

椭圆螺旋管束换热器的试验开发

辽宁工程技术大学 杨 伟[☆]

摘要 通过改变换热器的结构形式和流程, 设计了 1 种椭圆螺旋管束换热器, 理论分析了该换热器传热效率提高的原因。试验测试的结果表明, 椭圆螺旋管束换热器总传热系数高于普通换热器的总传热系数, 且加工成本降低, 换热器体积减小, 是换热器发展的一个新方向。

关键词 椭圆螺旋管束 管程 壳程 总传热系数

Development of spiral oval cross-section tube bundle heat exchangers

By Yang Wei [★]

Abstract Designs the spiral oval cross-section tube bundle heat exchanger through changing the structure and route of a conventional heat exchanger. Theoretically analyses the reasons of the efficiency enhancement. The test results show that the total heat transfer coefficient of this type heat exchanger is higher than that of the ordinary one, and the manufacturing cost is lower, the volume is smaller, which indicates a new direction for the development of heat exchangers.

Keywords spiral oval cross-section tube bundle, tube side, shell side, total heat transfer coefficient

[★] Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning Province, China

①

0 引言

管壳式换热器^[1]作为一种不同介质间热量交换的通用换热设备, 具有结构简单, 适用性强, 适合于高压、高温条件下换热的特点, 其换热效率的每一次提高都会节约能源、带来巨大的经济与社会效益。

目前, 国内外在管壳式换热器的设计中普遍采用在壳程设弓形折流板, 壳程介质垂直于换热管轴线的横向流的设计模式, 其最大优点是技术成熟。而提高换热器的换热效率始终是设计者的研究方向。为了提高换热效率, 笔者通过改变换热器的结构和流程, 设计了一种椭圆螺旋管束换热器。

1 椭圆螺旋管束换热器的结构形式

椭圆螺旋管束换热器外壳由两侧封头和中间筒体组成, 内部由椭圆螺旋换热管组成管束, 椭圆螺旋换热管管束的表面构成换热器的传热面。椭圆螺旋换热管管束两端固定在螺旋形流量分配管、流量汇流管上, 流量分配管、流量汇流管与壳体连接在一起。壳体的两端设有管箱, 在管箱和壳体上

设有流体的进出口。一种介质从一侧管箱流入筒体内, 经过椭圆螺旋换热管管束表面换热后从另一侧管箱流出, 称为壳程; 另一种介质从筒体上的两个接管沿与筒体相切的角度流入两个流量分配管, 经流量分配管进入椭圆螺旋换热管管束内, 从另一侧流量汇流管汇流, 经与筒体相切的角度上的一组接管流出, 称为管程。这种结构布置形式构成了弹性管束效应^[2], 其结构形式如图 1 所示。

2 管束结构布置强化传热

2.1 介质的流动方式强化传热

两种介质在壳程和管程内呈逆向流动。在壳程内椭圆螺旋换热管管束布置成两个主介质螺旋流动通道, 称主涡流腔; 两个辅介质螺旋流动

① [☆] 杨伟, 男, 1965 年 7 月生, 大学, 副教授
123000 辽宁省阜新市辽宁工程技术大学土木建筑工程学院
(0418) 6855778
E-mail: ufoyw@163.com
收稿日期: 2006-03-09
一次修回: 2006-04-22
二次修回: 2007-01-30

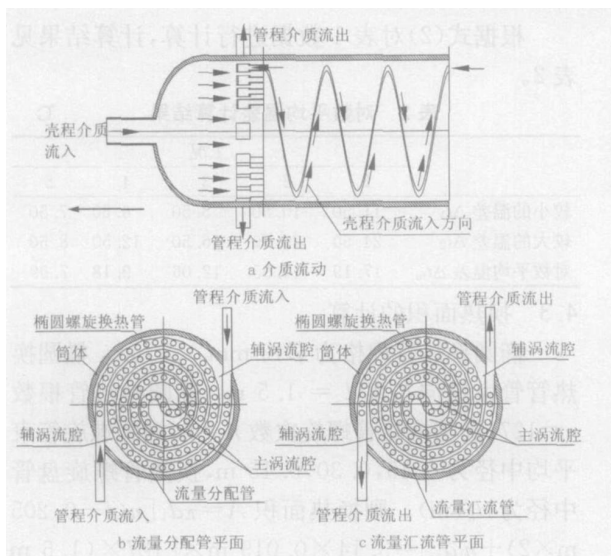


图1 椭圆螺旋管束换热器结构

通道,称辅涡流腔;其余椭圆螺旋换热管管束呈螺旋形状均匀分布,介质也在椭圆螺旋换热管管束间隙中均匀分布。壳程介质首先从接管进入管箱,在管箱部分均匀分布后,经过流量回流管进入椭圆螺旋换热管管束间。在主涡流腔介质旋转向下流动,产生向心力和离心力,引导辅涡流腔内的介质旋转向下流动,带动整个壳程内的介质旋转向下流动。在旋转介质流动中心压力较低,使整个旋转介质受到向心力的作用;同时介质在旋转过程中又受到离心力作用。在向心力和离心力平衡的范围内,旋转介质形成涡流,涡流收束于核心区并向介质出口方向。

