

建筑物通风换热器工作特性的实验研究

唐志伟¹, 陈世东², 闫桂兰¹, 郭建¹

(1.北京工业大学 环境与能源工程学院 传热强化与过程节能教育部重点实验室,北京 100022;

2.北京建工集团 设备安装工程公司金属容器结构公司,北京 100081)

摘要: 用实验手段对自行设计加工的用于空调系统中显热回收的通风换热器进行研究,得到了空调房间室内、外温差和不同迎面风速对换热器的换热性能和流动阻力特性的影响,拟合出了该换热器的传热和流动阻力准则关系式;以冬季工况为例进行了节能效果分析;实验结果表明,该换热器的换热效率可以达到64.5%,其阻力损失不超过20Pa,具有明显的节能效果。说明其在实际应用中是可行的、有效的,是值得推广的空调节能技术。

关键词: 通风换热器; 换热性能; 压力损失; 节能

中图分类号: TU834.3*5

文献标识码: A

文章编号: 1006-6449(2007)01-0007-04

0 引言

随着人民生活水平的提高,人们对生活质量的要求也在不断提高,各种各样的空调器已进入千家万户以及大酒店、写字楼等公共场所,从而使空调系统的能耗成为建筑能耗中的大户。资料表明,现代化办公楼的空调和照明能耗占到整个建筑能耗的60%~70%^[1],宾馆的单位建筑面积用电量为100~200kWh/m²,而其中空调通风就占50%~60%,照明占25%~35%^[2]。在目前能源状况较为紧张的形势下,空调系统的能源有效利用和节能就成为设计中必需考虑的问题之一。通风余热回收技术就是在这样的背景下产生的。

进行通风换热,一方面向室内提供新鲜空气,降低室内CO₂及各种有害物的浓度,保证室内空气的清新,使居住者有一个健康、舒适的生活和工作环境;另一方面利用排出的污气和引入室内的空气间的温差,使两种气体在进行换气的同时进行热量的交换,回收排出气体所携带的部分能量,以达到节能的目的。对此,本文提出了一种以板式换热器为换热元件的通风换热器,并对其性能进行了测试。

1 实验方法和实验数据处理

由于通风余热回收技术的实验研究在我国目前还处于起步阶段,从节约成本和便于搭建实验台的角度考虑,加工出一台换热面积为0.85m²,进出口风管管径

为φ40mm的小型样机,按照实际情况搭建了实验台,并对其进行了性能测试,为进一步优化设计奠定基础。

1.1 实验方法

整个实验台的系统图如图1所示,它由空气处理系统和数据采集系统两部分组成:

(1)空气处理系统:图1中上部左边管道为新风管道,右边为排风管道。新风和排风的温度均通过调节恒温水槽的温度进行控制,以便模拟冬、夏季工况进入换热器的室内外空气温度,新风和排风分别经换热器换热后直接排出。

(2)数据采集系统:为了测量换热效果,在新、排风的进、出口管道上均装有T型铠装铜-康铜热电偶,为了保证测量精度,所有热电偶均与具有0.1刻度的二级标准水银温度计进行对比标定,并将热电偶与Agilent34790A数据采集仪相连,然后通过计算机显示和进行数据处理;另外在新、排风入口管道上装有Testo425型便携式热线风速仪,测量进入换热器的空气流速;在新、排风的进、出口设有测压孔,与微差压计相连,测量换热器新风侧和排风侧的进、出口压差;同时通过调速开关改变风机的转速,以便测定在不同风速下换热器的性能。

1.2 实验数据处理

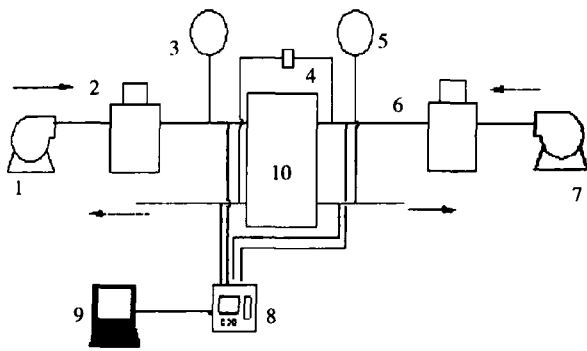


图1 通风换热器性能研究实验系统图

1,7- 风机 2- 恒温水槽 3,5- 热线风速仪 4- 差压变送器
6- 恒温水槽 8- 数据采集仪 9- 计算机 10- 通风换热器

本实验测量的主要参数有换热器进、出口空气温度、流速和换热器压降,通过自动数据采集系统将实验数据输入计算机。待实验工况稳定,吸热量和放热量比较接近,热平衡误差小于5%时开始采集数据。

