

装有密封器的管壳式换热器的实验研究

王斯民, 厉彦忠, 文 健, 余 锋
(西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘要: 通过在壳程内安装密封器件, 对传统的管壳式换热器进行了结构改进。密封器堵住了折流板与壳体之间的间隙, 有效地消除了换热器壳体内部的流体短路现象。实验结果表明, 换热器安装密封器后, 壳程的对流换热系数增加 20%—25%, 总传热系数增加 15%—19%, 有效地提高了换热器的换热性能。虽然换热器壳程的阻力损失有所增加, 但泵耗功率的增量小于 10 W, 相对于换热量的增加可以忽略不计。此研究对换热器的节能优化设计有着重要的指导意义。

关键词: 管壳式换热器; 折流板; 密封器; 环形截面的短路流道; 节能

中图分类号: TK 124 **文献标识码:** A **文章编号:** 1005-9954(2007)10-0012-04

Experimental investigation of shell-and-tube exchanger with a sealer

WANG Simin, LI Yan-zhong, WEN Jian, YU Feng

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi Province, China)

Abstract The configuration of shell-and-tube exchanger was improved through installation of sealer in the shell. The gap between the baffle plates and shell was blocked by the sealer, which effectively decreased the short circuit flow in the shell. The experimental results show that the convective heat-transfer coefficient in the shell of improved heat exchanger increases by 20%—25%, the total heat-transfer coefficient increases by 15%—19%, while the pump output power is less than 10 W. Though pressure losses increase with the sealer installation, the pump output power increases slightly, which can be neglected compared to the increase of heat exchange quantity. The heat transfer performance of improved heat exchanger is intensified obviously, which is benefit to the optimizing design of heat exchanger for energy saving.

Key words shell-and-tube exchanger; baffle plate; sealer; short circuit flow of ring section; energy saving

管壳式换热器主要由管束和壳体两大部分组成。壳体和管束分别为一个长形的圆筒体和一个长圆形组合体, 从制造工艺角度讲, 它们必然存在着椭圆度和不直度 2 个误差。为保证管束顺利装入壳体内, 在进行制造时就要保证壳体内径的尺寸适当大于管束的外径尺寸^[1-2]。对于直径尺寸为 400—2 000 mm 的换热器, 按照 JB 151 国家标准制造安装后, 在壳体内径与管束之间就存在着一个宽度为 3—7 mm 的环形截面的流动通道。随着我国石化、化工、电力等行业向大型化发展的趋势, 设备也必然要大型化^[3]。直径为 3—4 m 甚至 6 m 的换热器也经常见到有关制造和使用的报导。为保证顺利安装, 随着换热器直径增大, 折流板与壳体之间的间隙也必定增大。由于此部分间隙的存

在, 必定会使壳层内的部分流体直接从这个环形间隙流过, 从而形成环形截面的短路流道。国内外的研究表明^[4-6], 短路流道内的流体不参与换热, 导致换热器传热量的减小, 从而降低了换热器的性能。而关于消除这种短路的结构研究, 国内外至今未见报道。因此, 本文主要通过换热器的结构改进, 减少其内部壳层流体的短路, 从而达到提高换热器性能的目的。

1 弓形折流板换热器的结构改进

1.1 普通弓形折流板换热器的壳程流体流动模式

图 1 所示为普通的弓形折流板换热器的壳程流体流动模式示意图。从图中可以看出, 此种模式存在 3 种流动方式: A. 流体与换热管相交叉的横向

基金项目: 全国首届优秀博士学位论文作者专项基金资助项目 (199933); 国家自然科学基金资助项目 (50676074)

作者简介: 王斯民 (1977—), 男, 博士生, 研究方向为流体的流动和传热特性, 电话: (029) 82668725 13109529397, E-mail: snwang@mail.xjtu.edu.cn

流, B 弓形折流板缺口处沿换热管流动的逆流或顺流, C 沿管束与壳体之间环形间隙流动的漏流。

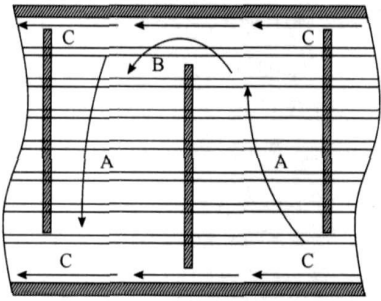


图 1 普通换热器壳程流体流动模式

Fig 1 Schematic diagram of fluid flow in shell construction of conventional shell-and-tube heat exchanger

1.2 改进后的弓形折流板换热器的结构及其壳程流体流动模式

图 2 所示为结构改进之后的换热器结构和流动模式图。所谓结构的改进, 即在每块折流板上安装密封器, 堵住管束与壳体之间的环形间隙。安装有密封板后, 仅存在 A, B 2 种流动方式, 原来壳程内的泄漏流 C 消失, 这部分流量加入到 A 和 B 2 种流动中, 参与了热交换。

