

文章编号:0253-4339(2021)06-0065-06
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.06.065

大温差空气处理机组表冷器换热能力优化设计及实验验证

徐艳妮¹ 卓明胜¹ 张龙爱^{1,2} 何伟光¹

(1 珠海格力电器股份有限公司 珠海 519070; 2 空调设备及系统运行节能国家重点实验室 珠海 519070)

摘 要 冷冻水系统大温差设计对空调系统节能具有重要意义。配套使用空气处理机组也需采用大温差设计,达到节能效果,本文在空气处理机组换热机理的理论基础上,分析了冷冻水大温差对空气处理设备换热性能的影响。通过优化表冷器管形、回路等方法,采用焓差法实验对比了大温差工况下不同管形、不同回路、不同翅片片距等对表冷器性能的影响,在相同换热截面下,大温差空气处理机组较常规机组能耗降低约 20%,并在此基础上,提出了大温差表冷器优选结构方案,采用高效内齿形换热管,4 排高效换热管可与 6 排光管表冷器达到相同冷风比,且整机能耗低约 5%,为大温差设计的应用和实践提供借鉴和参考。

关键词 大温差;空气处理机组;表面传热系数;回路

中图分类号:TU831.4;TK124

文献标识码:A

Optimal Design and Experimental Verification of Heat Transfer Capacity of Heat Exchanger in Large Temperature Difference Air Handling Unit

Xu Yanni¹ Zhuo Mingsheng¹ Zhang Longai^{1,2} He Weiguang¹

(1. Gree Electric Appliances Inc. of Zhuhai, Zhuhai, 519070, China;2. State Key Laboratory of Energy Conservation for Air Conditioning Equipment and System Operation, Zhuhai, 519070, China)

Abstract A chilled water system with large temperature difference is essential for the economical operation of air conditioning. This design also enables air handling units (AHU) to achieve an energy-saving effect. Based on the mechanism of the heat exchange in AHU, this study analyzes how chilled water with large temperature difference affects the heat transfer of AHU. Experiments are conducted to test the influence of large temperature difference of chilled water in the cooling coils with differential enthalpy method. The pipe shapes and flow routes are optimized. The performances of the cooling coils are compared for different coil pipe shapes, flow routes, and fin spacings. Using the same heat exchange section, the AHU of this design reduces the energy consumption by approximately 20% compared with a conventional unit. Furthermore, a preferable scheme is proposed to reduce energy consumption by 25%, in which cooling coils are composed of four-row high-efficiency inner threaded pipes that have the same ratio (cooling capacity to airflow) as those of six-row non-threaded pipes. The results provide applicable and practical cases for the design of AHU with large temperature difference.

Keywords large temperature difference;air handling unit;surface coefficient of heat transfer;flow path

随着我国经济社会的发展,高大建筑特别是高大空间的建筑(如体育馆、会展中心、机场航站楼、铁路客站等)得到大规模应用^[1-2]。响应国家绿色行动计划,建筑环境及空调系统需考虑系统节能,该类高大空间建筑采用分层空调系统^[3-4],为使空调系统整体节能,其中温度控制采用大温差(进出水温差 8℃以上)空调设备。研究表明:大温差冷冻水空调运行具有可行性、可靠性和经济性^[5-10],加大冷冻水供回水温差设计,将减少水泵等设备耗电,整个空调系统能耗将降低,实现空调系统的整体优化。常规机组国标

进出水温差为 5℃,当前市场上已有较多主机可实现大温差系统,且主机 COP 大于常规机组^[11]。但目前配套末端方面大温差系统较少,因此本文以进出水温差为 10℃进行表冷器换热能力研究,为大温差全空气处理机组设计提供参考。

1 大温差对换热效率影响的理论分析

表冷器换热计算:
传热方程:
$$Q=KA\Delta t_m$$
(1)

