

转轮式全热交换器的节能特性 及无交叉污染化研究

金伟力 岡野浩志

(株式会社西部技研)

摘要 由于全热交换器可以同时回收空调排风空气热能中的显热和潜热,作为热回收设备被广泛应用于楼宇空调新风换气系统。本文结合实例对转轮式全热交换器的节能特性及经济效益进行了分析。并在剖析了现行全热交换器发生交叉污染(又称异味转移现象)之机理的基础上,对转轮式全热交换器无交叉污染化的实验研究结果进行了论述。

关键词 全热交换器 热回收 节能 新风换气 交叉污染

0 序言

由于全热交换器可以同时回收空调排风空气热能中的显热和潜热(湿气),作为楼宇空调新风换气系统的节能设备,它的普及推广越来越受到重视。然而,全热交换器的节能效果与使用地区的气象条件等密切相关。因此,在决定是否采用全热交换器时应首先从投资和节能效果等方面对其进行综合技术经济分析。另一方面,现行的以硅胶、氧化铝、分子筛等作为吸湿材料的全热交换器,在某些情况下会发生交叉污染(又称异味转移现象)等严重问题。因此,研发可以防止或显著减少交叉污染的新型全热交换器成为一个重要而现实的课题⁽¹⁾。本文结合实例对转轮式全热交换器的节能特性及投资回收期等进行了技术经济分析。并在剖析了现行全热交换器发生交叉污染机理的基础上,对转轮式全热交换器无交叉污染化的实验研究结果进行了论述。

1 转轮式全热交换器的热回收机理

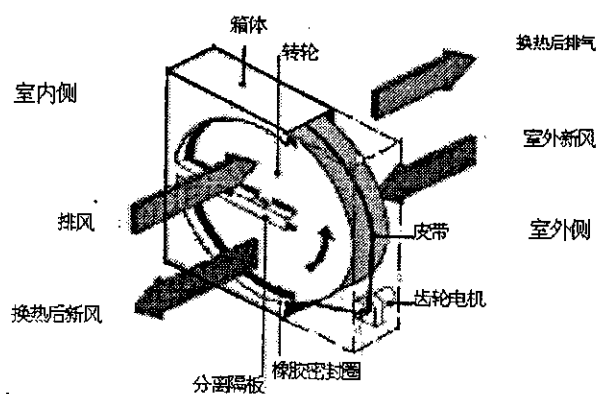


图1 转轮式全热交换器的热回收机理

转轮型全热交换器的基本构造如图1所示。在一个被分隔成上、下两个区的箱体中,具有蜂窝状结构的热交换器转轮在电机的驱动下,以大约10~20 rpm的回转速度

在箱体中转动。由于全热交换器转轮的芯材是由带有吸湿性涂层、导热性很高的铝箔等材料加工而成。来自室内被污染的排风空气从装置的上半部通过转轮向室外排风时，排风空气中所含热量和水分(显热和潜热)绝大部分将蓄积在转轮中。随着转轮的转动，新风空气从装置下半部通过转轮时吸收蓄积在转轮中的全热能，实现热能回收。

譬如在冬季，室外新风在通过蜂窝状转轮时由于传热推动力--温度差、传质推动力--水蒸气分压力差的存在，蓄积在转轮里的显热和潜热(水分)会放出，使新风被预热和加湿变为温暖、湿润的空气后供给到室内。同样原理，在夏季可以实现连续地向室内供给经过被预冷和除湿后的凉爽干燥的新风。因此，通过使用全热交换器可以回收由于换气排风而损失的热能，从而降低新风热负荷。

2 转轮式全热交换器的节能特性与经济性

2.1 转轮式全热交换器的节能特性

用于评价全热交换器性能的一项重要指标是热交换效率。全热交换器的热交换效率可以分为显热(温度)交换效率 η_t ，潜热(湿度)交换效率 η_x 和全热(焓)交换效率 η_i 。其各自的定义可表示为：

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_3} \times 100\% \quad (1)$$

$$\eta_x = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_3} \times 100\% \quad (2)$$

$$\eta_i = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \times 100\% \quad (3)$$

