

板式空气—空气热交换器热工性能 实验研究

陈 旻 徐邦裕 (哈尔滨建筑工程学院)

庞志庆 (哈尔滨北方空调机厂)

〔摘要〕 本文以两台波纹铝板空气—空气热交换器为例,对其传热和阻力特性进行了实验研究,得出了雷诺数在 900~4000 范围内,传热因子 j 和平均摩擦阻力系数 f 随雷诺数的变化规律,并分析了热交换器结构和不同强化传热元件对其换热和阻力特性的影响。

关键词 板式空气—空气热交换器 热工性能 传热 阻力

在通风空调系统中应用板式空气—空气热交换器回收排气余热,无疑是一条降低该系统能耗的重要途径。由于热交换器效率的高低对系统的经济性有很大的影响,因此有必要研究用于空调通风热回收系统的高效板式空气—空气热交换器。板式空气—空气热交换器的热效率与很多因素有关,其中空气流经热交换器时的对流换热系数是一个较为重要的因素。改变换热壁面几何条件或在空气流道中设置强化传热元件是提高对流换热系数的常用方法^[3,4]。为了比较不同换热壁面的强化传热效果,我们选择波纹铝板空气—空气热交换器进行试验,换热面的形状如图 1 所示。

实验装置:

实验台由热空气和冷空气两个环路组成(见图 2),热空气环路由空气加热器、加湿器、整流段,测量段和稳定段组成。用于模拟室内排气状态。冷空气环路由直接蒸发式空气冷却器、加热器、整流段、测量段和稳定段组成。以模拟室外空气状态。实验台设有独立冷源。环路中空气的流量由喷嘴测量。

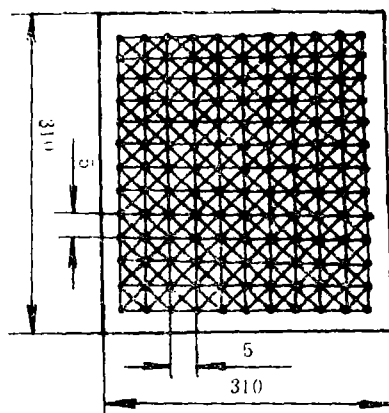


图 1 换热面几何形状示意图

* 波纹凸起高度为 0.5 毫米。

用取样法测量热交换器进出口空气的干湿球温度,测量用的玻璃水银温度计的最小刻度为 0.1℃。用两台倾斜式微压计测量热交换器的空气阻力。所有风管均用 50 毫米厚聚苯乙烯硬质泡沫塑料保温并进行了防潮处理。

为了同时研究板间距 b 对传热和阻力的影响,我们对两台板间距不同的板式空气—空气热交换器的传热和阻力特性做了实验,其 b 值分别为 3.35 毫米和 4.65 毫米,而换热

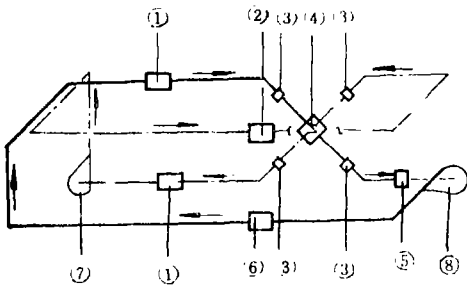


图2 板式空气—空气热交换器实验台
 — 热风管道 1流量测量箱 2表冷器 3取样器
 - - -冷风管道 4热交换器 5电加湿器 6电加热器
 7冷风侧风机 8热风侧风机

面形状相同，迎风面积为 295×295 毫米²，流道长度为 295 毫米，流道长度与当量直径比分别为 44.5 和 32.2。通道由两块换热铝板和两根密封条（兼有支撑作用）组成。图 3 为所采用的热交换器示意图。在整个实验过程中，两环路间的热平衡误差不超过 10%。

