

文章编号: 1005-0329(2016)07-0063-07

组合式空调箱中盘管热回收的性能分析

王 磊, 谷 波, 冯梦怡

(上海交通大学, 上海 200240)

摘 要: 组合式空调箱中盘管热回收的性能不仅受到工况参数的影响,而且也随结构参数的改变而改变。本文建立了盘管热回收装置的集中参数模型,并通过试验来验证计算模型的可靠性;计算模型的求解结果与试验测试结果相匹配,其平均相对误差均小于5.3%,最大相对误差均小于7%。并利用此模型研究了回路形式、翅片间距、沿气流方向管排数、循环风量、盘管水流速的变化对盘管热回收性能的影响,为组合式空调箱选择合适的盘管热回收装置提供依据。

关键词: 组合式空调箱; 盘管热回收; 热回收效率; 性能仿真

中图分类号: TH12; TU831

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2016.07.014

Performance Analysis on the Coil - heat Recovery in Air Handle Unit

WANG Lei, GU Bo, FENG Meng-yi

(Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The performance of coil - heat recovery used by air handle unit is variable with not only condition parameters but also structure parameters. Lumped parameter model is designed, the calculated results of the model were verified by the experimental data; the mean relative deviations are lower than 5.3% and the maximal relative deviations are lower than 7%. Based on this model, the effects of flow circuits, fin pitch, number of tube rows along the airflow direction, air volume, and water speed on the coil heat recovery performance are investigated, which provide the basis for the selection of coil heat recovery in air handle unit.

Key words: air handle unit; coil heat recovery; heat recovery efficiency; performance simulation

1 前言

组合式空调机组作为目前中央空调系统的主要组成部分^[1],具有处理风量范围广,功能多样等优点,已被普遍应用。降低组合式空调箱的能耗,对于实现节能减排,改善环境有重要意义。

作为空调系统空气处理末端,空调箱对空气质量的改善起着决定性的作用。对室内空气质量不仅有温度和湿度上的要求,还必须保证空气的卫生要求。在房间内引入室外新风,用于保证空气卫生要求、补偿局部排风量和维持室内的正压要求,同时排出一部分室内的污浊空气。但是引入的新风与室内空气状态有较大差别,而排风也会带走空调系统中的大量热量或冷量,致使空调系统的能耗急剧上升。在大风量的空调箱中一般会设置热回收装置,利用室外新风和室内排

风之间进行热湿交换来回收排风中的大量冷量或热量,不仅有良好的节能经济性,而且降低了空调系统的装机容量。

大风量的空调箱中常配置的热回收装置形式有转轮式、板翅式、盘管式、板式等^[2]。其中以转轮式热回收的效率最高,C J Simonson等提出转轮热回收的无量纲控制方程,将仿真数据和实验数据进行对比验证了其合理性^[3]。L Z Zhang等建立了一个二维的瞬态扩散模型,比较了除湿转轮用于除湿和能量回收之间的区别^[4]。

L Z Zhang和Y Jiang结合板翅式热回收的特性建立了仿真模型,基于此对其在运行过程中的温度和湿度进行求解^[5]。J L Niu等建立交换膜交换器做了数学模型,理论分析和实验测试^[6],Jing Chun Min等则对不同参数对其的影响做了研究^[7]。

收稿日期: 2015-11-12 修稿日期: 2016-06-19

而作为研究较少但在实际应用的盘管热回收,其具有如下优点:(1)新风与排风分别在2个风道,不会交叉污染;(2)冷盘管、热盘管通过连管相连接,位置无严格限制;(3)换热器与水泵无严格要求,可采用通用产品;(4)设备运行成本低,寿命长。本文以组合式空调箱中盘管热回收器为对象,根据气侧和液侧的传热方程和能量守恒定律,采用二分迭代法建立盘管热回收的集总参数模型,通过与试验数据对比验证模型的正确性,并分析回路形式、翅片间距、管排数、循环风量、水流速的变化对盘管热回收器性能的影响,为不同工况下选择合适的盘管热回收器提供支持。盘管热回收器的简易模型见图1。