在涡流影响下,壳程中椭圆螺旋换热管管束间的流体与椭圆螺旋换热管管束壁面边界层流体充分混合,从而减薄了边界层达到强化传热的目的^[3]。壳程介质涡流流动,压力损失小,可以在较低的压力下工作,降低了设备的运行费用,同时也达到换热器安全使用的目的。

管程介质经流量分配管均匀分配给每个椭圆螺旋换热管(外侧椭圆螺旋换热管内介质流速高,流动距离长,流动阻力大;中心处椭圆螺旋换热管内介质流速低,流动距离短,流动阻力小),在椭圆螺旋换热管内螺旋流动。流量分配管和换热管截面采用的椭圆形截面具有强化传热^[4]的功能,并且介质是沿螺旋线方向流动的,进一步提高传热效率。

2.2 增大有效传热面积以强化传热

在整个换热过程中,壳程介质沿管束的螺旋形状布置形成螺旋腔引导介质沿螺旋方向均匀流动,因而不需要设置普通换热器中必须采用的弓形折流板。不存在弓形折流板及筒体介质入口处的死区^[3](介质在壳程内形成的相对静止区和滞留区),死区体积占普通换热器相对传热体积的17%, Re 愈小,死区愈大。由于椭圆螺旋管束换热器不存在死区问题,可提高传热效率15%以上^[4]。

2.3 振动强化传热

壳程内的椭圆螺旋管束布置相当于一个悬臂梁,刚度略小于普通管壳式换热器。普通管壳式换热器换热管的振动是横向的且不可避免,容易一起破坏,是不利因素,应加以限制。椭圆螺旋管束换热器的刚度略小,在振动时是纵向的,换热管管束与流量分配管和流量汇流管组成整体构件刚度均匀,振动时不会造成换热管管束与流量分配管和流量汇流管连接部位焊口的损坏,是可以利用的有利因素。

在换热器运行过程中,壳程和管程内介质是逆向流动的,换热管受到的纵向力基本平衡,但在壳程及换热管外侧,部分流体在 $0\sim 45^\circ$ 横掠过椭圆螺旋管,在其两侧的下流交替产生旋涡,形成周期性旋涡层流,致使换热管上的压力分布也呈周期性变化,导致换热管产生纵向微小振动。传热表面的振动加强了流体的扰动,从而强化传热。

2.4 清除积垢以强化传热

换热器运行一段时间后,在换热管管束内外及壳体上会产生积垢,积垢是热的不良导体。椭圆螺旋管束换热器也存在同样情况,但它具有自洁功能。当换热器开始运行和结束运行时,换热管会因温度的变化而产生宏观的局部变形,使硬化层脱落;当温度稳定后,椭圆螺旋换热管达到稳定状态,积垢脱落完成。在介质的冲刷下,积垢流出换热器体内,这就需要在椭圆螺旋管束换热器的出口设置过滤装置,清除介质内的积垢。

3 椭圆螺旋管束换热器的阻力

由于介质在管程和壳程流动的复杂性,椭圆螺旋管束换热器的阻力用计算方法计算非常困难,一般通过试验或现场实测确定局部阻力系数。

椭圆螺旋管束换热器的阻力计算公式为^[5]

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho Q^2}{2} \quad (1)$$

式中 Δp 为局部阻力, Pa; ζ 为局部阻力系数, 通过实测求得; v 为进口速度, m/s; ρ 为介质密度, kg/m³。

直径 500 mm, 高 1 800 mm 的椭圆螺旋管束换热器的壳程流动阻力为 $\Delta p_q = 100 \sim 200$ Pa, 管程流动阻力为 $\Delta p_g = 200 \sim 300$ Pa, 流动阻力随介质流速不同而发生变化。

