

空调系统热回收装置的季节温度效率评价法

刘 挺^{1,2}, 马国远¹, 汪亮兵^{1,2}, 周 峰¹

(1. 北京工业大学 环境与能源工程学院, 北京 100124; 2. 中国家用电器研究院, 北京 100053)

摘要:参照 GB 7725 中评价房间空调器的季节性能的季节能效比方法, 结合热管式热回收机组在实际工程应用中的运行数据, 提出了季节温度效率, 用它来评价热管式热回收机组在一个季节内运行的换热性能, 并推导了它的计算公式。最后利用它对机组全年运行的热回收性能与节能效果进行了分析, 分析结论表明机组冬、夏季的季节温度效率分别为 66.08%、55.43%, 能保证在设计效率下高效运行; 其全年运行回收能量是可观的。

关键词:热管; 热回收; 季节温度效率; 节能分析

中图分类号: TU83 文献标志码: A 文章编号: 1674-4764(2010)01-0096-05

Evaluation of Heat Recovery Unit in Air-Conditioning System with Seasonal Temperature Effectiveness

LIU Ting^{1,2}, MA Guo-yuan¹, WANG Liang-bing^{1,2}, ZHOU Feng¹

(1. College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, P. R. China; 2. China Household Electric Appliance Research Institute, Beijing 100053, P. R. China)

Abstract: Referring Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)—a method for seasonal performance evaluation of room air conditioners in GB 7725, the Seasonal Temperature Effectiveness was proposed to evaluate thermal seasonal performance of a heat pipe heat recovery unit based on the annual operation data in a shopping mall. And its calculation formula was deduced thereafter. With the case study, it was indicated that seasonal temperature effectiveness of the unit was 66.08% in the winter and 55.43% in the summer, which meant that the system was efficient.

Key words: heat pipes; heat recovery; seasonal temperature effectiveness; energy-saving analysis

在商场中, 新风负荷占总空调负荷的比例很大, 同时由于需要引入室外新鲜空气, 所以相应地必须从室内排出大量的空气, 而具有室内参数的系统排风中包含了大量的热(冷)量, 设置热回收装置使新风与排风进行热(冷)量的交换, 把排风所带的热(冷)量最大可能地传递给新风, 减少新风的加热量或制冷量, 是废热利用, 节约能源的有效措施。热管式热回收装置能避免新风与回风的交叉污染, 适用于商场等对空气质量要求较高的场所。根据中国的气候条件, 在北方气候寒冷, 湿度较小的城市(如北

京等)较适宜用显热回收^[1]。钟珂、亢燕铭等人^[2]选取了中国不同气候区的 8 个城市, 对各区域热回收装置的可行性进行了评估, 推荐属于寒冷气候地区选用显热回收装置为宜。有关数据显示当显热热回收装置回收效率达到 70% 时, 就可以使供暖能耗降低 40%~50%, 甚至更多^[3]。

对热回收装置应用的性能与节能经济性评价, 文献[4]以回收装置的规定最小效率 50% 与 70%, 采用回收装置应用地区冬夏季的总时间数, 对小通风量的热回收装置进行了经济性分析。庄琛、顾平

收稿日期: 2009-06-01

基金项目: 博士点基金(200800050010)

作者简介: 刘挺(1969-), 男, 教授级高工, 博士生, 主要从事空调、冰箱等制冷设备的标准、建筑节能研究, (E-mail) reaper@emails.bjut.edu.cn。

道等^[5]通过对用于宾馆排风能量回收的热管换热器和转轮式全热换热器的节能和经济性分析比较,认为热管换热器在能量回收领域更有推广价值。为了计算实际热回收量,Mathur 引进了热管换热器应用地区气象温度分区的时间数来确定换热器的运行时间^[6]。文献^[7]研究了热回收机组气流的短路与泄漏和风机的能耗,以及对回收能量、热回收效率的影响。文献^[8]综述了瑞士和德国热回收技术的经济性和研究进展,提到了最小热回收效率 60% 的条件。在关于热回收装置评价文献中尚未看到对热回收装置效率随室外空气温度变化而变化给予确切考虑的,往往都是以设计(或标准规定)换热效率来考量其经济性与节能效益。但对用于空调系统的热回收装置,其工况环境全年变化范围大,尤其热管式热回收机组,实际换热效率与设计效率有一定偏离。为了准确地评价热回收装置换热性能,该文提出了季节温度效率的评价方法。