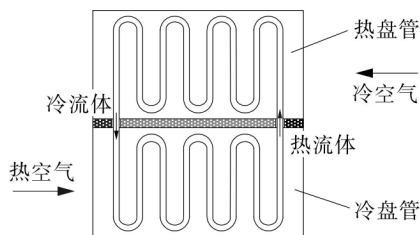


图1 盘管热回收的简易模型

2 模型建立

2.1 模型概述

盘管热回收由2组翅片管换热器耦合而成,一般在双层空调箱中布置在上下2层,中间设置挡板隔绝新风与排风。2组盘管被隔板分为冷盘管和热盘管,分别用来冷却和加热空气。盘管内的流体通过循环水泵在管道内流动来处理空气。在夏季,排风空气温度低于新风空气温度,排风通过热盘管时将盘管内流体冷却,排风冷量被盘管回收,低温流体流进冷盘管来对新风进行冷却。在冬季,排风空气温度高于新风空气,排风通过冷盘管将盘管内流体加热,排风的热量被回收,高温流体流经热盘管对新风进行加热。

盘管热回收建模计算中待求参数为:新风出口的干湿球温度 t_2 、 t_{s2} ;排风出口干湿球温度 t_4 、 t_{s4} ;盘管进出口水温 t_{w1} 、 t_{w2} ;热回效率 η 。

盘管热回收的已知参数分为两部分:

(1) 工况参数:新风量 V_a 、排风量 V_p ;新风进口干湿球温度 t_1 、 t_{s1} ;排风进口干湿球温度 t_3 、 t_{s3} ;管内流体流速 ω 。

(2) 盘管的结构参数:换热管外径 d_o 、管壁厚

δ_i 、有效长度 L_e 、垂直气流方向的排数 n_p 、垂直气流方向管间距 s_1 、沿气流方向排数 n_p 、沿气流方向排间距 s_2 、翅片类型、翅片间距 s_f 、翅片厚度 δ_f 。

2.2 模型求解

盘管热回收在运行时多处于稳态或亚稳态^[8],为简化模型研究,采用稳态集总参数法进行求解,并作如下假设:(1)新风侧和排风侧密封完好无泄漏;(2)空气、工质流动都处于稳定状态,各热力状态都是集总参数;(3)管壁表面与外界均匀换热,传热系数不变;(4)管壁和工质不存在轴向导热;(5)换热器的辐射换热忽略不计。

根据以上假设,模型求解的主要构想是从冷盘管入手,假设冷盘管的进水温度 t_{w1} 作为一个已知量,可以求解出进水的相关参数,再假设冷盘管的出水温度 t_{w2} ,由水侧的能量守恒方程和传热方程计算出水侧热交换量 Q_1 、内壁温 t_{wallin} 等;根据管壁导热方程可求得外壁温 $t_{wallout}$,基于此可以计算出出风的状态参数: h_2 、 d_2 、 C_p 、 t_2 等;通过空气侧传热方程算出空气侧的热交换量 Q_2 ,与水侧热交换量 Q_1 进行对比完成迭代过程;将得到的冷盘管进水温度和出水温度分别作为热盘管的出水和进水温度,根据水侧的能量守恒方程求出热盘管的热交换量 Q_{heat} ;将冷水盘管和热水盘管的热交换量进行比较完成迭代过程。