4 热工试验测试及计算

从上述的理论分析可知采用这种方法能有效提高传热效率, 但还需要试验来证明。笔者对椭圆螺旋管束换热器进行了热工测试, 热工试验测试系统如图 2 所示。

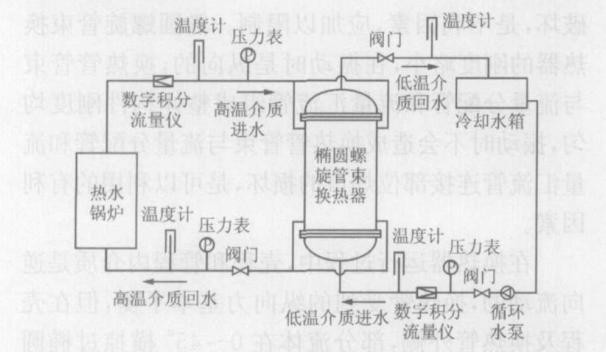


图 2 热工试验测试系统

热水从锅炉房的分汽缸经调节阀, 流量、温度、压力测量装置从筒体上部进入椭圆螺旋管束管程, 由下部阀门、压力、温度测量装置流回集水缸; 被加热水由冷却水箱经循环泵, 调节阀, 流量、温度计量装置从下部封头进入壳程, 由上部封头流出, 经温度、压力计量装置流回冷却水箱。

4.1 测试结果(见表 1)

表 1 水-水换热器热工试验测试结果

	工况				
	1	2	3	4	5
高温水进口温度/℃	95.0	90.0	85.0	85.0	80.0
高温水出口温度/℃	74.5	70.5	66.5	62.5	57.5
高温水流量/(t/h)	0.131	0.124	0.100	0.746	0.600
低温水进口温度/℃	50.0	50.0	50.0	50.0	50.0
低温水出口温度/℃	83.5	79.5	76.5	78.5	71.5
低温水流量/(t/h)	0.805	0.821	0.696	0.589	0.628

4.2 对数平均温差计算

对数平均温差计算公式为^[5]

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

(2)

式中 Δt_1 为上下侧温差中较小的值, ℃; Δt_2 为温差中的大值, ℃。

根据式(2)对表 1 数据进行计算, 计算结果见表 2。

表 2 对数平均温差计算结果 ℃

	工况				
	1	2	3	4	5
较小的温差 Δt_1	11.50	10.50	8.50	6.50	7.50
较大的温差 Δt_2	24.50	20.50	16.50	12.50	8.50
对数平均温差 Δt_m	17.19	14.95	12.06	9.18	7.99

4.3 换热面积的计算

椭圆换热管规格为 19 mm × 2 mm, 椭圆换热管管束纵向长度 $l = 1.5$ m, 椭圆换热管根数 $n = 127$, 椭圆换热管螺旋次数 $n_i = 6$, 椭圆螺旋管束平均中径为 0.45, 0.30, 0.15 m, 换热管螺旋盘管中径为 d_a (m)。则换热面积 $A = \pi d_1 [n(l - 0.205 m \times 2) + n_i d_a] = 3.14 \times 0.019 m \times [127 \times (1.5 m - 0.205 m \times 2) + 6 \times (0.45 m \times 64 + 0.30 m \times 52 + 0.15 m \times 11)] = 24.74 m^2$ 。

4.4 总传热系数的计算

总传热系数的计算公式为^[5]

$$K = \frac{Q}{A \Delta t_m}$$

(3)

式中 Q 为热负荷, 取热水的放热量 Q_1 和被加热水的吸热量 Q_2 的平均值, W; A 为换热器总换热面积, m²; K 为总传热系数, W/(m² · ℃)。根据式(3)计算出总传热系数, 结果见表 3。

表 3 总传热系数的计算结果 W/(m² · ℃)

	工况				
	1	2	3	4	5
总传热系数	4 532	4 678	4 433	5 278	4 878

5 结语

换热器传热性能的提高, 可以从两个层次上进行。第一个层次是提高流体与壁面间的表面传热系数, 就是普遍研究的传热强化技术^[4]; 第二个层次为改善冷、热流体温度场分布的相互关系。椭圆螺旋管束换热器采用了第一个层次传热强化技术中的椭圆形截面换热管(普通圆形截面换热管轧制成椭圆形截面)来强化管程内的传热效果。又采用了第二个层次理论, 改变换热器整体结构布置和流程, 均匀分配介质在管程和壳程内流量, 能有效提高管程和壳程的换热面积, 达到换热面积的合理匹配, 使换热器内整体温度场协调统一, 提高热传导效率。在管程内介质沿螺旋线方向流动, 局部阻力比普通椭圆截面直管式换热器的局部阻力略微有

(下转第 78 页)