换热量的计算采用下述公式^[3]:

$$Q_h = m_h c_{ph}(t_{h1} - t_{h2}) \quad (1)$$

$$Q_c = m_c c_{pc}(t_{c2} - t_{c1}) \quad (2)$$

式中 Q_h, Q_c —热风、冷风侧换热量, W;

m_h, m_c —热侧、冷侧风量, kg/s;

c_{ph}, c_{pc} —热侧和冷侧空气的定压比热, 取 $1005 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

t_{h1}, t_{h2} —热侧进、出口温度, $^\circ\text{C}$;

t_{c1}, t_{c2} —冷侧进、出口温度, $^\circ\text{C}$ 。

换热器的显热回收效率 η 定义为实际显热回收量除以最大可能的显热回收热量,因此,当送、回风量相同时,可按如下公式计算:

$$\text{夏季: } \eta = \frac{t_{h1} - t_{h2}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (3)$$

$$\text{冬季: } \eta = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (4)$$

传热系数 k 可按传热方程求得:

$$k = \frac{Q_m}{A \Delta t_m} \quad (5)$$

式中 A —通风换热器样机的传热面积, m^2 ;

Q_m —冷空气吸热量和热空气放热量的平均值, W;

Δt_m —对数平均温差, $^\circ\text{C}$ 。

摩擦因子 f 的计算公式为^[4]:

$$f = \frac{\Delta P_c}{4 \frac{L}{D_e} \cdot \frac{\rho u^2}{2}} \quad (6)$$

式中 ΔP_c —空气流经换热器的压降, Pa;

L —换热器通道长度, m;

D_e —当量直径, m;

ρ —空气密度, kg/m^3 ;

u —空气流速, m/s。

2 实验结果及分析

2.1 传热测量结果

图2 a), b)分别给出了在夏季空调房间室内温度 $t=26^\circ\text{C}$, 冬季室内温度 $t=20^\circ\text{C}$ 的情况下,通过调节新风入口温度得到的在不同风速下,不同室内、外温差对通风换热器换热量的影响。从图中可以看出:夏季工况室内、外温差由 6°C 增加到 14°C , 冬季工况室内、外温差由 5.5°C 增加到 16°C , 新风经通风换热器的换热量随着室内、外温差的增加而增加。以图2a)为例,当风速为 2.6 m/s , 室内、外温差为 6°C 时,换热量为 14.14 W , 而当室内、外温差为 14°C , 换热量达到 33.81 W 。这时由于在

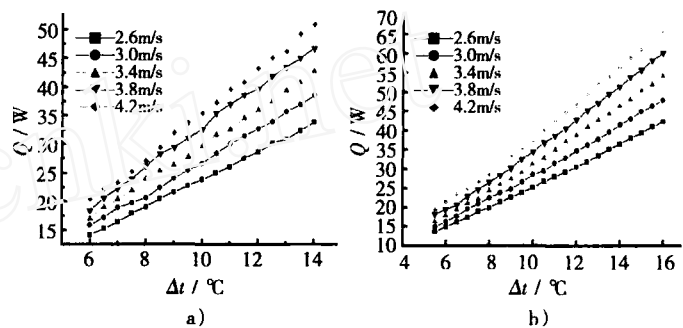


图2 新风换热量随室内外温差的变化

a) 夏季工况 b) 冬季工况

其它条件不变的情况下,根据式(1)可知,换热量 Q 与温差成正比,因此温差增加,换热量 Q 增大,实验与理论是吻合的。另外,在相同的室内、外温差下,随着风速的增加,新风经通风换热器的换热量也随之增加。由图2b)可知,在室内、外温差为 10°C , 风速为 4.2 m/s 时的换热量比风速为 2.6 m/s 时的换热量大 12.21 W 。

图3给出了夏季工况室内、外温差为 $11.5 \sim 13.5^\circ\text{C}$, 冬季工况室内外温差为 $12.5 \sim 15.5^\circ\text{C}$ 时传热系