由于篇幅限制,省略具体计算过程。

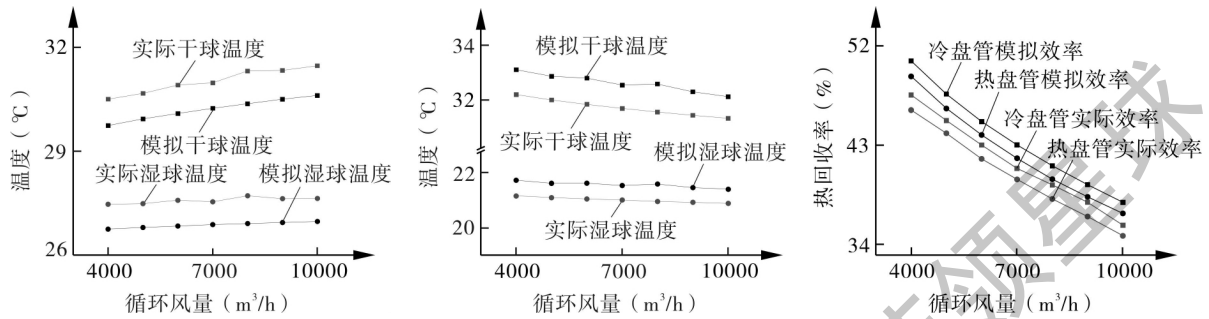
2.3 模型计算结果分析

模型的合理性通过比较其计算结果和焓差实验室的试验结果来验证。分析对象采用卧式双层带热回收组合式空调箱中的盘管热回收器,其具体参数为:紫铜管铝合金翅片,换热管外径为12.7 mm,换热管壁厚为0.35 mm,换热管有效长度1030 mm,翅片类型为三角波纹片,翅片厚度为0.12 mm,翅片间距为2.8 mm,垂直气流方向管排数为28排,水路数为14。

试验工况设定为进风干湿球温度分别为35℃/28℃,排风进口干湿球温度分别为27℃/19.5℃,采用可变功率水泵,保持管内水流速度为1 m/s,变风量范围从4000~10000 m³/h,每次变化1000 m³/h,使测试数据稳定可靠,各设定工况保持一定时间,波动范围在一定范围内后再开始测量。模型的计算结果和试验结果对比见表1,误差均在一定范围内,可以认为模型合理可靠,其中参数随风量变化趋势见图2。

表 1 模型计算数据和试验数据对比误差

误差分析	新风出口干球温度	新风出口湿球温度	排风出口干球温度	排风出口湿球温度	冷盘管效率	热盘管效率
e_{max}	3.025	2.906	3.120	2.914	6.512	6.642
e_{mean}	2.625	2.558	2.717	2.559	5.190	5.328



(a) 新风出口干湿球温度随风量的变化 (b) 排风出口干湿球温度随风量的变化 (c) 盘管热回收效率随风量的变化
图 2 模型计算与试验数据的比较

3 性能分析

盘管热回收装置在运行过程中,其热回收效率受多方面因素影响,包括结构参数(翅片管回路形式、翅片间距、沿气流方向排数等)、运行工况(循环风量、水流速等)等。这些因素相互耦合互相影响,利用本文给出的数学模型,通过程序计算,可以得出其它参数恒定的情况下,结构变化及运行工况变化对盘管热回收效率的影响。空气侧的压降采用 Kays and Londo 提出的通用模型的摩擦因子 f 进行计算^[10-14]。本文所选用的盘管热回收器选用三角波纹式铜管铝翅片^[15],其管内流动介质为水,和管外空气进行换热。

3.1 变结构分析

下面就结构变化的 3 个方面进行性能分析。选定夏季工况下新风进口干湿球温度为 38℃/25℃,排风进口干湿球温度为 27℃/17.5℃,其余结构设定的条件如表 2 所示。

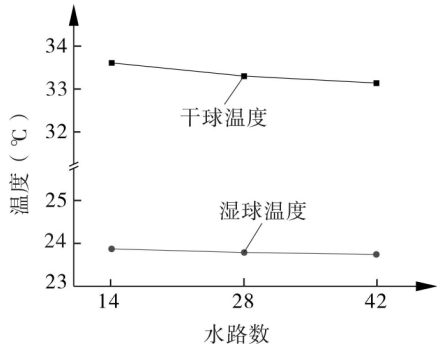
表 2 不同结构条件的性能分析

结构形式变化	循环风量 (m ³ /h)	回路形式	翅片间距 (mm)	管排数
变回路形式	8000	半回路/全回路/双回路	2.8	8
变翅片间距	8000	半回路	2.0~3.4	8
变管排数	8000	半回路	2.8	2~10