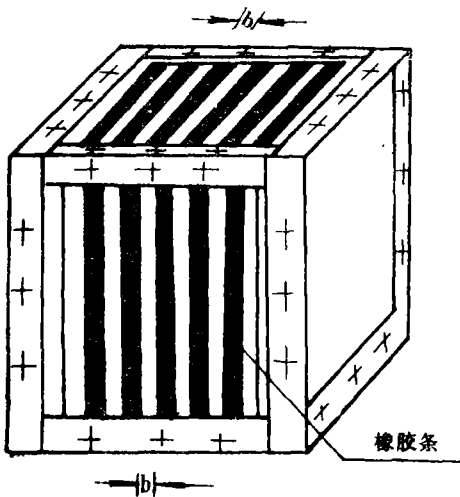


图3 实验用换热器结构示意图

实验数据的处理方法：

本文采用 Wilson 分解法求解空气流经热交换器时的平均对流换热系数 α ，其中传热系数 K 由下式确定：

$$Q = KF \Delta t \quad (1)$$

$$Q = mC_p(t_2 - t_1) \quad (2)$$

空气交叉流过热交换器时的平均温差 Δt 采用数值法求得。为了便于比较，将求出的对流换热系数 α 整理成传热因子 j 的形式：

$$j = St \cdot Pr^{2/3} \quad (3)$$

定型尺寸选用流道的当量直径 d_h ，定性温度取热交换器进出口温度的平均值。

热交换器的平均摩擦阻力系数 f 按文献[4]中推荐的公式计算：

$$f = \left[\frac{1}{(v_1 m^2 / 2 A_c^2)} - (K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(1 - \frac{v_2}{v_1} \right) + (1 - \sigma^2 - K_c) \frac{v_2}{v_1} \right] \frac{d_h}{4L} \times \frac{v_1}{v_m} \quad (4)$$

其中：热交换器进出口损失系数 K_c 和 K_e 选用[4]中推荐的值。

上述数据处理过程全部在计算机内完成。

试验结果分析：

图4~图8中给出了所选择的两台热交换器的实验结果，图中还给出了 Pescod[3] 所做的带有扰柱和凹窝的板式空气—空气热交换器传热因子 j 、摩擦阻力系数 f 的实验结果（其换热器结构尺寸如表1所示）和 Guillory、Kays 等人对空气流经均壁温、光滑平板热交换器时 j 和 f 的理论和实验研究结果。

由图4和图5可以看出，当 $Re < 1800$ ，板间距较大时，波纹凸起的强化传热效果较差；板间距较小时，波纹凸起可以达到较好的强化传热效果，而二者的阻力系数与光滑平板相比的增加幅度则基本相同。造成这一结果的原因是雷诺数较低时，空气的粘性力起主要作用，波纹凸起的扰动作用被空气的粘性所抑制，因此无法通过增加气流的湍流度来提高对流传热系数。但是，由于波纹凸起的存在，实际换热面积增大，因此，以平板