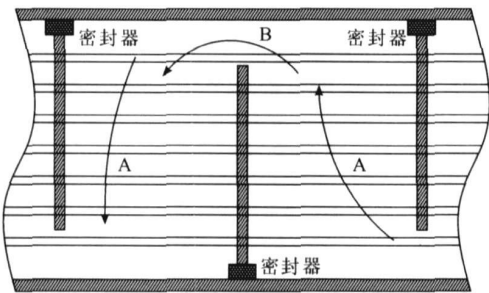


图 2 折流板上装有密封器的换热器壳程流体流动模式

Fig 2 Schematic diagram of fluid flow in shell construction of improved shell-and-tube heat exchanger

以本次实验中所采用的型号为 AES300-2 5-10-3/25-2 的换热器为例, 根据国标 JB151 进行估算, 环形截面的漏流面积约占壳程平均流通面积的 1/6 左右。在相同压力作用下的 2 个流道, 它们各自的流量不仅与流通面积有关, 而且还与流道上的阻力有关。环形短路流道短而且直, 所以阻力小。进行换热的流道为“之”字形且长, 阻力大。短路流道上单位面积的流量值一定大于换热流道上单位面积的流量值, 所以密封器堵住的流量要大于其面积份额所对应的整个流量的 1/6。此部分漏流对换热器性能的影响不可忽视, 因此有必要进行结构改造来堵塞这部分间隙。

2 结构改进前后换热器的实验及其结果分析

2.1 实验方案及方法

本文主要在相同的操作条件下, 分别对安装密封器前后的同一台换热器进行传热和阻力实验, 比较密封器对传热和阻力降的影响。

实验装置流程如图 3 所示, 主要由换热器试件, 容量为 2 m³ 的油罐和容量为 40 m³ 的水罐和加热器等组成。管壳式换热器型号为 AES300-2 5-10-3/25-2 折流板间距 120 mm, 换热器内径与管束间设定的间隙为 3 mm。壳体内径 300 mm; 换热管为外径 25 mm 和长度为 3 000 mm 的钢管, 数量为 40 根。安装在折流板上的密封器为专利产品, 在换热工况下经过调控, 密封器呈工作状态, 进而堵塞壳体与管束之间的环状通道。管程实验介质为水, 壳程为 20 号导热油。实验中温度由水银温度计测量, 其误差为 0.1 °C; 齿轮油表型号为 XB-63Q 精度 1 级; 浮子流量计 LZB-10Q 精度 2 级; U 型压差计误差小于 1.0%。

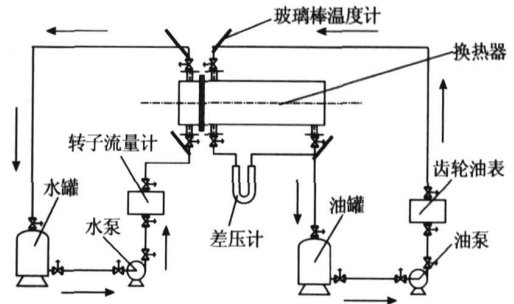


图 3 实验装置流程

Fig 3 Schematic diagram of experimental system

实验过程中, 管程流量确定为一个常量 (本实验为 18 m³/h)。改变壳程流量, 取多个流量点进行数据采集。实验中采集的数据包括管程流体进出口温度、管程流体流量、壳程流体进出口温度、壳程流体流量、壳程上给定二点的压差。实验中, 每改变一次壳程流量, 都要维持运行 5 min 左右, 使流动稳定后, 再读取数据。当冷热流热平衡误差在 3% 内即认为达到热平衡, 数据有效。

2.2 实验结果及分析

2.2.1 密封器对换热器壳程膜系数 α₀ 及总传热系数 K 的影响

图 4 和图 5 分别为安装密封器前后壳程膜系数 α₀ 和总传热系数 K 及其增长率随壳程流量变化关系。α₀ 和 K 的值是根据实验测得的壳程和管程介质的流动和进出口温度计算所得。由于实验漏热损失低于 3%, 因此计算结果是可靠的。

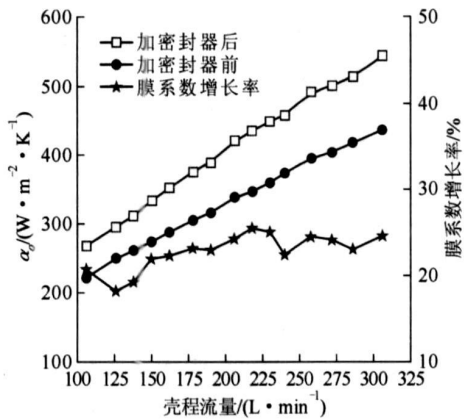


图 4 壳程膜系数 α_0 及其增长率随壳程流量变化关系

Fig. 4 Heat-transfer coefficient α_0 in the shell and its growth rate versus flux