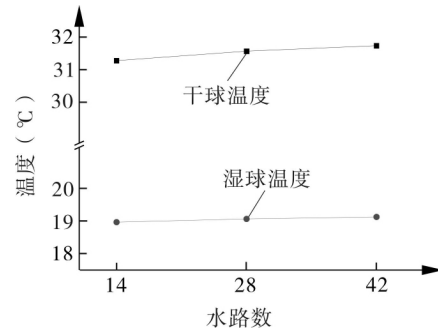
注:管内水流速度为 1m/s。

3.1.1 变回路形式

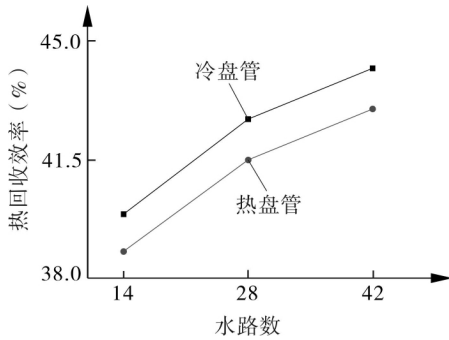
盘管热回收器的结构受到空调箱框架的限制,其采用的翅片管换热器为避免因大流量而内部压降过大,进出水口采用集管分配水路数,即根据不同的工况采用不同的回路形式。半回路每隔一根管进水,管内流程为 14,全回路第一排全进水,管内流程为 28,双回路一二排均进水,管内流程为 42。改变回路形式,性能曲线如图 3 所示。由图 3 可知,当盘管的回路形式改变,水路数从 14 增大到 42 时,新风出口干湿球温度分别下降了 0.47℃和 0.13℃,排风出口干湿球温度分别上升了 0.46℃和 0.16℃;冷盘管热回收效率增加了 10.78%,热盘管热回收效率增加了 10.82%;冷盘管空气侧的压降减小了 0.14%,热盘管空气侧压降减小了 0.13%,管内压降减少了 23%。由于水路数的增加,对气液两侧热交换虽有影响但影响相对平稳,温度变化不大,换热效果有所增强,因而盘管热回收的效率上升;反之亦然。通过改变回路形式增大水路数来增大盘管热回收效率的同时,盘管水侧阻力的影响。上文数据是在保持水流速度恒定的情况下得出,实际上如果水泵功率恒定,水路数减小会使得管内水流速度增大,使得水侧阻力的剧增,而要实现上文的随水路数增大而水流速度保持恒定,则要求要更大功率的水泵,经济性并不高。水流速度的改变对盘管热回收的性能影响下文将有分析。在实际应用中,应根据实际的工况条件及水泵功率选择合适的回路形式。