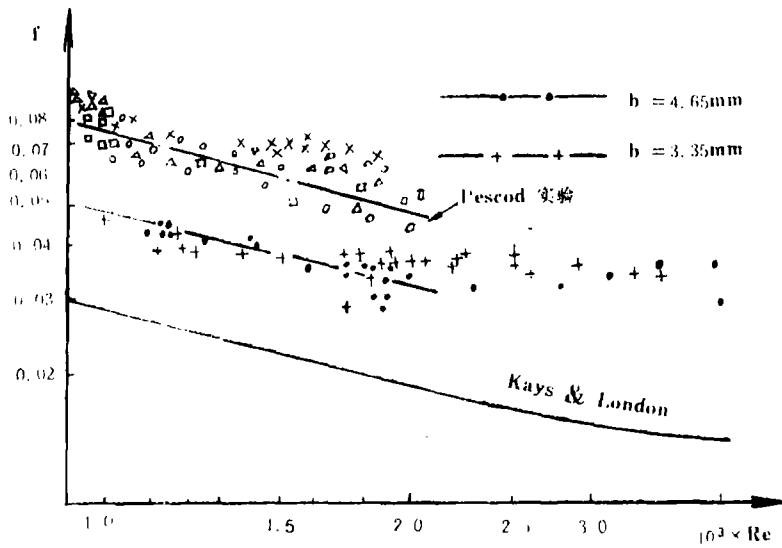


图 4 摩擦阻力系数 f 随 Re 的变化规律

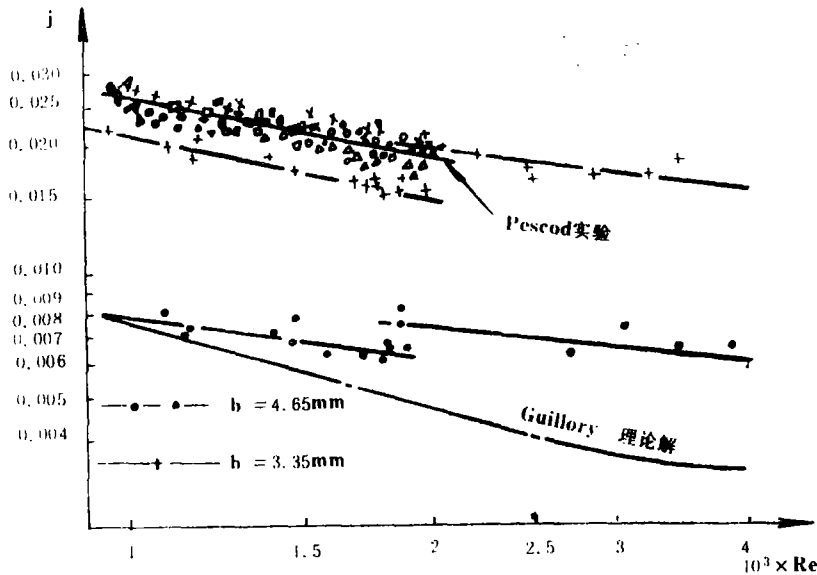


图 5 传热因子 j 随 Re 的变化规律

面积（即不考虑波纹凸起部分的面积）为基准计算的对流换热系数 α 也随之增大。当板间距较小时，波纹凸起较接近主流区，传热温差较大，从而波纹凸起所引起的附加传热量较大， α 的增加幅度就较大。相反，当板间距较大时，波纹凸起远离主流区，传热温差较小，附加传热量少， α 的增加幅度较小。从阻力角度考虑，波纹凸起的存在，增