式(1)，(2)，(3)中 T_1, T_2 为换热前后新风的温度[$^{\circ}\text{C}$]； x_1, x_2 为换热前后新风的含湿量[g/kg(dry air)]； h_1, h_2 为换热前后新风的比焓[kJ/kg]； T_3, x_3, h_3 分别是换热前排风的温度[$^{\circ}\text{C}$]、含湿量[g/kg(dry air)]和比焓[kJ/kg]。厚度为200mm的转轮式全热交换器的热交换效率的实测结果见图2。可见，在推荐的迎面风速3~4.5m/s范围内，其全热回收效率可达到70%以上。

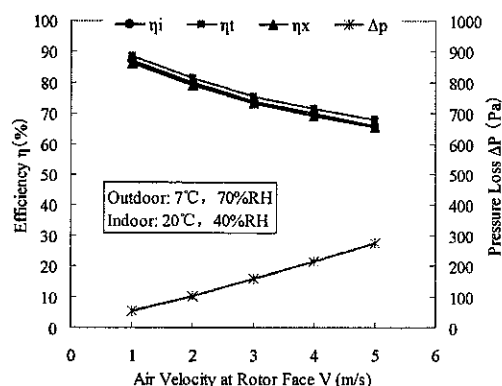


图2 转轮式全热交换器热交换效率

2.2 转轮式全热交换器的经济性分析

通常, 为了保证室内空气当室外空气出现气象峰值时也能保持在设计条件, 空调设备是按照该地区的气象峰值的历年平均值进行设计的。然而, 室外空气条件时时刻刻都在变化, 如果仅仅以《采暖通风与空气调节设计规范》规定的空调室外空气设计参数为基准来讨论采用全热交换器进行热能回收的技术经济性, 必然造成过大评估其节能及经济效益。因此, 若空调运转期间任意时刻 t 室外新风比焓为 $h_{1,t}$, 设计条件下室内空气比焓为 h_3 , 则没有采用全热交换器时因换气所带来的新风热负荷 Q_N , 采用全热交换器后的新风热负荷 Q_T , 采用全热交换器所降低的新风热负荷 (= 节能量) ΔQ 可分别表示为:

$$Q_N = G\rho \int (h_{1,t} - h_3) dt \quad (4)$$

$$Q_T = (1 - \eta_t) G\rho \int (h_{1,t} - h_3) dt \quad (5)$$

$$\Delta Q = \eta_t G\rho \int (h_{1,t} - h_3) dt \quad (6)$$

式 (4), (5), (6) 中 G 为新风风量 [m^3/h], ρ 为空气密度 [kg/m^3], t 为运转时间 [h]。在实际设计计算时, 把每一时刻室外新风的比焓带入以上各式进行积分计算是不可能的。一般是根据历年平均气象数据, 将空调运转期间设计工况下每处理 $1 \text{ m}^3/\text{h}$ 室外新风所需冷、热负荷整理成数据资料。

表 1 设计条件

	设计条件
所在地区	华中地区
建筑面积	8000 m^2
新风量	41000 m^3/h
室内条件	夏季: 24 $^{\circ}\text{C}$, 65%RH, 55.53kJ/kg
	冬季: 22 $^{\circ}\text{C}$, 50%RH, 42.96kJ/kg
室外条件	夏季: 35.6 $^{\circ}\text{C}$, 57%RH, 89.8kJ/kg
	冬季: -3 $^{\circ}\text{C}$, 73%RH, 2.34kJ/kg
新风负荷	夏季: 8.86 W/(m^3/h)
	冬季: 11.63 W/(m^3/h)
运行时间	夏季: 1300 h, 冬季: 1050 h
电价	0.8 元/kWh (0.049 元/1000kJ, 按 COP=4.5 进行换算)
燃油价格	3.2 元/L (0.0813 元/1000kJ, 按热值 39381kJ/L 进行换算)
全热交换器	型号 PAC-2900T, 迎面风速 3.85m/s, 焓效率 71%, 风阻 216Pa
	风机马达 7.5kW \times 2 台, 转轮驱动电机 0.4kW