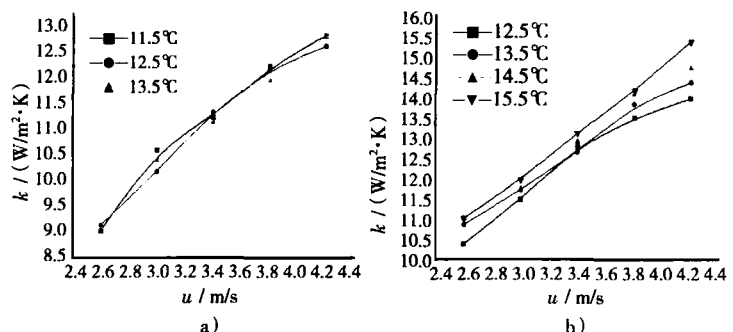


图3 风速对传热系数的影响

a) 夏季工况 b) 冬季工况

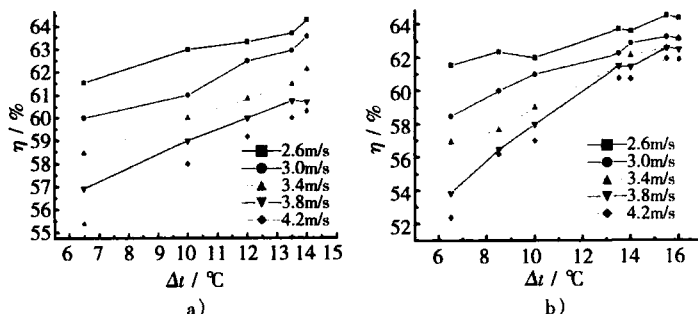


图4 不同风速下温差对显热回收效率的影响
a)夏季工况 b)冬季工况

数随风速的变化曲线,从图中可以看出:在室内、外温差保持不变的情况下,传热系数随着通风换热器入口风速的增加而增加。这主要是由于风速增加,造成换热面层流底层变薄,温度梯度增大,换热效果增强所致。

图4给出了在保持空调房间夏季室内温度 $t=26^{\circ}\text{C}$,冬季室内温度 $t=20^{\circ}\text{C}$ 的情况下,室内、外温差对新风经通风换热器换热后的温度效率的变化曲线。从图中可以看出:在相同风速下,随着室内、外温差的加大,通风换热器的温度效率增加;另外在相同的室内、外温差条件下,随着换热器入口风速的增加,通风换热器的温度效率反而减小。这主要是因为,随着风速的增加,空气在通风换热器中的流动加快,使新、排风在换热器内停留时间相对缩短,造成冷、热空气在通风换热器中还没有进行充分的能量交换即被排出,从而引起换热效率的下降。

将实验数据进行整理,并用最小二乘法进行线性回归,得到换热器的努特数关系式为:

$$Nu = 0.095Re^{0.6228} Pr^n$$

式中 n 一指数,当流体被加热时取 0.4,当流体被冷却时取 0.3。

适用范围: $Re = 500\sim 950$, 空气温度 $t = 4\sim 40^{\circ}\text{C}$,

$$Pr = 0.7。$$

2.2 流动阻力测量结果

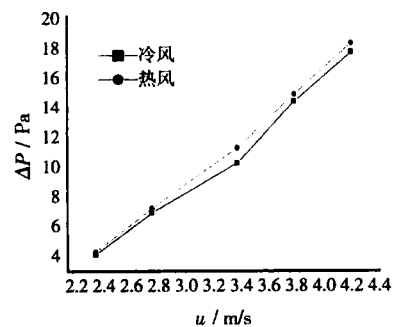


图5 压降随风速的变化曲线

由于空调系统中的余热回收属于低温余热回收,具有温差小、回收热量不大的特点,所以对通风换热器结构形式有较高要求,以提高传热系数和减

小换热器的阻力,使回收的热量大于所消耗的电能,真正起到节能的目的。因此,有必要对换热器进行阻力特性实验,一方面测定流体经过换热器的压降,以求减小压降的改进措施;另一方面为选择风机的容量提供依据。

图5给出了通风换热器的压降随入口空气流速的变化关系。从图中可以看出,随着入口空气流速的增加,换热器的压降也随之加大。图6给出了摩擦因子随雷诺数的变化关系曲线。从图中可以得出,随着雷诺数的增加,摩擦因子逐渐减小,这是由于在流速较小时,粘滞力与惯性力相比,粘滞力占

主要地位,随着流量的增加,雷诺数也逐渐增大,粘滞力的影响下降,而惯性力的影响加强,故摩擦因子不断降低。

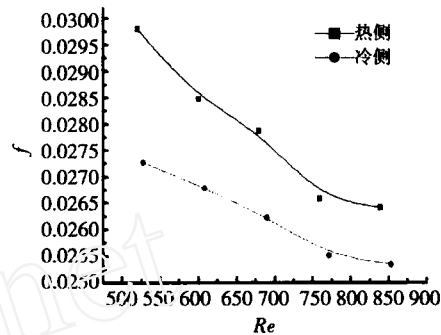


图6 摩擦因子随雷诺数的变化曲线

将实验数

据进行整理并进行线性回归,得到摩擦因子 f 随雷诺数的变化关系式为:

$$4f = 0.6075Re^{-0.2609}$$

适用范围: $Re = 500\sim 950$, 空气温度 $t = 4\sim 40^{\circ}\text{C}$,

$$Pr = 0.7。$$

2.3 节能效果分析

下面以冬季工况为例,进行节能效果分析。图7给出了新风不经换热直接送入室内和经换热后送入室内的能耗情况对比。在室内、外温差为 10°C 时,新风不经通风换热器直接加热到室内 20°C 时,在风速为 2.6m/s 时,需耗能 40.5W ,在风速为 4.2m/s 时,