热平衡方程：

$$Q = cq_m \Delta t \tag{2}$$

式中： K 为表冷器总传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； A 为表冷器总传热面积， m^2 ，对某一确定机组为定值； Δt_m 为对数平均温差， $^{\circ}C$ ； c 为流体比热容， $kJ/(kg \cdot K)$ ； q_m 为流体质量流量， kg/s ； Δt 为流体进出表冷器温差， $^{\circ}C$ 。

表冷器总传热系数：

$$K = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} + r_i \right) + \left(\frac{1}{h_o} + r_o \right) + r_w + r_j} \tag{3}$$

式中： A_i 、 A_o 分别为单位长度基管内、外表面的面积， m^2 ； h_i 、 h_o 分别为管内、外流体表面传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； r_i 、 r_o 、 r_j 分别为管内、外流体的结垢热阻，翅片间热阻， $(m^2 \cdot K)/W$ 。

随冷冻进出水设计温差改变，结垢热阻、管外流体表面传热系数基本保持不变；但水流量变化，造成管内流速变化，主要影响管内流体（即水侧）表面传热系数。水侧表面传热系数随流体雷诺数 Re 不同计算式不同，当管内流体处于紊流区时，表面传热系数最大，计算如下^[12]：

当 $Re > 1 \times 10^4$ 时（紊流区）：

$$h_i = 0.027 \frac{\lambda_i}{d_i} Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_D}{\mu_w} \right)^{0.14} \tag{4}$$

$$Re = \frac{d_i G_i}{\mu_i} \tag{5}$$

式中： G_i 为管内流体质量流速， $kg/(m^2 \cdot s)$ ； λ_i 为导热系数， $W/(m \cdot K)$ ； d_i 为传热管内径， m ； μ_D 、 μ_w 、 μ_i 分别为定性温度下介质黏度、壁温下介质黏度、定性温度下管内介质黏度， $Pa \cdot s$ 。

由式(5)可知，当水流速越大时， Re 越大。由管内流体流动规则可知，当管内含有一定粗糙度（齿形或内螺纹管）时，可提高管内流体扰动，即有利于提高管内流体表面传热系数^[13-14]。

由式(3)可知，若将普通表冷器使用于大温差全空气空调机组中，表冷器管内侧水流量将降至 50%，管内流体无法达到紊流状态，水流速可能降至 0.6 m/s 以下，无法充分发挥表冷器换热能力，造成能源浪费，因此需要充分提高表冷器的换热能力。

为使大温差表冷器水侧支管内达到紊流状态，提高水侧换热能力，本文对新型高效换热管、表冷器回路、空气侧流场等方面进行模拟研究及优化，从水侧、风侧同时提高大温差表冷器换热能力。

2 表冷器换热能力分析

2.1 高效换热管

常规表冷器（换热管采用光管或常规内螺纹管），在大温差低流速下，无法充分发挥表冷器能力。为提高大温差低流速情况下表冷器换热能力，研究直径为 9.52 mm 的内齿形高效换热管，翅片为开窗片，齿高 0.25 mm，相邻两齿间成 6° 角，如图 1 所示。采用规格、结构参数相同的表冷器，在相同工况下，模拟计算结果如下：相比普通换热管，内齿形换热管水侧表面传热系数提高约 40%。

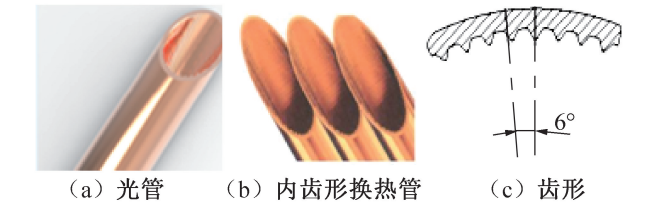


图 1 铜管类型
Fig.1 The type of copper

本次设计采用风量为 $23\ 500\ m^3/h$ ，进风干/湿球温度为 $27/20.5\ ^{\circ}C$ ，迎面风速为 $2.5\ m/s$ 机组，可应用于大温差（进出水 $7/17\ ^{\circ}C$ ）设计系统中，使冷风比达到 $5.5\ W/(m^3/h)$ 以上。

