

翅片形式对强化换热影响的研究及其效应评价

骆仲决 殷春根 高 翔 周劲松 沈珞婵 岑可法 倪明江
(浙江大学热能工程研究所)

〔摘要〕 本文就翅片形式对换热特性和流动特性的影响进行了实验研究,并综合上述两方面影响,以热力系统焓分析为基础,对不同形式的翅片强化换热的效果进行了评价。

关键词 强化换热 换热特性 阻力特性 焓产
分类号 TK172

0 前言

本文对三种不同形式的翅片进行实验,得到不同形式的翅片对换热性能和流动性能影响的规律,并依据热力系统焓分析,综合换热性能和流动性能对不同形式翅片强化换热进行效应评价。本文所得的一些结论对换热器中翅片形式的设计选用有一定的参考作用。

1 实验装置

试验系统示意图如图 1 所示。它可分为换热器装置本体、空气供应系统、热水供应系统和测量系统四大部分。

换热器装置本体如图 2 所示。它由翅片、热水夹套和进出口组成。实验中采用了三种不同形式的翅片,见表 1 及图 3。

表 1 三种翅片几何尺寸

型号	翅片形式	翅高 $h(\text{mm})$	翅列距 $d_1(\text{mm})$	翅行距 $d_2(\text{mm})$	翅厚 $\delta(\text{mm})$	翅片表面
I	光直翅片	14	6	0	0.4	光滑
II	多孔翅片	14	6	0	0.4	打 $\phi 2$ 孔(3个/cm ²)
III	锯齿形排列翅片	14	3	7	0.4	光滑

空气供应系统由风机、流量计和风管组成。

热水供应系统由水箱、水泵、电加热棒、温控系统和管道组成。其中温控系统由探头、

接触器和温控仪组成。

测量系统由精密温度计、流量计和 U 形测压计组成。

本套实验采用水和空气相互逆流换热,

收稿日期 1994-12-26 收修改稿 1995-04-21

可获得较大的换热温差,这样测得的换热系数 K 具有较高的准确性。

2 实验方法

具体的实验步骤如下:

- 2.1 打开阀门 1,向水箱进水。当达到一定水量后,关闭阀门 1,加热水箱中的水。
- 2.2 当水箱中的水达到所需水温后,打开阀门 5,开风机,调风量。然后打开阀门 2、阀门 4,开水泵,冷、热流体开始换热。
- 2.3 待工况稳定后,读取各仪表读数,重复操作 2.2 和 2.3 可进行其它工况实验。
- 2.4 实验结束后,先切断电加热器电源,然后打开阀门 3,关闭阀门 2、阀门 4,当出口风温降至室温后,关风机。等水箱中水温降低后,关水泵,并关阀门 3。