1 热管式热回收机组

热管是一种高效的传热元件,其导热能力很高,传热量比金属高出几个数量级。热虹吸管也叫重力热管,与普通热管不同的是其热管内没有吸液芯,冷凝液从冷凝段返回蒸发段不是靠吸液芯所产生的毛细力,而是靠冷凝液自身的重力,故受热侧需位于下方,但壳体用光管就行,不需复杂的工艺,加工成本低。其工作时受热侧吸收热流体热量,并将热量传给工质(液态),工质吸热后以蒸发与沸腾的形式转变为蒸汽,蒸汽在压差作用下上升至放热侧,同时凝结成液体放出汽化潜热,热量传给放热侧的冷流体,冷凝液依靠重力回流到受热侧。受热往复循环将热量从加热区传递到散热区。热管内热量传递是通过工质的相变过程进行的,传热热阻小,传热量大^[9]。

课题组一直致力于热虹吸管及其换热器的理论与工程应用研究,已成功开发的一台热虹吸管热回收机组,机组尺寸为 2 680 mm×1 220 mm×190 mm,热虹吸管材为 $\phi 16 \times 0.5$ 紫铜管,外加翅片,所充工质为有机低沸点介质,由 32 根×6 排正三角叉排组成整体式热虹吸管换热器。现安装在北京某商场的空调系统中,对该空调系统的排风能量进行回收。机组运行环境是:新、排风量均为 15 000 m³/h,夏季排风温度 26℃左右,新风最高温度 38℃,冬季排风温度 16℃左右,新风最低温度-5℃。为了研究机组在实际工程中的运行效益,对机组运行情况监测并采集了其运行的数据。机组的布置和温度测点见示意图 1,1-1、2-2、3-3、4-4 4 个风口断面,

每个风口布 5 个热电偶,依断面 4-4 上所示布点。热电偶均经过校准,由温度巡检仪全年不间断采集运行温度数据。风量用热球式风速仪在平直风道上进行测试,并且通过对风道上旁通机房的风口风阀调节,将风量控制在范围 15 000 m³/h。

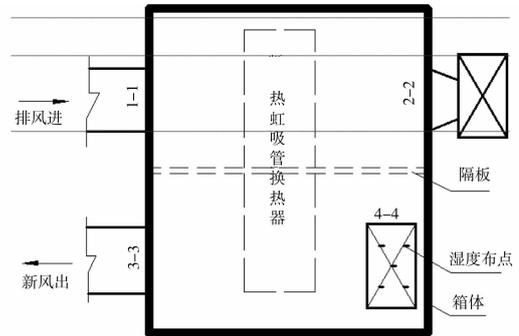


图 1 机组在空调系统中的布置及温度布点示意图

该文通过对热管式热回收机组在商场空调系统运行一年的运行数据分析,参照评价房间空调器的季节能效比方法提出了季节温度效率,用它对热回收机组 1 个季节换热效率进行更切实际运行状况的评价,以表征热回收机组全年运行的换热性能。最后基于该方法对机组全年运行的节能效果进行分析。

