A purchasing decision: selecting a supplier for a construction company[J]. Journal of Systems Science and Systems Engineering, 2006, 15(2): 217-231.
- [10] ZHANG Y W, CHEN Z Q. The effect of a gap between layers on the heat transfer performance of aligned tube banks[J]. Heat Transfer Engineering, 1992, 13(2): 33-41.

收稿日期: 2024-01-22