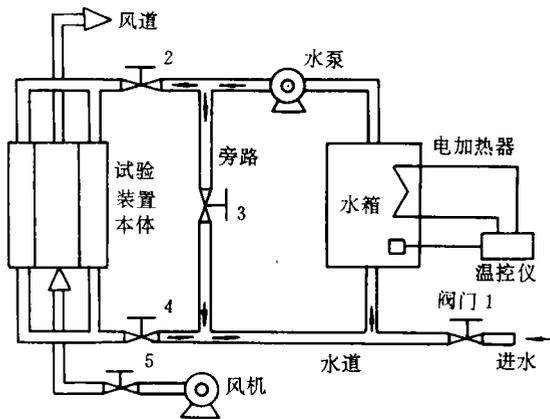


图1 试验系统示意图

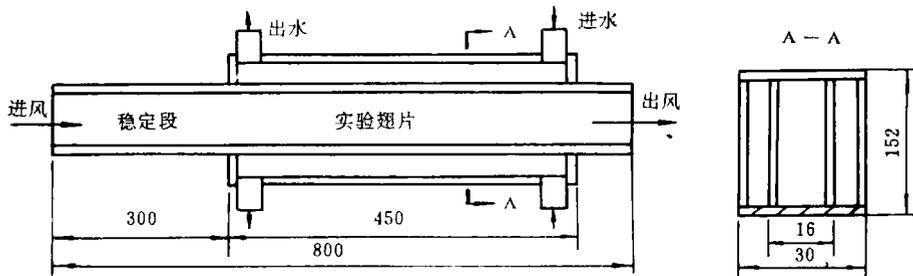


图2 换热器装置本体图

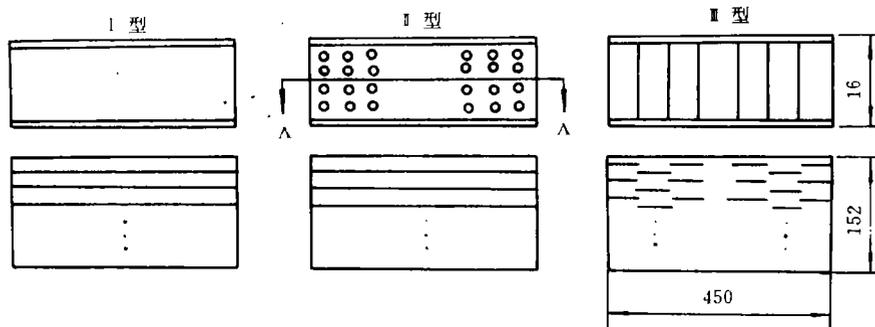


图3 换热翅片示意图

3 试验结果分析

利用水的进出口温度,可得到试验装置本体中的总放热量 Q_1 ,利用空气的进出口温度,可得到总吸热量 Q_2 。本试验中 Q_1, Q_2 间误差不超过 1%,说明了该系统测得的数据有较高的可靠性。下面对翅片形式对各方面特性的影响作出分析。

3.1 不同翅片形式对换热特性的影响

三种形式翅片的换热特性曲线如图 4 所示。由图中可以看出,三种装置的换热系数都随雷诺数的增加而增加。对 Nu 和 Re 可回归出如下关系式:

$$Nu = c \times Re^n \times Pr^{0.4}$$

式中: c, n 为常数,只与装置本身的特性有

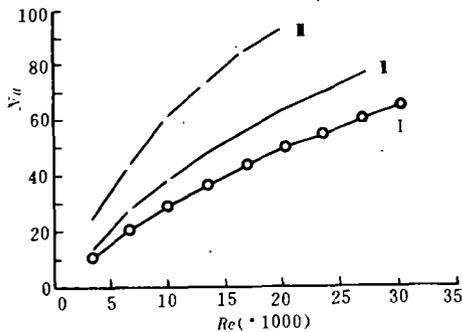


图 4 换热特性曲线

关,拟合常数见于表 2; Pr 为空气的普朗特数,在风温变化不大时,可视为常数。

表 2 三种翅片装置试验拟合常数

	I 型	II 型	III 型
c	0.018 25	0.027 02	0.064 85
n	0.798 714	0.790 336	0.744 963

其中 n 变化不大,差不多等于 0.8,这与 Dittus-Boelter 公式: $Nu = 0.023 \times Re^{0.8} Pr^{0.4}$ 中 Re 的指数差不多。试验所得的系数 c 与上述公式中的 0.023 有较大变化,主要是试验中采用了一系列强化换热措施,另外试验中采用的 Re 范围并不全在紊流范围中。

由图中还可知道,在相同风量下, I、II、III 型三种翅片装置的换热系数 K 依次增大。这是由于: I 型光直翅片中,连续稳定的粘性层流层妨碍了流体与翅片的换热; II 型翅片上打孔,破坏了连续稳定的粘性层流层,所以换热系数 K 增大; III 型锯齿形排列翅片,不仅破坏了连续稳定的粘性层流层,而且大大增加了流道中的紊流度,从而使换热系数进一步增大。

3.2 不同翅片形式对阻力特性的影响

图 5 中示出了三种形式翅片装置的流阻特性曲线,由图中可以看到在相同风速下, I、II、III 型的阻力损失呈增加趋势,而且三种换热器内的摩擦系数 f 均随 Re 的增大而呈平缓的下降趋势。对 f 与 Re 的关系可回归出如下关系式:

$$f = c \times Re^n$$

式中: c 与 n 均可视为只与装置本身有关的常数,其值见表 3。

表 3 三种翅片装置的拟合常数

	I 型	II 型	III 型
c	0.286 382	0.107 981	1.432 045
n	-0.224 295	-0.164 692	-0.185 277