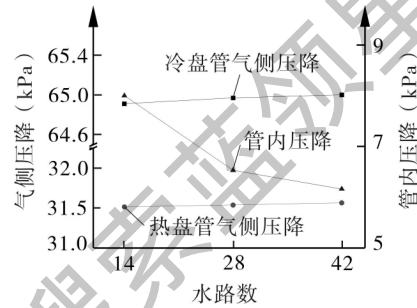
(a) 新风出口温度随水路数的变化



(b) 排风出口温度随水路数的变化



(c) 热回收效率随水路数的变化



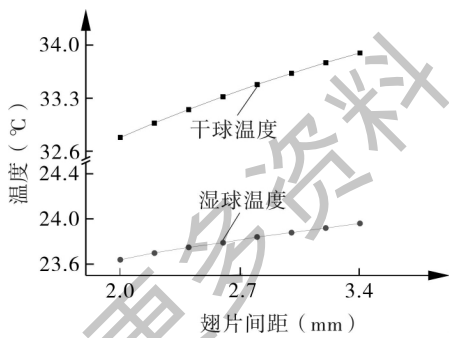
(d) 盘管气侧及管内压降随水路数的变化

图3 回路形式对盘管热回收性能影响

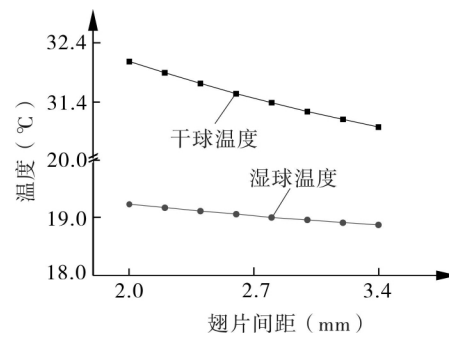
3.1.2 变翅片间距

不同翅片间距时热管性能变化曲线如图4

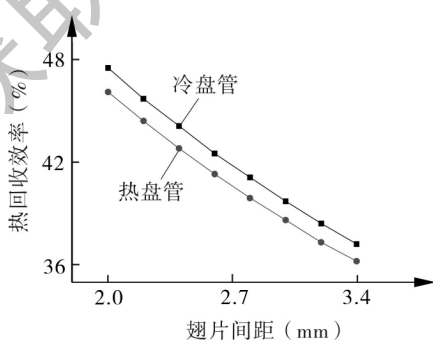
所示。



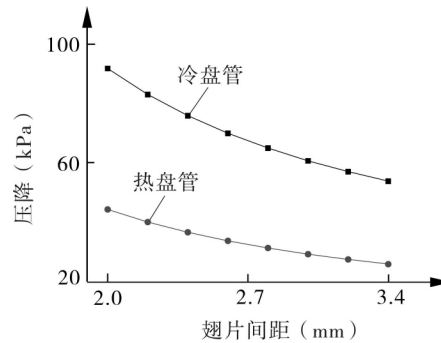
(a) 新风出口温度随翅片间距的变化



(b) 排风出口温度随翅片间距的变化



(c) 热回收效率随翅片间距的变化



(d) 盘管气侧压降随翅片间距的变化

图4 翅片间距对盘管热回收性能影响

由图4可知,当翅片间距从2.0mm变化到3.4mm时,新风出口干湿球温度分别上升了1.12℃和0.32℃;排风出口干湿球温度分别下降了1.1℃和0.36℃;冷盘管热回收效率减小了21.68% 热盘管热回收效率减小了21.48%;冷盘管空气侧的压降减小了41.27%,热盘管空气侧压降减小了41.29%。由于翅片间距的增大,在相邻的两翅片间的边界层效应变小,使得换热效果变差,因而盘管热回收的效率减小;然而翅片间距过小会使得空气流通面积小,流经盘管时能

量损失大从而导致压降会增大。通常采取缩小翅片间距的办法来增大盘管热回收效率的同时,空气侧阻力的影响不可忽略,随着空气侧压降的上升,会使得风机功率要求大幅增大,耗费更多电能。应根据实际的工况条件及风机功率选择合适的翅片间距。