2 机组热回收性能的评价方法

通常用温度效率 E 作为热(冷)量回收的评价指标,定义为换热器的实际换热量与理论上最大换热量之比,它与换热器的迎面风速、管排数、热冷空气流量比 M 等因素有关^[10]。设定 $V_1 \leq V_2$, 则

$$M = \frac{V_1}{V_2} \quad (1)$$

$$E = \frac{t_2 - t'_2}{t_1 - t_2} \quad (2)$$

$$\text{或} \quad E = \frac{t_1 - t'_1}{M(t_1 - t_2)} \quad (3)$$

式中: V_1 为热管蒸发段处空气流量, m³/h(标况); V_2 为热管冷凝段处空气流量, m³/h(标况); t_1 为蒸发段进口处热空气干球温度,℃; t'_1 为蒸发段出口处热空气干球温度,℃; t_2 为冷凝段进口处冷空气干球温度,℃; t'_2 为冷凝段出口处冷空气干球温度,℃。

由于机组所在系统的新、排风风量相等,故温度效率的计算可简化为:

温度效率 = 新风进、出口温度差 / 新、排风进口温度差,即

$$E = \frac{t_2 - t'_2}{t_1 - t_2} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{\max}} \quad (4)$$

式中: ΔT_2 为新风进、出口温度差, $^{\circ}\text{C}$; ΔT_{\max} 为新、排风进口温度差, 也即最大温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

但这里所给的定义是在给定具体的新、排风进出口温度(或标准额定工况)时的温度效率。对于实际运行时的动态工况, 即在 1 个季节或全年热回收机组换热效率的评价, 用它显然有先天不足, 不能准确、全面描述。参照评价空调器效率指标的季节能效比, 提出季节温度效率, 用它来评价在某 1 季节内热回收机组的换热性能。下面将参考标准中季节能效比的计算思路, 推导季节温度效率的计算公式。

2.1 空调季节能效比计算方法分析

以国家标准《GB/T 7725—2004 房间空气调节器》中房间空调器季节能源消耗效率 SEER 为准^[11], SEER 定义在正常的制冷季节, 空调器在特定地区制冷运行时总输出制冷量与总耗电量之比。首先 2 个重要假设:

1) 在保持室内空气温度不变的条件下, 房间空调器制冷能力、制热能力以及输入功率与室外空气温度成线性关系;

2) 房间冷热负荷与室外空气温度成线性关系。据以上假设, 室外温度为“零负荷温度点”时, 空调负荷为 0; 室外温度为“制冷负荷温度点”时, 空调器满负荷运转。国家标准中的“零负荷温度点”为 23°C , “制冷负荷温度点”为 35°C 。

求取 SEER 的 2 个主要方面:

1) 根据机组应用地区的气候环境, 划分温度区间, 同时统计空调季节每个温度区间下机组运行的时间。

2) 计算每个温度区间空调器的制冷量和耗电量。利用焓差法试验测得关键点 35°C 时空调器的制冷量、耗电量, 低温制冷时关键点 29°C 的参数值可以根据与额定工况制冷能力 (Φ_{cr})、消耗功率 (P_{c}) 的比值计算, 标准中认为有 $\Phi_{\text{cr}(29)} = 1.077\Phi_{\text{cr}}$, 消耗功率 $P_{\text{c}(29)} = 0.914P_{\text{c}}$, 然后即可通过一次线性插值确定每个温度下的 $\Phi_{\text{cr}(t_j)}$ 和 $P_{\text{c}(t_j)}$, 于是:

$$SEER = \frac{\sum_{j=1}^n \varphi_{\text{cr}(t_j)} n_j}{\sum_{j=1}^n P_{\text{c}(t_j)} n_j} \quad (5)$$

式中: $\varphi_{\text{cr}(t_j)}$ 为 t_j 温度下空调的制冷量, W ; $P_{\text{c}(t_j)}$ 为 t_j 温度下空调的功耗, W ; n_j 为 t_j 温度区间下机组运行小时数。

2.2 季节温度效率的计算

大量文献^[12-13]的分析介绍表明, 季节能效比的评价方法考虑了空调器在实际运行过程中, 工况偏

离额定工况时空调性能的变化和空调器开停过程的功率损失, 所以用季节能效比对空调器进行评价更为全面、有效和准确。考虑到季节能效比方法上的优越性, 参考其计算方法, 对评价热回收机组性能的温度效率寻求从整个运行季节来评价的季节温度效率。依照上面分析 SEER 的计算思路, 对季节温度效率的计算公式进行推导。