尽管摩擦系数 f 随 Re 的增加呈平缓的下降趋势,但流动能耗 P 随 Re 的增加而明显增加,且有 $P \propto Re^n$,我们通过实验所得的三种翅片装置的 n 介于 1.79 ~ 1.85 之间。

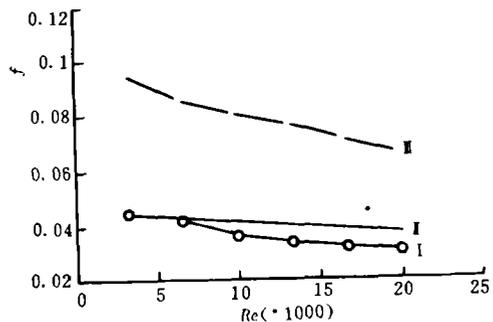


图 5 流阻特性曲线

3.3 三种翅片装置的效应评价

利用扩展受热面来强化换热,一方面增强换热程度,充分利用能量,降低了系统的有用能损失;另一方面也增加了流动压力损失,导致额外功耗加大,即增加了系统的有用能损失。本文依据热力系统焓分析,结合传热性能和流动性能进行能量利用分析,从而对所研究的三种不同形式的翅片装置进行效应评价。下面先以管内换热过程为基础来推导普遍适用的有用能损失准则数。

管内换热过程的热力系统模型如图6所示。设管外流体平均温度为 T_w ,热量由管外流体传给管内流体。管内流动工质为单相流体,入口温度 T_1 ,流动为稳定流动,取 dx 微元进行分析。

工程实际换热器工况下,换热过程的流体温升主要决定于冷、热流体间的换热,流体由于粘性摩擦和流动阻力造成的热损温升可略去不计;并假设:沿换热管长方向换热系数 K 为定值;管内流动已充分发展,则沿流动方向的压力梯度 $dP/dx = \text{const}$ 。则:

$$\text{流体吸热量: } dQ = C_p \times m \times dT \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{对流换热量: } dQ &= K \times \pi \times d \\ &\times (T_w - T) \times dx \end{aligned} \quad (2)$$

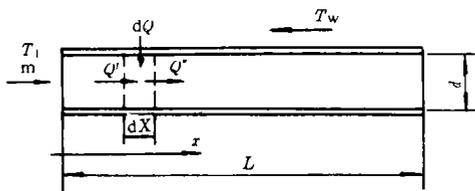


图6 管内换热过程的热力系统模型

利用边界条件 $x = 0, T = T_1$, 则可得到管内流体沿管长的温度分布函数为:

$$T = T_w - \Delta T_1 \times e^{[-4 \times (x/d) \times St]} \quad (3)$$

式中: $\Delta T_1 = T_w - T_1$

$$St = K / (\rho \times \mu \times C_p)$$

该微元体换热过程的熵产 dS_g 是由于换热过程中的有温差传热和有压力损失的流动过程这两个不可逆因素造成的,从而表现为有用能的损失。熵产 dS_g 为:

$$dS_g = \frac{Q'' - Q'}{T} - \frac{dQ}{T_w} = \frac{dQ + W_r}{T} - \frac{dQ}{T_w} \quad (4)$$

式中: W_r 为流体流动阻力功, $W_r = - (m/\rho) \times dP$, dP 为流动过程的压损。

由式(3)、(4)可得出 L 长管段内流动换热过程的熵产函数为:

$$\begin{aligned} \Delta S_g &= \int_0^L dS_g = m \times C_p \times \left(\frac{b-1}{a} \right. \\ &+ \ln \frac{a-b}{a-1} \left. \right) - \frac{dP}{dx} \times \frac{m \times d}{4 \times \rho \times St} \\ &\times \frac{1}{T_w} \times \left(\ln \frac{a-b}{a-1} + \frac{4L}{d} St \right) \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $a = T_w / \Delta T_1, b = e^{[-4 \times (L/d) \times St]}$ 。