以华中地区某中等规模的写字楼为例, 设计条件在表 1 中给出。没有采用全热交换器时因换气所带来的新风热负荷为

$$\begin{aligned} \text{夏季: } & 41000 \times 8.86 \times 1300 \times 3600 / 1000 \\ & = 1700056800 \text{ kJ/年} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{冬季: } & 41000 \times 11.63 \times 1050 \times 3600 / 1000 \\ & = 1802417400 \text{ kJ/年} \end{aligned}$$

采用全热交换器所降低的新风热负荷为

$$\text{夏季: } 1700056800 \times 0.71 = 1207040328 \text{ kJ/年}$$

$$\text{冬季: } 1802417400 \times 0.71 = 1279716354 \text{ kJ/年}$$

全热交换器自身消耗电力为

$$\text{夏季: } 15.4 \times 1300 = 20020 \text{ kWh/年}$$

$$\text{冬季: } 15.4 \times 1050 = 16170 \text{ kWh/年}$$

节约运行成本为

$$\text{夏季: } 1207040328 \times 0.049 / 1000 - 20020 \times 0.8 = 43128 \text{ 元/年}$$

$$\text{冬季: } 1279716354 \times 0.081 / 1000 - 16170 \times 0.8 = 91104 \text{ 元/年}$$

$$\text{合计: } 43128 + 91104 = 134232 \text{ 元/年}$$

根据目前全热交换器的售价, 约 2.5 年可收回设备投资。而这并不包括由于采用全热交换器降低了新风负荷, 所需制冷、供热设备能力变小而导致空调设备投资减少的部分。根据设计实例, 对于新建楼房而言, 这一空调设备投资减少的部分几乎与因采用全热交换器而导致的设备投资增加额相同。因此, 新建楼房在最初设计阶段把空调设备与全热交换器统筹考虑可以获得更大的节能经济效益。

3 交叉污染发生的机理

转轮式全热交换器发生交叉污染的机理可以借助图 3 加以说明。现行的全热交换器所使用的吸湿材料均为具有微孔结构的吸附剂。不仅对空气中的水蒸气有吸附作用, 对有味、有害气体, 挥发性有机物等也有吸附作用。因此, 即使是在被认为臭气发生很少的写字楼、宾馆饭店、高级住宅楼等场所, 由于所使用的各种建筑材料、内部装潢材料、涂料、粘合剂等常常会缓慢地释放出挥发性有机物、有机溶剂, 或是由于吸烟、人体出汗等发生的难闻气味等随着排风通过全热交换器转轮时, 也会被吸附剂所吸附, 并蓄积在吸湿材料中。经过较长使用时间后 (1 年~几年), 当遇到外气湿度、温度等气候条件突然有较大的变化时, 这些蓄积的有味、有害气体会从热交换器转轮上释放出来, 被新风带到室内。出现交叉污染。此外, 由于转轮的转动也会有一部分进入新风区之前转轮通道中的排气被转轮带到新风区发生交叉污染。对于后者, 只要在转轮进入新风区之前, 设置一小块扇形反吹净化区。反吹净化区的一侧连接在新风管的正压端, 另一侧与排风管的负压端相连, 就可以从根本上得到解决。而对于前者,

只有对作为吸湿材料的吸附剂加以筛选，寻找一种对水分子有较大的吸附容量和较快的吸附·脱附速度，而对臭气或其他有害气体不吸附或吸附量极少的新型吸附剂。

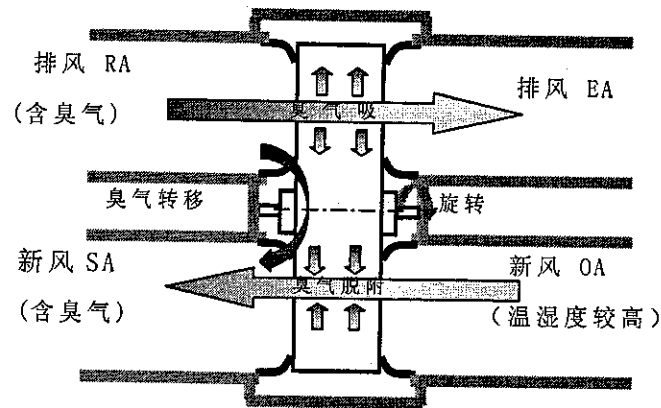


图 3 交叉污染发生机理示意图

表 2 给出了各种吸附剂吸附机理的分析比较。通过对各种吸附剂的吸附机理分析发现，通常作为水质处理剂的离子交换树脂可能是一个最佳选择。为此，对离子交换树脂的吸水特性及对各种有味气体的吸附特性进行了实验研究。