3.1.3 变气流方向管排数

不同的气流方向管排数时热管性能变化曲线如图5所示。

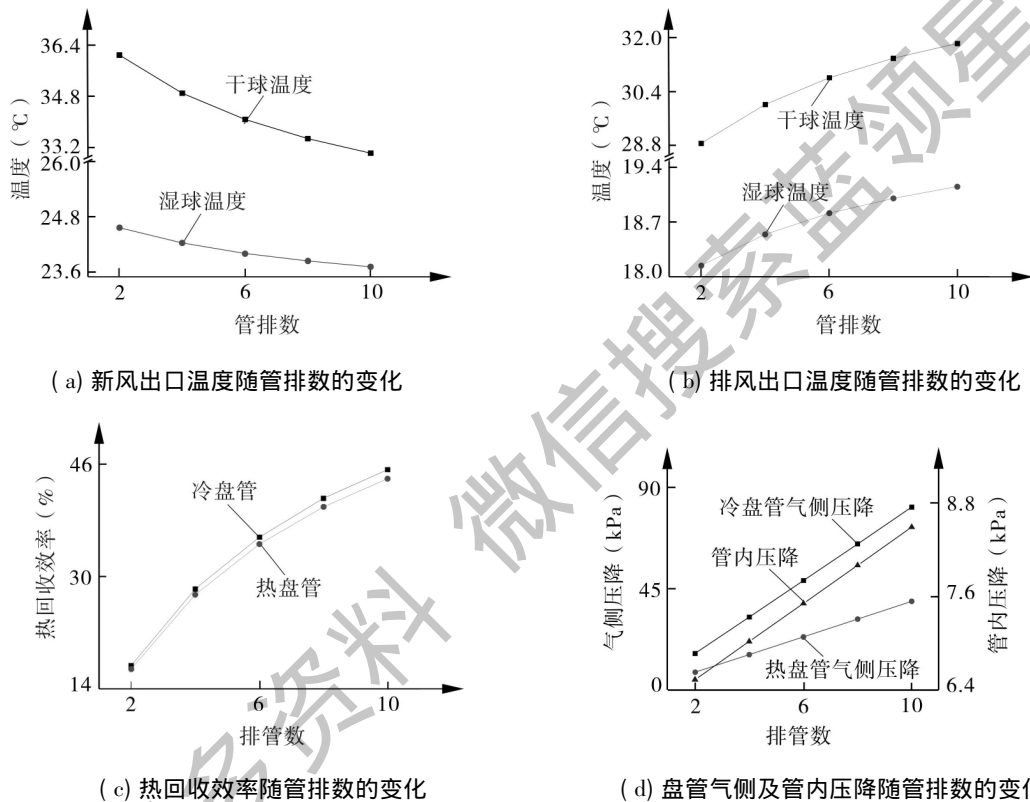


图5 管排数对盘管热回收性能影响

从图5可以看出,随着管排数增加,新风出口干湿球温度分别下降了3.06℃和0.85℃;排风出口干湿球温度分别上升了2.98℃和1.01℃。随着气流流经盘管,在气流方向管排数方向上水和空气的温度趋于接近,换热效果后排管相比于前排管逐渐下降,所以随着管排数的增加空气的温度变化逐渐趋于平缓;冷盘管的热回收效率增加了161.2%,热盘管的热回收效率增加了161.3%,这是由于空气流经盘管时的换热面积更大、时间更长,换热充分;冷盘管气侧压降增加了404.3%,热盘管气侧压降增加了404.6%,盘管内水侧压降增加了30%,随着盘管数的增加,极大的增加了盘管气侧的阻力和管内的水侧阻力,使得风机

的功率要求和水泵的功率要求均有大幅增大。

3.2 变工况分析

选用夏季工况下新风进口干湿球温度为38℃/25℃,排风进口干湿球温度为27℃/17.5℃,其余结构设定的条件如表3所示。

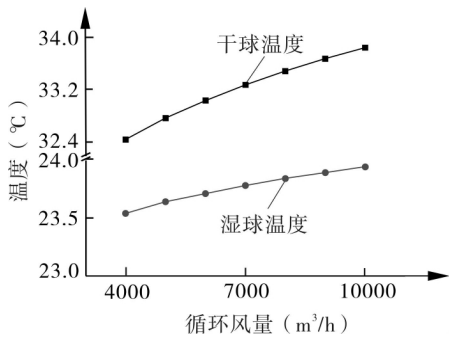
表3 不同工况条件的性能分析

工况变化	循环风量 (m ³ /h)	水流速度 (m/s)	回路形式	翅片间距 (mm)	管排数
变循环风量	4000 ~ 10000	1	半回路	2.8	8
变水流速度	8000	0.8 ~ 1.4	半回路	2.8	8