1) 温度区间的划分。热回收机组是安装在空调系统进行排风余热(冷)回收, 其工作环境属于空调工作环境范围, 所以对温度区间的划分等采用 GB/T 7725—2004 标准中的划分及气象资料。

2) 从温度效率的推导及定义来看, 它表征的是换热器换热能力, 是换热效率简洁又直接的求解形式, 最终计算式(4), 这里的温差包含着换热量的含义。换热器的设计除满足达到换取要求的热量, 还得考虑目标换热能力, 一般由换热效率衡量。文献^[14]中已说明依冬季工况设计的空调用热管换热器的结构和经济性要优于根据夏季工况设计的。机组即是考虑以冬季工况设计, 室外工况计算干球温度为 2°C , 目标换热效率为 60%。

对机组全年冬夏 2 个季节的运行状况进行考察, 下面图 2 与图 3 分别是机组在夏季、冬季运行中室外新风温度对温度效率的影响。

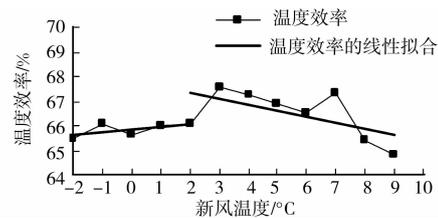


图 2 机组在冬季运行中新风温度与温度效率

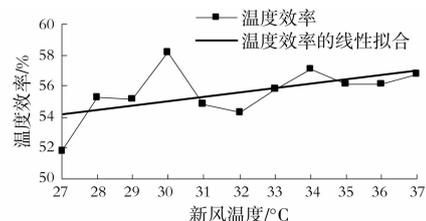


图 3 机组在夏季运行中新风温度与温度效率

冬季围绕换热器设计的工况温度 2°C , 当新风温度低于该温度时温度效率略有下降趋势, 可认为基本保持不变; 当高于该温度时温度效率下降趋势明显, 其值整体较高是由于换热器角度调节对温度效率的影响。夏季换热器的设计或校核工况 35°C , 可以看到是随新风温度的升高增大, 但增大的趋势平缓。总体上, 温度效率在新风温度较大范围变化

时变化小,且趋势上呈单调变化,认为温度效率随新风温度变化近似呈线性变化。

依照标准《GB/T 7725—2004 房间空气调节器》对计算 SEER 的试验温度点,夏季取 35 °C 和 29 °C,冬季取 7 °C 和 2 °C。以夏季空调时回收冷量来推导机组的季节温度效率计算式,首先通过试验测得在试验点的热回收机组温度效率 $E_{(35)}$ 、 $E_{(29)}$ 。则任意室外新风温度 t_j 下的温度效率 $E_{(t_j)}$:

$$E_{(t_j)} = \frac{E_{(35)} - E_{(29)}}{35 - 29}(t_j - 35) + E_{(35)} \quad (6)$$

由(4)式, t_1 是室内排风温度,为 26 °C,得

$$\Delta T_2 = \Delta T_{\max} \times E \quad (7)$$

则

$$\Delta T_{2j} = \Delta T_{\max j} \times E_{(t_j)} \quad (8)$$

$$\Delta T_{\max j} = t_j - t_1 \quad (9)$$

其中: ΔT_{2j} 为任意新风温度 t_j 下的新风温差, °C; $\Delta T_{\max j}$ 为任意新风温度 t_j 下的最大温差, °C。

于是得到夏季季节温度效率 $SE_{\text{夏}}$:

$$SE_{\text{夏}} = \frac{\sum_{j=1}^n \Delta T_{2j} \times n_j}{\sum_{j=1}^n \Delta T_{\max j} \times n_j} \quad (10)$$

其中: n_j 为 t_j 温度区间下机组运行小时数。

同样地,冬季供热时机组回收余热的季节温度效率计算式:

通过试验测得在试验点 7 °C 和 2 °C 的热回收机组温度效率 $E_{(7)}$ 、 $E_{(2)}$,任意室外新风温度 t_j 下的温度效率 $E_{(t_j)}$:

$$E_{(t_j)} = \frac{E_{(2)} - E_{(7)}}{2 - 7}(t_j - 2) + E_{(2)} \quad (11)$$

由(4)式, t_1 是室内排风温度,为 16 °C,依式(7)、(8)计算得冬季工况下 ΔT_{2j} ,其中最大温差 $\Delta T_{\max j}$ 的计算改变为下式

$$\Delta T_{\max j} = t_1 - t_j \quad (12)$$

于是得到冬季季节温度效率 $SE_{\text{冬}}$:

$$SE_{\text{冬}} = \frac{\sum_{j=1}^n \Delta T_{2j} \times n_j}{\sum_{j=1}^n \Delta T_{\max j} \times n_j} \quad (13)$$

3 机组全年运行的节能分析

3.1 机组季节温度效率及回收能量计算

在暖通空调设计规范中,北京地区空调夏季运行时间为 123 d,冬季热泵供暖运行时间 151 d。机组夏季实际运行时间从 2007 年 7 月 10 日到 10 月 1 日,冬季运行时间,从 11 月 7 日到 2008 年 4 月,覆

盖了规范中要求的时间。通过对 2 个季度机组运行数据的处理分析,首先得到了夏季试验温度点 35 °C、29 °C 时,机组温度效率分别为 56.11%、55.12%,冬季试验温度点 7 °C、2 °C 时,温度效率分别为 64.95%、66.10%。依据上面提到的方法,计算得在冬夏两个季节的温度效率值及回收能量,具体计算值见表 1。

表 1 机组全年运行效率与回收能量一览表

季节	夏季	冬季
能量回收装置	热虹吸管装置	热虹吸管装置
回收能量/kJ	34 895 878	210 405 301
季节温度效率	55.43%	66.08%

计算中北京地区的气象资料选自中国气象局信息中心气象资料室和清华大学建筑学院建筑技术科学系合作编制的《中国建筑热环境分析专用气象数据集》^[15]。根据机组所在商场运营的时间段为每天 8:00—21:00,筛选了北京地区典型气象(设计典型)年逐时气象参数在该时间段的逐时气象数据。

回收能量的计算:

任意室外温度 t_j 下的回收能量

$$Q_{(t_j)} = \rho V_1 C_p \Delta T_2 n_j |_{t_j} \quad (14)$$

式中: $Q_{(t_j)}$ 为任意室外温度 t_j 下的回收能量, kJ; ρ 为空气密度, kg/m³; C_p 为空气定压比热容, kJ/(kg · K)。

总回收能量

$$Q = \sum_{j=1}^n Q_{(t_j)} \quad (15)$$

式中: Q 为总回收能量, kJ。

3.2 机组应用的节能效果

表 1 中列出了计算得的机组全年运行效率及回收能量,可见热回收机组回收的排风能量是显著的,而且冬、夏季的季节温度效率分别为 66.08%、55.43%,能保证在设计目标的高效率下运行。冬季回收能量为 210 GJ,夏季回收能量为 34 GJ,将其约合为常见的能源形式,按煤的燃烧热值 20.9 MJ/kg、天然气的燃烧热值 35.6 MJ/m³、电能按 3.6 MJ/kWh 计,则冬季回收能量约合 10 t 煤、5 910 m³ 天然气、58 445 kWh 电,夏季回收能量约合 1.7 t 煤、980 m³ 天然气、9 693 kWh 电。

机组回收的排风能量,冬季与夏季相差较大,这是因为热管式余热回收机组回收显热的效果明显。在北京地区,冬季空调排风中可供回收的余热中显热所占比例较大,故冬季使用热管式热回收装置节