表 2 各种吸附剂的特性比较

离子交换树脂	硅胶、分子筛、氧化铝
无微孔结构	有大量的微孔
对水分子的吸附是由于水合力、渗透压等	对水分子的吸附是由于氢键(Si-OH...H)、毛细现象及由于微孔直径所产生的分子筛分作用
几乎不吸附臭气	吸附臭气

本研究使用的离子交换树脂是苯乙烯-二乙烯苯系的强酸性阳离子交换树脂。这种树脂含有磺酸基(SO₃H)和对应的钠离子(Na⁺)。离子交换树脂的吸湿作用是由于水合力和渗透压之故。另一方面，离子交换树脂之所以不吸附臭气是因为干燥状态下的离子交换树脂并不含有微孔结构，当它吸湿时，会形成充满水的空隙。但并没有多余的空隙去吸附水蒸气以外的成分。同时，在树脂内部由于桥架产生的收缩力平衡了渗透压和水合力产生的膨胀力，通过内部压力和外部水蒸气压之差来实现吸湿与放湿作用。树脂内部与处于开放状态下的吸收剂溶液相比保持有相当高的压力。由于这种内部压力的作用，水溶性的臭气成分几乎不能溶解在被树脂吸附的水中，这样就防止了臭气转移。

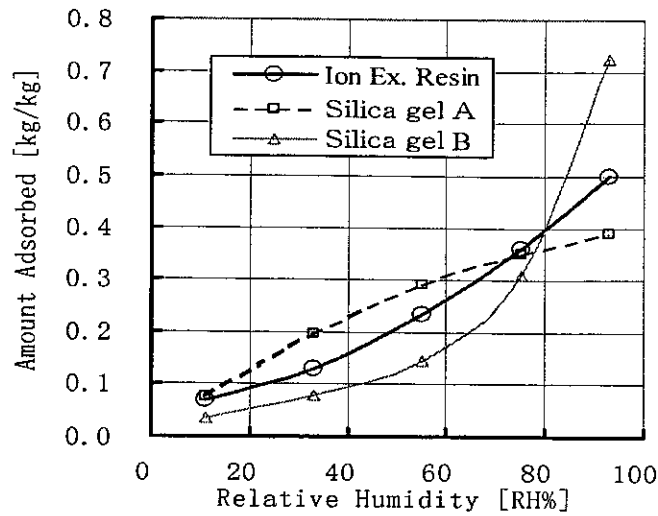


图 4 各种吸附剂的水蒸气吸附等温线

实验结果表明，离子交换树脂的吸湿特性介于 A 型和 B 型硅胶之间（见图 4）。而且对于上述离子交换树脂，通过改变相对湿度，很容易实现水蒸气吸附与脱附过程的交替进行（见图 5）。

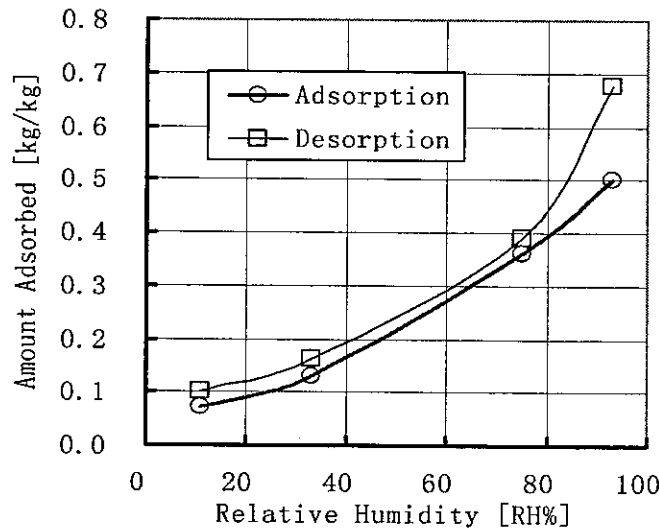


图 5 离子交换树脂水蒸气吸·脱附等温线

4 全热交换器的性能测试试验

4.1 全热交换器的传热性能测试^[2]