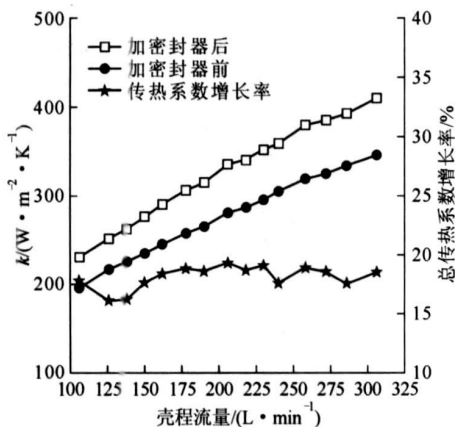


图 5 总传热系数 K 及其增长率随壳程流量变化关系

Fig. 5 Total heat-transfer coefficient K and its growth rate versus flux

从图 4 图 5 中可以看出,壳程传热系数 α_0 和总传热系数 K 的变化规律相同,均随着流量的增大而提高。但在相同流量时,装有密封器的换热器 α_0 和 K 值均比普通换热器要高,而且随着流量的增大,二者之间的差值也越大。在流量为 150 L/m in 时,密封前的 α_0 为 273.7 W/(m²·K),密封后增至 333.6 W/(m²·K),提高了 21.9%。在流量为 306 L/m in 时,密封前的 α_0 为 436.5 W/(m²·K),密封后为 543.6 W/(m²·K),提高了 24.6%。在流量为 100—300 L/m in 时,密封后 α_0 增长了 22.4%—25.5%。在流量为 150 L/m in 时,密封前的 K 为 235 W/(m²·K),密封后为 277.1 W/(m²·K),提高了 17.5%。当流量为 306 L/m in 时, K 由密封前的 349.5 W/(m²·K)增至密封后的 410 W/(m²·K),提高了 18.5%。在流量为 100—300 L/m in 时,密封后的 K 增长了 15.6%—19.7%。可见,密封器有效地堵住了壳程中的短路流量,使平均流速 u_0 增加,

从而使 α_0 和 K 均增加。

2.2.2 安装密封器对壳程压降的影响

图 6 为壳程压降与壳程压降增长率随壳程流量的变化关系。从图 6 中可以看出,换热器的壳程压降 Δp 随着壳程流量的增加而增大。而且,密封之后换热器壳程的压降增大。当流量为 150 L/m in 时,密封前的壳程压降 Δp 为 1039.9 Pa 密封后为 1466.5 Pa 压降 Δp 增加了 44.8%。在流量为 306 L/m in 时,压降 Δp 由密封前的 3426.3 Pa 增至密封后的 4959.5 Pa 增加了 48.8%。在流量为 100—300 L/m in 时,密封后压降 Δp 增加了 44.6%—48.8%。

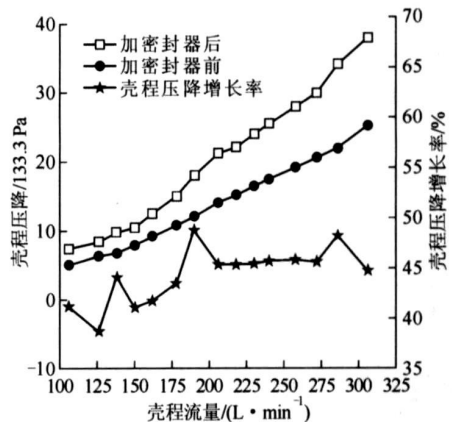


图 6 壳程压降 Δp 及其增长率随壳程流量的变化关系

Fig. 6 Pressure drops in the shell Δp and its growth rate versus flux

2.2.3 换热量与泵耗功率关系

在相同的冷热流体进口条件下,改进后的换热器由于密封器的安装使得其 K 值增大,必然导致冷流体的出口温度上升,热流体的出口温度降低,最终使得换热器传输的热量 Q 增加。而其壳程压降的增加会使泵耗功率增大,但经计算其增大的值非常小。泵耗功率为

$$P_e = \Delta p \times q_v \quad (1)$$

式中, P_e 为泵输出功率, Δp 为壳程压降, q_v 为壳程体积流量。

图 7 为安装密封器后换热器输出的热流量的增量与泵耗功率增量随壳程流量关系图。选取安装密封器后壳程压降增加最大的实验点(即流量最大的实验点)对泵耗功率进行计算。在此实验点加密封器后换热器输出的热流量的增量是 11.8 kW,而泵耗功率的增量 7.8 W,两值相差千倍以上,所以安装密封器后壳程压降的增大所带来的功率损耗可以忽略不计。