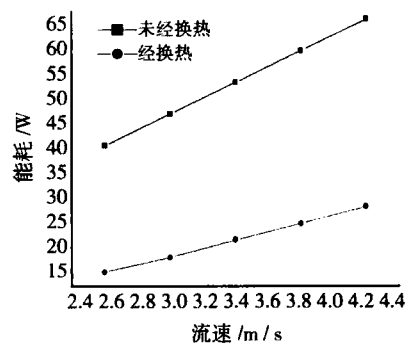


图7 不同风速下的能耗对比

需要耗能为 65.48W ,经过通风换热器热交换后加热到室内工况并考虑风机能耗后所需要的能量分别仅为 15.42W 和 28.35W ,节约能量分别为 25.08W 和 37.13W ,可见节能效果是非常显著的,而且风速越大,

节能效果越好。

3 结语

(1)通过上述的测试结果和分析可知,本通风换热器作为显热热回收装置,具有换热效率高,阻力小的特点,其最大热回收效率可以达到 64.5%,最大压力损失仅为 18.2Pa;

(2)自行设计加工的通风换热器具有明显的节能效果,它一方面能够有效地回收利用室内热(或冷)量,提高能源的利用效率,另一方面由于采用了显热回收方式,避免了新、排风之间的交叉污染,可保证室

内空气品质。

参考文献:

- [1] 杨纯华, 赵志安. 现代化办公楼的空调节能与新风控制方法的研究 [A]. 第十届全国暖通空调技术信息网大会论文集[C]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999, 76.
- [2] 涂逢祥, 郎四维, 杨善勤. 建筑节能技术[M]. 中国计划出版社, 1996, 4.
- [3] 杨世铭. 传热学[M]. (第二版). 北京: 高等教育出版社, 1987, 378.
- [4] 邱树林, 钱滨江. 换热器原理、结构及设计 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1990, 40.

收稿日期: 2006-05-11

修回日期: 2006-10-13

Experimental Investigation on Work Performances of Ventilation Heat Exchanger in Building

TANG Zhi-wei¹, CHEN Shi-dong², YAN Gui-lan¹, GUO Jian¹

(1. Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation, Ministry of Education of China, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100022, China; 2. Metal Receptor Frame Company, Equipment Installing Enterprise, Beijing Architecture Group, Beijing 100081, China)

Abstract: The experiment on the ventilation heat exchanger designed and developed by author which was used as energy recovery in air conditioning system was performed. The effect of the indoor and outdoor temperature differences of the air conditioning room and various frontal air velocities on the performance of heat exchanging and the resistance character of the heat exchanger was investigated and the rule relations of the performance of heat exchanging and the resistance character of the heat exchanger was fitted. Then analyzed the energy conservation effect based on winter data. The results show that the efficiency of heat exchanging reaches 64.5% and the pressure loss is less than 20Pa. The air conditioning system used the heat exchanger obtained remarkable energy conservation effect which shows that put the heat exchanger into practice is feasible, effective and deserved popularizing on energy conservation.

Key words: ventilation heat exchanger; performance of heat exchanging; pressure loss; energy conservation

作者简介: 唐志伟(1966-),男,湖南邵阳人,博士,副教授,主要从事水源热泵和地源热泵的研究,参与了中央空调风道清洗国家标准的制定,完成了中央空调风道清洗的示范工程。

简讯

变频空调缺陷:引起电网谐波污染及其危害

目前市场中采用交流变频技术的家用空调的核心是变频器,变频器就是电网中的非线性负载,其运行过程中工频电源整流成直流电压信号,经电容滤波及大功率晶体管开关元件逆变为频率可变的交流信号。在整流电路中,输入电流的波形为不规则的矩形波,波形按傅立叶级数分解为基波和各次谐波,其中的高次谐波将干扰输入供电系统。输出回路电流信号也可分解为只含正弦波的基波和其它各次谐波,谐波与电力系统中基波叠加,造成波形畸变而引起电网谐波污染。

电网中的谐波污染,将使得输电线路、变压器和电动机等损耗增加,造成大量能源浪费;变压器和电动机的振动和噪声将

增大,温度增加,寿命降低;电能表等计量装置误差增大,不能正确计量电能;电力系统继电保护误启动、误跳闸、拒动和损坏,常引起事故或扩大停电事故;计算机数据传送和自动控制系统数据丢失,误显示、误动作和元件损坏,电视机图像变坏,翻滚;收音机和通信引起杂音等。

要解决变频空调的谐波问题,在技术上已基本过关,但目前一些厂家只单纯考虑成本,不愿意采取相应的措施,从而对变频空调市场的健康发展造成不良影响,有关部门不能等闲视之。

(摘自 2006 年《上海制冷空调工程信息》)