对研发的以离子交换树脂为吸湿材料的新型全热交换器的性能进行了实验测试。

4.1.1 全热交换器传热性能测定方法

按照日本冷冻空调工业协会规定的方法。测试了现行的采用硅胶吸附剂和研发的采用离子交换树脂作为吸湿材料的全热交换器传热性能。实验装置的照片见图 6。

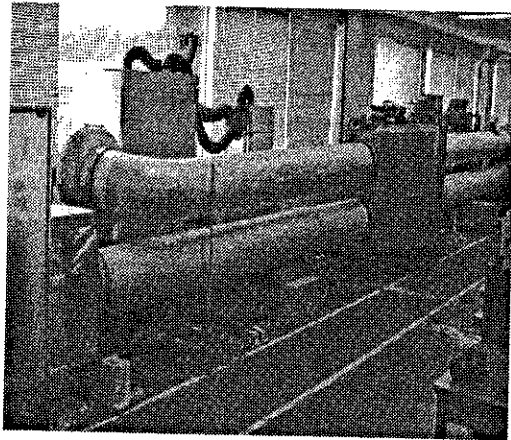
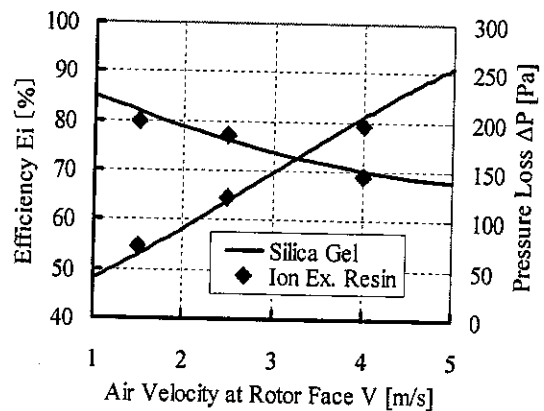


图 6 实验装置照片图



7 全热交换器性能实验结果

4.1.2 实验结果与讨论

全热交换性能实验结果见图 7。结果表明：当全热交换器转轮前面风速为 2m/s 时，全热交换效率达到 80% 以上，风阻仅约为 85 Pa。新型离子交换树脂全热交换器的传热性能完全可与现行的硅胶型全热交换器相媲美。

4.2 交叉污染实验

为了比较现行的硅胶吸附剂全热交换器和新型离子交换树脂全热交换器交叉污染的差异，分别对两种全热交换器进行了交叉污染测定实验。

4.2.1 交叉污染实验方法

供实验用的臭气在臭气发生箱中产生，并导入到排风 RA 中。当操作条件达到稳定后，测定各部分的臭气浓度并按式 (7) 计算臭气转移率 E_{00} 。

$$E_{00} = (C_{SA} - C_{0A}) / (C_{RA} - C_{0A}) \times 100\% \quad (7)$$

其中， C_{SA} ：热交换后新风侧臭气浓度 (ppm)

C_{0A} ：室外新风侧臭气浓度 (ppm)

C_{RA} ：排风侧臭气浓度 (ppm)

实验条件：室内侧温度 27℃，相对湿度 50%RH；室外新风侧温度 30℃，相对湿度为 60%RH；转轮迎面风速分别为 2、3、4.5m/s。

4.2.2 实验结果与讨论

使用了在全热交换器使用中容易发生交叉污染的 13 种臭气或挥发性有机物，对新型离子交换树脂全热交换器的臭气转移状况进行了调查。结果表明：除氨气、醋酸、甲醛 3 种物质以外，其它物质在新型离子交换树脂全热交换器中均无臭气转移发生（见表 3）。