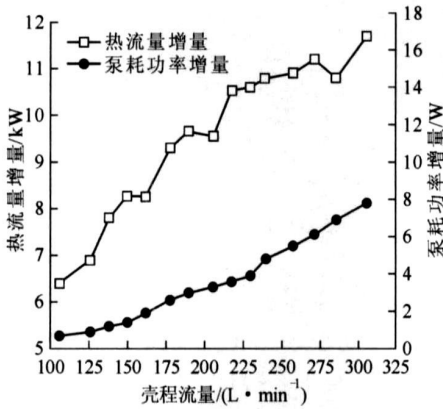


图7 热流量的增量与泵耗功率增量随壳程流量关系

Fig 7 Incrementation of thermal flux and pump output power versus flux

3 结论

(1)在折流板上安装密封器,堵住管束与壳体之间的环形间隙。换热器的结构改进使得原始壳程内的环形短路流消失,迫使原来被短路的这部分流体参与热交换。

(2)密封器的安装使得换热器的换热性能显著提高。在实验范围内,换热器的 K 增加了 15%—19%,虽然阻力降损失增加 45%—50%,但泵耗功

率的增量非常小,这在工程实际上是可以接受的。

(3)密封器结构新颖,解决了换热器壳体与管束之间环形间隙密封的难题;而且成本低廉,安装牢固可靠,可确保换热器的安全长周期运行。这种密封器既可应用于整台新制换热器,又可用于作为易损件的单个管束上,值得在工业上大量推广使用。

参考文献:

- [1] Kuppam T. 换热器设计手册 [M]. 钱颂文,等译.北京:中国石化出版社,2004.
- [2] 覃耘. 换热器实用技术问题(译本) [M]. 北京:煤炭工业出版社,1991.
- [3] 时铭显. 石油化工装备研究的展望 [J]. 石油炼制与化工, 1997, (1): 1—5.
- [4] Kral D, Stehlik P. Helical baffles shell and tube heat exchangers Part I experimental verification [J]. Heat Transfer Engineering, 1996, 17(1): 93—101.
- [5] 何潮洪,冯霄. 化工原理 [M]. 北京:科学出版社,2001.
- [6] Comelissen R L, Hirs G G. Geomodynamic optimisation of a heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(5): 951—960.

丰利粉碎设备: 彰显高效节能优势

前不久,国家重点高新技术企业浙江丰利粉碎设备有限公司拥有自主知识产权的新一代高效微粉设备——HWV 旋风磨和 HTC 高效涡轮超微分级机,以其过硬的产品质量和高效的节能效果,赢得了美国一家世界 500 强企业的青睐,成为这家公司在中国的粉体工程设备采购定点供应商。

这一组合设备是浙江丰利公司在斥巨资引进国际粉体顶尖技术——德国 HOBBER 工程公司技术基础上创新研发的,其原型在国外已成功运行 20 多年,欧洲的许多非金属矿生产厂都采用这种设备,以良好的稳定性和较低的能耗而赢得较好的信誉。该机型在国内的价格仅为同类产品在欧洲售价的八分之一。

HWV 旋风磨拥有独特的不拆机可调间隙功能,采用高速转子结构设计,粉碎区产生的强烈涡流能有效地进行粉碎和干燥,产品具有适用范围广、粉碎效率高、能耗低等优点。该机成功攻克了超微粉碎同时进行干燥、表面改性的难题,是目前性能好、效率高、噪声低的环保节能型理想微粉设备。整机及其耐磨装置已获国家专利,相继荣获了中国石油和化学工业协会科学技术奖和“中国机械工业科学技术奖”;2006 年首届浙江省工业设计大奖赛金奖。

HTC 高效涡轮超微分级机利用流体力学的变速涡轮分级原理研制而成,具有结构合理、分级精度和效率高、维护简单等特点。专家认为该机解决了超微粉体材料的分级难题,是粉体工程技术的一项重大突破。粉体材料可通过该分级机分选出超微细粉体材料,提高如非金属矿等行业产品的档次和附加值,有显著的经济和社会效益。

目前,通过 5 年来的应用性研究和试验,浙江丰利研发生产的这一高微粉设备组合已广泛应用于非金属矿、化工、医药等行业中,不仅满足了生产要求,而且取得了良好的节能效果。

浙江丰利热线电话: (0575) 83105888 83185888 83100888

网址: www. zjfenngli. com

通讯处: 312500 浙江新昌城关新叶小区 2 幢 241 室

电话: (0575) 86899158