加了空气与壁面的接触面积，从而摩擦阻力增大。由于此时粘性占主导地位，因此摩擦阻力系数与波纹凸起的相对高度（凸起高度和板间距的比值）无关。

当雷诺数较大时 ($Re > 1800$)，波纹凸起的扰动作用开始表现出来。此时，波纹凸起起到了增加气流湍流度和增大实际换热面积的双重作用，传热得到了明显的强

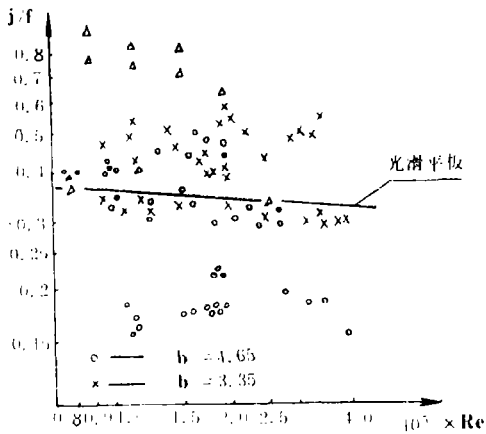


图6 j/f 随 Re 的变化规律

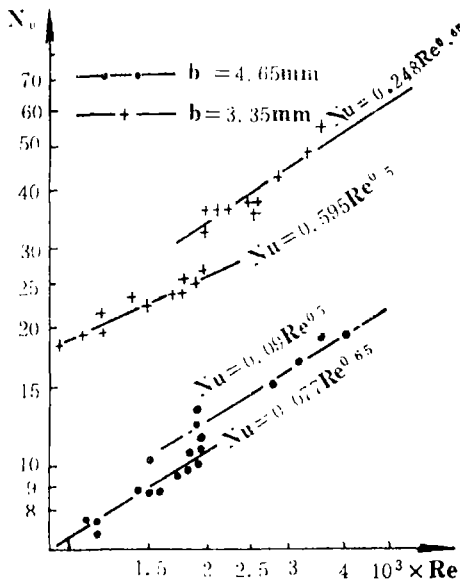


图7 Nu 随 Re 的变化规律

化。由于波纹凸起的扰动作用与其相对高度有关，因此板间距较小的热交换器的阻力系数较大。

与Pescod的实验结果比较，在 $900 < Re < 1800$ 范围内，波纹铝板空气-空气热交换器的传热因子 j 和阻力系数 f 均比带有扰柱的板式空气-空气热交换器的相应值低。这是由波纹和扰柱的几何形状的差异造成的。圆柱表面曲率较大，在较低的雷诺数下，其后部即可发生边界层的分离现象，使气流的湍流度增大，对流换热系数和阻力系数都随之

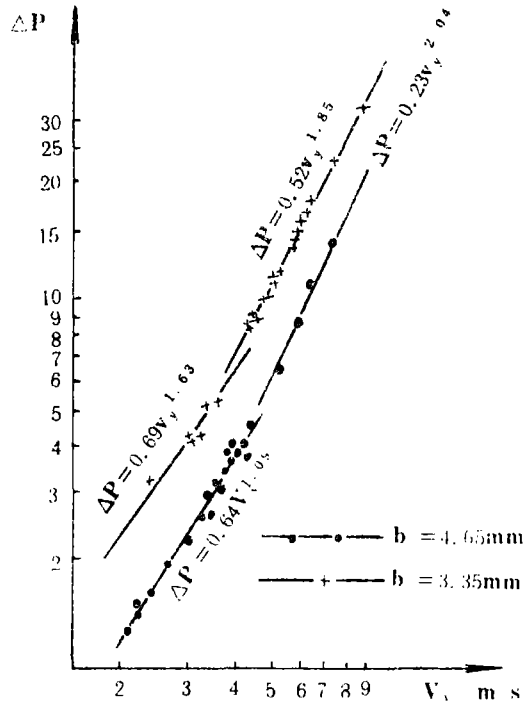


图8 热交换器阻力 ΔP 随净截面风速 V_1 的变化规律

增加。由于波纹凸起的曲率比较小，在低雷诺数下很难出现边界层的分离，气流的湍流度得不到增加，强化传热的效果较圆柱差，但阻力系数也比圆柱小。因此，当板间距适当时，波纹铝板空气-空气热交换器的 j/f 值可以比光滑平板空气-空气热交换器和一些带有扰柱的板式空气-空气热交换器的 j/f 值高（见图6），这说明，在恰当的板间距下，波纹铝板有较好的表面特性。

综上所述，可以得出如下结论：

1. 低雷诺数下，波纹铝板主要是靠扩展换热面来强化传热，扰流所起的作用很小。
2. 波纹铝板空气-空气热交换器的热工性能与雷诺数和热交换器的板间距都有关，在 $900 < Re < 1800$ 范围内，板间距推荐采用3毫米左右。
3. 本实验所采用的板间距为3.35毫米

的热交换器的传热因子*j*和摩擦阻力系数*f*在900 < *Re* < 1800范围内分别比Pescod的实验结果低24%和60%，比光滑平板空气—空气热交换器的值分别高212%和67%，其表面特性*j/f*比光滑平板和部分带有扰柱的板式

空气—空气热交换器都好。

4. 对于本实验所采用的两台热交换器（已有定型产品），其对流换热系数和阻力系数可按下列公式计算：

b = 3.35毫米时：

$$Nu = \begin{cases} 0.595 Re^{0.5} & 900 < Re \leq 1800 \\ 0.248 Re^{0.65} & 1800 < Re < 4000 \end{cases} \quad (5)$$

$$\Delta P = \begin{cases} 6.77 V_j^{1.63} & 2 < V_j \leq 3.5 \\ 5.10 V_j^{1.85} & 3.5 < V_j < 7.5 \end{cases} \quad (6)$$

b = 4.65毫米时：

$$Nu = \begin{cases} 0.077 Re^{0.65} & 900 < Re \leq 1800 \\ 0.09 Re^{0.65} & 1800 < Re < 4000 \end{cases} \quad (7)$$

$$\Delta P = \begin{cases} 6.28 V_j^{1.09} & 2 < V_j \leq 4.5 \\ 2.26 V_j^{2.04} & 4.5 < V_j < 9 \end{cases} \quad (8)$$