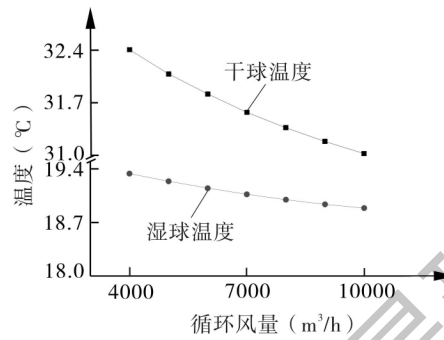
3.2.1 变循环风量

不同的循环风量时热管性能曲线变化如图 6

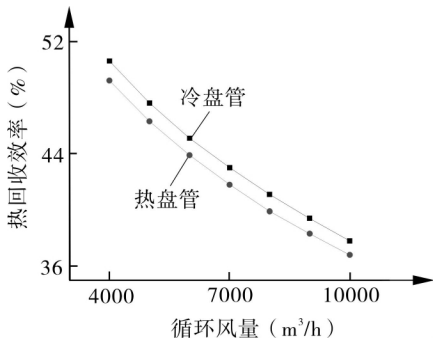
所示。



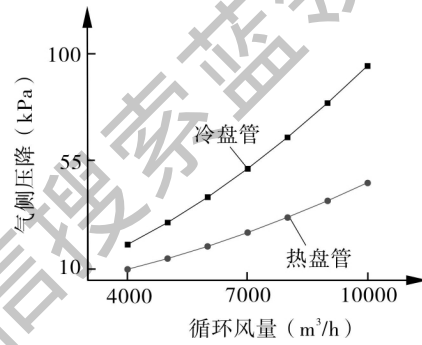
(a) 新风出口温度随循环风量的变化



(b) 排风出口温度随循环风量的变化



(c) 热回收效率随循环风量的变化



(d) 盘管气侧压降随循环风量的变化

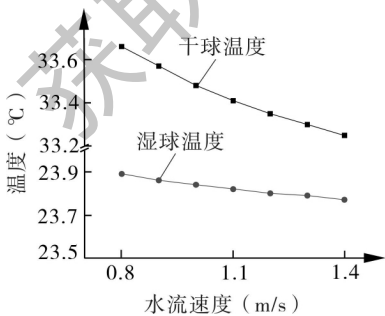
图 6 循环风量对盘管热回收性能影响

从图 6 可以看出,随着循环风量从 4000 m³/h 增大到 10000 m³/h,新风出口的干湿球温度分别增大 1.41°C 和 0.4°C,排风出口干湿球温度分别降低了 1.36°C 和 0.45°C,冷盘管的热回收效率降低了 25.3%,热盘管的热回收效率减少了 25.2%,原因是随着风量的增大,空气流经盘管时没有进行充分的热量交换就排出,热回收效率降低;冷盘

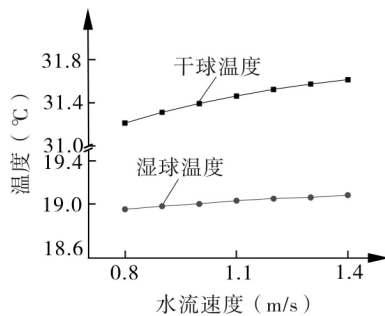
管气侧压降增加了 372.9%,热盘管气侧压降增加了 373.2%。随着循环风量的增加,空气流经盘管时的能量损失变大,极大的增加了盘管气侧的阻力。

3.2.2 变水流速度

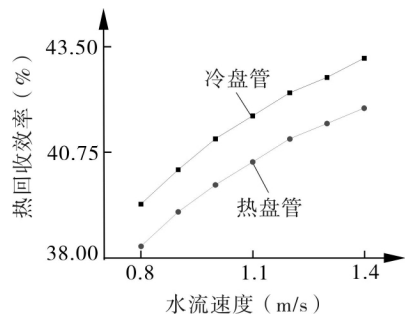
不同水流速度时热管性能变化曲线如图 7 所示。



(a) 新风出口温度随水流速的变化



(b) 排风出口温度随水流速的变化



(c) 热回收效率随水流速的变化

图 7 水流速度对盘管热回收性能影响

从图7可以看出,当水流速度从0.8m/s增大到1.4m/s时,新风出口的干湿球温度分别下降了0.41℃和0.12℃;排风出口的干湿球温度分别增大了0.4℃和0.13℃;冷盘管的热回收效率增加了9.6%,热盘管的热回收效率增加了9.4%。随着水流速度的增大,水在管内充分的紊流,换热量增加,热回收效率有所增加,新风格略有降温,排风格略有升温,但温度对于流速的增大并不敏感。