为了便于管内流动换热过程的能量利用综合分析,并使熵产函数具有广泛的应用意义,定义有用能损失参数为:

$$S^* = \frac{\text{整个过程的熵产}}{\text{整个过程的焓流}} = \frac{\Delta S_g}{\int_0^L \frac{dQ}{T}} \quad (6)$$

S^* 亦表示了单位有效换热量的熵产,可整理为:

$$\begin{aligned} S^* &= \frac{d}{4L} \times \frac{1}{St} \left(\frac{b-1}{a} + \ln \frac{a-b}{a-1} \right) + \frac{1}{2} f \\ &\times \frac{J}{Pr} \left(\frac{Re}{St} \right)^2 \times \left(\ln \frac{a-b}{a-1} + \frac{4L}{d} St \right) \end{aligned} \quad (7)$$

式中: $J = \mu^3 / (4d \times L \times \rho^2 \times \lambda \times T_w)$ 。

若采取强化换热措施,能使 S^* 降低,则表明:该措施的综合用能效果是有效的,否则是无效的。

由于 S^* 是单位有效换热量的熵产,所以跟一些传统的评价指标相比,它具有更为宽广的适用范围,它可用来比较不同类型的强化传热技术的效果;另外,它还克服了传统的评价指标没有将传热性能和流动性能系统地结合起来这一缺点。因而 S^* 具有普遍的实用意义,并具有更为客观的评价效果。

下面用 S^* 准则数进行三种翅片装置的效应评价。以 I 型装置为基准来看 II、III 型装置的效应。引入 $E_K = S_K^*/S_1^*$ (K 为 II、III)。若 E 大于 1, 则表示 II、III 型两种装置较 I 型强化换热更为有效。图 7 中示出了 I、II、III 的 $E - Re$ 曲线。由图中可知, 在我们的实验范围内 (Re 介于 $3 \times 10^3 \sim 2 \times 10^4$), II、III 两种装置的效果要优于 I 型, 而且两者的相对效果(相对于 I 型)随 Re 的增加而减弱。这是由于 II、III 型装置强化了换热, 提高了出口风温, 从而使换热温差减小, 减小了传热的不可逆性, 这一点在 Re 较小时, 效果尤为明显; 同时流体的压力损失有所增加, 使流动阻力造成的熵产有所增加, 这在 Re 较高时更为突出, 两种因素中前者始终占了主导地位。在雷诺数较低时, II、III 装置跟 I 相比, 所增加的压力损失很小, 而且 III 型对增大换热强度要比 II 型更有效, 因而低雷诺数时, III 型装置对强化换热要比 II 型更为有效。随着 Re 的增加, 压力损失呈指数规律增加, 由于 III 型的阻力损失增加得比 II 型要快, 所以当 Re 达到一定值后, III 型强化换热就不如 II 型有效。

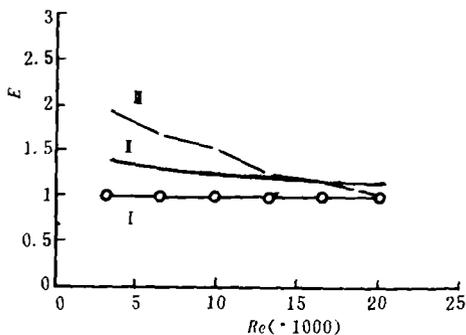


图 7 三种装置的 $E - Re$ 曲线

作者简介: 骆仲决, 1962 年生, 1990 年浙江大学工程热物理专业毕业, 获工学博士学位。现为浙江大学热能工程研究所教授、博士生导师, 任副所长职务。长期从事循环流化床燃烧、燃气蒸汽三联产、换热、脱硫等领域的研究。在国内外学术刊物和会议上发表论文 110 余篇。(通讯处: 310027 杭州浙江大学)

4 结论

在我们的实验范围内 ($3 \times 10^3 \leq Re \leq 2 \times 10^4$), 可以得出如下结论:

1 对三种翅片换热装置, 均有 $Nu \propto Re^n$, 其中 n 在 0.79 左右; 及 $f \propto Re^n$, 其中 n 在 -0.19 附近。