两者之比为 1.0。

3.2.3 消声器长度 l

片式消声器消声量的计算公式为

$$\Delta L = A(\alpha) \frac{2l}{a} \quad (3)$$

式中 ΔL 为消声器的 A 声级噪声消声量, 取 30 dB; l 为消声器长度, m; $A(\alpha)$ 为消声系数。

$$A(\alpha) = \frac{4.34 \left(1 - \frac{\sqrt{1-\alpha}}{1 + \sqrt{1-\alpha}} \right)}{1 + \sqrt{1-\alpha}} \quad (4)$$

式中 α 为壁面垂直入射时的吸声系数。

在消声器的出口和进口, 气流再生噪声也是个必须考虑的因素, 它会使消声量的提高受到限制, 当吸声层材料采用超细玻璃棉时, 通道中气流再生噪声 L_A 由下式确定:

$$L_A = 10 + 60 \lg v \quad (5)$$

式中 v 为气流速度, m/s。根据冷却塔参数, 取 $v = 5.43$ m/s, 则气流再生 A 声级噪声为 54 dB, 满足消声要求。为了减小消声器的长度, 在消声片内加入宽频带组合式吸声板增强吸声效果, 这样可以缩短消声器的长度。

根据上述方案施工后, 按照图 2 测点重新测量后, 冷却塔附近的平均 A 声级噪声下降为 58.1 dB, 插入损失为 14.9 dB, 住宅小区白天的平均 A 声级噪声下降到 48.9 dB, 达到了城市噪声标准, 居民普遍满意。

(上接第 70 页)

所增大; 在壳程内, 由于不采用折流板, 阻力降低。这种结构形式不是以增加阻力作为代价来提高换热器的性能, 因此在工程应用方面更有意义。

椭圆螺旋管束换热器按弹性管束的方法布置换热管, 换热管在壳体内支撑方式相当于简支梁形式, 换热管的支撑间距即流量分配管和流量汇流管间距不宜过大, 以免刚度过低。因此应用范围仅限于中、小型液体介质对流换热器, 对冷凝和沸腾传热还不适用。但与传统的管壳式换热器相比, 它有以下优点:

1) 总传热系数均高于普通换热器(普通换热器的总传热系数为 $850 \sim 1700 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{[5]}$), 提高了换热效率;

2) 能自动清除积垢, 保证换热器长期在高换热效率下运行;

4 结论

4.1 冷却塔的噪声源主要是风机产生的噪声和落水的噪声, 表现出明显的宽频带噪声特性, 因此单一的隔声或吸声无法得到良好的降噪效果。只有在分析了噪声源和频带特性之后才能制订相应的降噪措施。

4.2 消声器设计应综合考虑消声量、阻力, 尽量不影响冷却塔的通风散热功能, 并能够防尘防水。

4.3 片式消声器的消声片具有导流效果, 经实际测量, 风机出口消声器的局部阻力和沿程阻力几乎可忽略不计。

参考文献

- [1] 计育根, 夏源龙, 胡仰耆. 常用风冷式热泵机组和冷水机组的噪声测量和分析[J]. 暖通空调, 1999, 29(3): 11-15
- [2] 倪季良. 冷却塔的落水噪声及其防治措施的探讨[J]. 电力勘测设计, 2003(1): 69-74
- [3] GB 3096-93 城市区域环境噪声标准[S]. 北京: 中国标准出版社, 1993
- [4] 马最良, 孙宇辉. 冷却塔供冷系统运行能耗影响因素的研究与分析[J]. 暖通空调, 2000, 30(6): 20-22
- [5] 田静, 戴根华, 李晓东. 冷却塔产品的噪声现状与治理方法评述[J]. 噪声与振动控制, 1997(1): 2-7
- [6] 高兴, 杨凤林, 张兴文, 等. 大型酒店主风口侧楼外噪声的控制研究[J]. 建筑热能通风空调, 2004, 23(3): 90-93
- [7] 杨明, 朱苑中. 某部办公楼空调系统噪声治理[J]. 暖通空调, 2005, 35(6): 95-97

3) 管程压损低, 换热器可以在低压下运行, 保证压力容器产品的安全可靠, 同时运行费用低;

4) 取消了折流板、管板, 减小了换热器的体积和金属耗量, 降低了制造成本。

参考文献

- [1] 全国压力容器标准化技术委员会换热设备分委员会. GB 151-1999 管壳式换热器[S]. 北京: 中国标准出版社, 1999
- [2] 程林. 弹性管束换热器原理与应用[M]. 北京: 科学出版社, 2001
- [3] 钱颂文, 岑汉钊, 江楠, 等. 换热器管束液体力学与传热[M]. 北京: 中国石化出版社, 2000
- [4] 过增元. 场协同原理与强化传热新技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004
- [5] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002
- [6] 连之伟, 张寅平, 陈宝明, 等. 热质交换原理与设备[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004