Nu 数按（5）、（6）、（9）、（10）计算与实验点的最大相对误差为11%，阻力按公式（7）、（8）、（11）、（12）计算与实验点的最大相对误差为9.47%。

表 1 Pescod所用热交换器的主要参数

凸起物形状	通道宽度 (毫米)	钉间距离 (毫米)	符 号
钉 状	3.40	6.7	×
钉 状	2.82	6.7	○
钉 状	2.16	6.7	△
钉 状	3.56	6.7	□
钉 状	3.40	13.4	▽
凹窝状	3.40	34	△

- 注：1. 所有的钉状都呈菱形布置。
 2. 凹窝间距为9.5×28.5毫米。
 3. 换热面积大约为300×300毫米。

符 号

- A_c*——热交换器的过流断面积 m²
b——热交换器板间距 m
C_p——空气的定压比热 kJ/(kg·°C)
d_h——热交换器通道的当量直径 m
f——热交换器平均摩擦阻力系数
K——热交换器的传热系数
 W/(m²·°C)

- L*——空气流道长度 m
m——空气质量流量 kg/s
ΔP——热交换器的空气阻力 Pa
Q——热交换器的换热量 W
t₁、*t₂*——热交换器排气侧进出口空气温度 °C
Δt——热交换器的平均传热温差 °C
V_j——热交换器的净截面风速 m/s
j——传热因子
v₁、*v₂*、*v_m*——相应于热交换器进、出口温度和进、出口平均温度的空气比容 m³/kg

- σ*——热交换器入口处气流断面的收缩比
K_c、*K_e*——热交换器进、出口阻力损失系数
St——斯坦登准则
Nu——努谢尔特准则
Pr——普朗特准则
Re——雷诺准则

参 考 文 献

1 陈阳. 波纹铝板空气—空气热交换器热质交换和阻力特性的实验研究. 哈尔滨建筑工程学院硕士研究

- 生毕业论文, 1986年9月
- 2 Wayne Allen Helmer. Condensing water vapor-air flow in a parallel plate heat exchanger. Ph.D. Thesis, Purdue university, May, 1974
- 3 Donald Pescod. A heat exchanger for energy saving in an air-conditioning plant. ASHRAE Transactions. Vol. 85, Part 2, 1979
- 4 Kays and London. Compact heat exchangers. McGraw-hill book company, 1964
- 5 Dr. Herman Schlichting. Boundary-layer theory. Translated by Dr. J. Kestin, McGraw-hill book company, 1979
- 6 Eckert E R G, Drake R M. Analysis of heat and mass transfer. McGraw-hill book company, 1972
- 7 Method of testing air-to-air heat exchangers. ASHRAE Standard, 84-78, 1984

An Experimental Study of Plate-type Air-air Heat Exchanger Thermotechnical Properties

Chen Yang, Xu Bangyu

(Harbin Architectural & Civil Engineering Institute)

Pang Zhiqing

(Harbin Northern Air Conditioner Factory)

Abstract

Taking two units of corrugated aluminum plate air-air heat exchanger as an example, the authors have made an experimental study of its heat transfer and flow resistance characteristics. The reynold number is found to be within the range of 900-4000. Presented in this Paper are the variation of heat transfer factor j and average friction factor f with the Reynold number as well as an analysis of the effect of heat exchanger construction and elements of various heat transfer intensification on the heat transfer and flow resistance characteristics.

Key words: plate-type air-air heat exchanger, thermotechnical Properties, heat transfer, flow resistance

欢迎订阅热能动力工程