4 结论

(1) 根据盘管热回收空气侧和水侧的能量守恒方程,管壁的导热方程等,建立了盘管热回收器的集中参数模型,通过试验验证了模型的准确性,该模型能够快速、正确的模拟盘管热回收的性能参数随结构及工况的变化趋势。

(2) 通过分析盘管热回收器的性能随不同结构参数的变化规律,可以得知在全回路、小翅片间距和多管排数时热回收效率可达最高;与之相对的高换热效率的结构参数同时也会使得盘管的管内管外阻力上升。在实际机组设计中,应当综合考虑热回收效率和盘管阻力两方面的因素,从而选择合适的结构形式。

(3) 通过研究盘管热回收器的性能在不同工况条件下的规律,了解到在热回收效率随循环风量的增大而减小,随盘管水流速度的增大而增大;然而过小的循环风量不能满足机组通风要求,盘管水流速度的增大要求更大功率水泵,会给机组能耗带来负担,应综合考虑机组工况条件和能耗要求,选择合适的循环风量和盘管水流速度,使机组经济性最佳。

参考文献

- [1] 冉红卫. 组合式空调机组的技术发展[J]. 制冷与空调, 2001(2): 25-26.
- [2] 赵荣义. 简明空调设计手册(第1版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998: 401-402.
- [3] Simonson C J, Besant R W. Heat and moisture transfer in desiccant coated rotary energy exchangers: Part II. Numerical Model[J]. International Journal of HVAC&R Research, 1997, 3(4): 325-350.
- [4] Zhang L Z, Niu J L. Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22: 1347-1367.
- [5] Zhang L Z, Jiang Y. Heat and mass transfer in a membrane-based energy recovery ventilator[J]. Journal of Membrane Science, 1999, 163: 29-38.
- [6] Niu J L, Zhang L Z. Membrane-based Enthalpy Exchanger: material considerations and clarification of moisture resistance. Journal of Membrane Science, 2001, 189(2): 179-191.
- [7] Jingchun Min, Ming Su. Performance analysis of a membrane-based enthalpy exchanger: Effects of the membrane properties on the exchanger performance[J]. Journal of Membrane Science, 2010, 348: 376-382.
- [8] 王婷, 谷波, 韩华. 风机盘管设计模型中的若干算法问题研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(12): 137-138.
- [9] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [10] Kays W M, London A L. Compact Heat Exchanger 3rd ed [M]. New York: Hill Book Company, 1984.
- [11] 张智铁, 陈华, 夏佐强. 直接蒸发式新风除湿加干盘管空调系统性能的实验研究[J]. 流体机械, 2015, 43(7): 57-62.
- [12] 阳大清, 周红桃. 绕管式换热器壳侧流场流动与传热的数值模拟研究[J]. 压力容器, 2015, 31(11): 40-46.
- [13] 黄海雄, 金东发, 曹洪海, 等. 双相不锈钢换热器设计中应考虑的相关因素[J]. 化工设备与管道, 2015, 52(4): 31-38.
- [14] 刘乾, 姜钦青, 蒋绿林, 等. 冷凝热回收型地源泵恒温恒湿空调系统的节能研究[J]. 流体机械, 2015, 43(4): 70-74.
- [15] 辛荣昌, 李慧珍, 康海军, 等. 三角形波纹翅片管换热器传热与阻力特性的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 1994, 28(2): 77-83.

作者简介: 王磊(1990-) 男, 硕士生, 主要研究方向: 空调系统数字化设计与仿真优化. 通讯地址: 200240 上海市闵行区东川路800号上海交通大学机动学院C楼371. E-mail: 88130@sjtu.edu.cn.