表 3 新型离子交换树脂全热交换器中各种臭气转移率的测定结果

臭气成分	转移率
氨气 (Ammonia)	10.64%
异丙醇 (Isopropyl alcohol)	无检出
甲苯 (Toluene)	无检出
醋酸 (Acetic acid)	6.5%
甲醛 (Formaldehyde)	4.65%
苯乙烯 (Styrene)	无检出
丙酮 (Acetone)	无检出
二甲苯 (Xylene)	无检出
甲乙酮 (Ethyl methyl ketone)	无检出
乙酯 (Ethyl acetate)	无检出
丁酯 (Butyle acetate)	无检出
乙醇 (Ethyl alcohol)	无检出
甲醇 (Methanol)	无检出

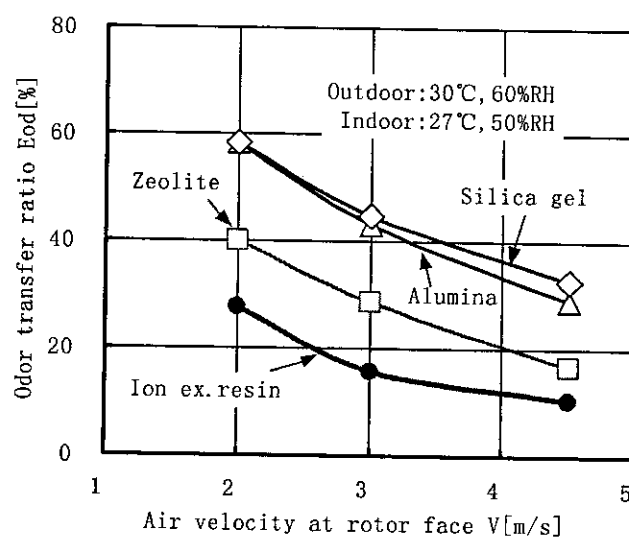


图 8 氨气在各种全热交换器中的转移率

在发生交叉污染的 3 种物质中，氨气的转移率最高。因为氨是一种极性较强、亲水性极强的气体，且分子直径较小（2.4 Å，小于水分子的直径 2.8 Å）。它有可能与离子交换树脂中的固定阴离子发生某种形式的结合、或是以某种形式附着在离子交换树脂表面以水和水形式存在的水分子上，所以发生臭气转移。为此，进一步对氨气在以硅胶、活性氧化铝、分子筛、以及离子交换树脂作为吸湿材料的各种全热交换器中的臭气转移率分别进行了测试评价。图 8 给出了实验结果。可见，虽然氨气在离子交换树脂全热交换器中也发生转移，但与其他类型的全热交换器相比，其臭气转移率最低，

仅约为分子筛吸附剂全热交换器的 1/2, 硅胶吸附剂全热交换器的 1/3~1/4。

5 结论

(1) 在推荐的迎面风速 3~4.5m/s 范围内, 转轮式全热交换器的全热回收效率可达到 70%以上, 其节能效果显著。经实例计算全热交换器的投资回收期一般在 2 年左右。

(2) 由于采用全热交换器降低了新风负荷, 可减少新风机机组的容量, 节省其初期投资。

(3) 对多种常见的臭气成分或挥发性有机物的转移实验结果表明, 新型离子交换树脂全热交换器对其中的绝大多数几乎无交叉污染发生。

(4) 对最容易发生交叉污染的氨气, 与其他类型的全热交换器相比, 新型离子交换树脂全热交换器的臭气转移率也很低, 仅约为分子筛吸附剂全热交换器的 1/2, 硅胶吸附剂全热交换器的 1/3~1/4。

参考文献

- 1 岡野浩志, 船戸浩史. 各種吸着剤を使用した全熱交換器の臭気移行に関する実験的研究. 第 35 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 東京: 2001, 101~104
- 2 岡野浩志, 広瀬勉. 回転型全熱交換器用ロータの開発と実験的研究. 空気調和・衛生工学会論文集, 2001, 83 (10): 45~51

作者简介

金伟力, 男, 1960 年 8 月生, 株式会社西部技研, 开发部经理, 主任研究员,

E-mail: jin@seibu-giken.co.jp

邮政编码: 811-3134, 日本国福岡县古贺市青柳 3108-3,

电话: 81-92-9423844, 传真: 81-92-9423