能效果优于夏季^[2,16]。

4 结 论

1) 提出了热管式热回收机组在不同季节动态工况下的换热性能的评价指标——季节温度效率,并推导出了它的计算公式。

2) 热管式热回收机组在商场空调系统中全年运行的节能显著,冬季回收能量 210 GJ,夏季回收能量 34 GJ。且冬季季节温度效率为 66.08%,夏季季节温度效率为 55.43%,能保证在设计目标的高效率下运行。

参考文献:

- [1] 袁旭东,柯莹,王鑫. 空调系统排风热回收的节能性分析[J]. 制冷与空调, 2007, 2: 76-81.
YUAN XU-DONG, KE YING, WANG XIN. The energy saving analysis of HVAC system with air-to-air energy recovery [J]. Refrigeration and Air-condition, 2007, 2: 76-81.
- [2] ZHONG KE, KANG YAN-MING. Applicability of air-to-air heat recovery ventilators in China [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5/6): 830-840.
- [3] 江亿. 我国建筑耗能状况及有效的节能途径[J]. 暖通空调, 2005, 35(5): 30-40.
JIANG YI. Current building energy consumption in China and effective energy efficiency measures [J]. Hv&Ac, 2005, 35(5): 30-40.
- [4] LAZZARIN R M, GASPARELLA A. Technical and economical analysis of heat recovery in building ventilation systems [J]. Applied Thermal Engineering, 1998, 18 (1/2): 47-67
- [5] 庄琛,顾平道,李英娜. 热管换热器在宾馆排风能量回收中的经济性分析[J]. 制冷与空调, 2004(3): 79-82.
ZHUANG CHEN, GU PING-DAO, LI YING-NA. The economic analysis of heat pipe heat exchanger in exhaust air energy recovery system of hotel. Refrigeration & Air-condition, 2004(3): 79-82.
- [6] MATHUR G D. Predicting yearly energy savings using BIN weather data with heat-pipe heat exchangers [C]// Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1997: 1391-1396.
- [7] ROULET C A, HEIDT F D, FORADINI F, et al. Real heat recovery with air handling units [J]. Energy and Buildings, 2001, 35(5): 495-502.
- [8] FEHRM M, REINERS W, UNGEMACH M. Exhaust air heat recovery in buildings [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(4): 439-449.
- [9] 庄骏,张红. 热管技术及其工程应用 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2000.
- [10] 杨昭,吴志光. 热管热回收装置在空调系统中的应用研究 [J]. 能源研究与利用, 2004(3): 14-16.
- [11] GB/T 7725-2004. 房间空气调节器 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.
- [12] 胡健,曾伟平,谷波,等. 基于多标准的空调系统季节能效比计算分析 [J]. 流体机械, 2007, 35(9): 77-81.
HU JIAN, ZENG WEI-PING, GU BO, et al. Analysis on SEER of air-conditioner based on multi-standard [J]. Fluid Machinery, 2007, 35(9): 77-81.
- [13] 刘圣春,马一太,卢苇. 空调能效比和季节能效比的分析 [J]. 天津大学学报, 2006, 39(9): 1088-1092.
LIU SHENG-CHUN, MA YI-TAI, LU WEI. Analysis about EER and SEER of air conditioner [J]. Journal of Tianjin University, 2006, 39(9): 1088-1092.
- [14] 陈洁,曹家枫. 空调排风能量回收用热管换热器的优化设计 [J]. 制冷与空调, 2007, 6: 44-47.
CHEN JIE, CAO JIA-CONG. Optimum design for heat pipe heat exchanger in air-conditioning ventilation system [J]. Refrigeration and Air-condition, 2007, 6: 44-47.
- [15] 中国气象局,清华大学. 中国建筑热环境分析专用气象数据集 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [16] 李准,周峰,刘挺,等. 商场用热虹吸管热回收机组的运行经济性分析 [C]// 中国制冷学会 2007 学术年会论文集, 2007: 321-324.

(编辑 胡 玲)