2 利用多孔翅片可把光直翅片换热装置的换热系数提高 30% 左右, 而利用锯齿型排列翅片则可把其换热系数提高 1 倍左右。

3 利用多孔翅片或锯齿形排列翅片取代光直翅片, 均会改变换热装置内的阻力特性。前者对阻力特性的影响很小, 后者则会使换热装置的阻力损失增加 1 倍左右。

4 以热力系统焓分析为基础, 用过程的熵产占过程的焓流的份额大小来作为强化换热效果评价的准则, 具有更为客观的评价效果和更为广泛的适用范围。

5 用上述准则对三种形式的翅片装置进行效应评价可知, 多孔翅片或锯齿形排列翅片要比光直翅片强化换热更有效。在 Re 较低时, 前两者的相对强化作用更明显些, 而且锯齿形排列翅片要比多孔翅片更有效。在 Re 较高时, 前两者的相对强化作用有所减弱, 而且此时以多孔翅片的强化作用为最佳。

参 考 文 献

- 1 林宗虎. 强化传热及其工程应用. 机械工业出版社, 1987
- 2 高青. 传热管强化传热性能评价方法研究. 化工机械, 1992(5): 277-281
- 3 周强泰, 黄素逸. 锅炉与热交换器传热强化. 水利电力出版社, 1991
- 4 曾丹苓, 敖越, 朱克雄, 李清荣. 工程热力学. 高等教育出版社, 1986
(李乡复 编辑)

翅片形式对强化换热影响的研究及其效应评价=A Study of the Effect of Fin Shapes on Intensified Heat Exchange and the Evaluation of the Said Effect [刊,中]/Luo Zhongyang, Yin Chungeng, et al (Zhejiang University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996,11(5). -257~261

An experimental study is conducted of the effects of fin shapes on convection heat exchange and flow characteristics. By combining the above two effects and on the basis of a thermodynamic system energy analysis an evaluation is made of the effectiveness of the various fin shapes on the intensified heat exchange. **Key words:** intensified heat exchange, heat exchange characteristics, resistance characteristics, entropy.

反切风消减锅炉烟道两侧烟气参数偏差的探讨=A Preliminary Study on the Reduction and Elimination of Flue Gas Parameters Deviation at Both Sides of a Boiler Gas Duct through the Introduction of Anti-tangential Air [刊,中]/Zhang Xuan, Xu Tongmo, et al. (Xi'an Jiaotong University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996,11(5). -262~266

Through the cold-state model test of a high-capacity boiler obtained is the flow field distribution within the boiler and at the furnace outlet horizontal gas pass. An experimental study and analysis is conducted with respect to the reasons and governing laws of flue gas parameter deviation at both sides of the boiler gas duct caused by a remnant rotation with main focus on the mechanism of eliminating such a deviation by way of introducing anti-tangential air and the search for a rational version. This research work of the authors can provide useful guidance in eliminating excessively high temperature-related tube explosion failures of superheaters and reheaters caused by flue gas parameter deviations. **key words:** anti-tangential air, flue gas parameter deviation

角管式热水锅炉辐射受热面水动力特性分析=An Analysis of the Radiant Heating Surface Hydrodynamic Characteristics of a Corner-tube Hot-water Boiler [刊,中]/Ji Dezhong, Meng Zhaopeng, et al (Harbin Institute of Technology), Gao Xijiang (Heilongjiang Provincial Labor Bureau)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996,11(5). -267~271

This paper describes a method for calculating the hydrodynamic properties of the side water wall of a corner-tube hot-water boiler. An analysis is given of the effect of the flow rate of working medium entering a side-wall lower header on the water wall hydrodynamic characteristics. **Key words:** corner-tube hot water boiler, side water wall, hydrodynamic characteristics

腔体式吸收器与真空管吸收器的热性能比较=Comparison of Thermal Properties of Cavity Type Absorbers and Vacuum Tube Absorbers [刊,中]/Chou Qiaoli, Ge Xinshi, et al (China National University of Science & Technology)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996,11(5). -273~277

An analysis is performed of the thermo-physical characteristics of cavity type absorbers with tube bundle construction and ring-casing construction used in a parabolic solar energy collector as well as a vacuum tube absorber. The thermal resistance network in the said absorbers is shown in an illustration and the general control equation of the solar energy collector is also provided. Based on the above the authors have conducted a numerical analysis and comparison of the thermal properties for the above-cited