冷风比 $= Q/V$ (6)

式中： Q 为制冷量， W ； V 为风量， m^3/h 。

图 2 所示为进水温度 $7\ ^{\circ}C$ 时，不同进出水温差下^[15]，光管与高效内齿形换热管水侧表面传热系数 h 、水流速 v 随温差的变化，冷风比随温差的变化如图 3 所示。

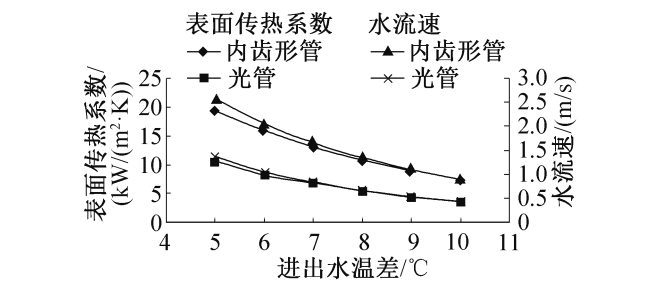


图 2 水侧表面传热系数、水流速随温差的变化
Fig.2 Surface coefficient of heat transfer on the water side, water flow velocity changes with water temperature difference

相同工况下，采用内齿形换热管相比光管冷风比约增加 25%，在大温差设计系统中，冷风比可达到 $5.5\ W/(m^3/h)$ 以上。

2.2 表冷器流路

常规进出水温差下使用表冷器时，为提高换热

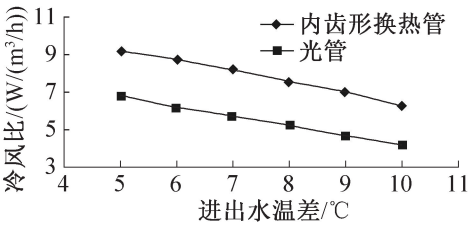


图 3 冷风比随温差的变化

Fig.3 Unit refrigeration amount changes with water temperature difference

能力,常采用交叉逆流形式使表冷器风侧与水侧充分换热,综合考虑表冷器制冷量及水阻力,采用 3 种回路形式,即交叉逆流半回路、交叉逆流全回路、交叉逆流双回路^[16];采用交叉逆流半回路时,水阻力过大,水泵能耗增加,从节能方面考虑,暂不讨论该类型回路。图 4 所示为交叉逆流全回路、交叉逆流双回路示意图,现对相同工况下不同表冷器回路进行模拟计算。

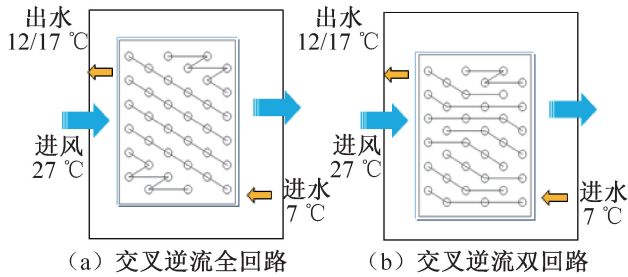


图 4 不同流路设计

Fig.4 Design of different flow paths

不同回路冷风比、水阻力随温差的变化如图 5 所示。其他结构相同,仅回路形式不同时,全回路表冷器比双回路制冷量高约 20%,水阻力高约 70%,风侧阻力基本相同,与常规表冷器相比,除提升水侧换热能力外,需同步考虑整机能耗,因而需综合考虑表冷器能力与水侧、风侧阻力,在整机上验证能力及功耗。

3 大温差全空气处理机组实验分析

3.1 实验样机

在大温差工况下,提高表冷器换热能力,关键在于提高水侧换热能力,同时综合考虑表冷器水阻力与风阻力,以选取最优整机功耗。基于该思想,本机组采用内齿形高效换热管,可显著提升水侧换热能力,同时调整表冷器结构,使达到冷风比的同时,表冷段功耗最低,为整机功耗最优,同时考虑风机形式,优化整机功耗。

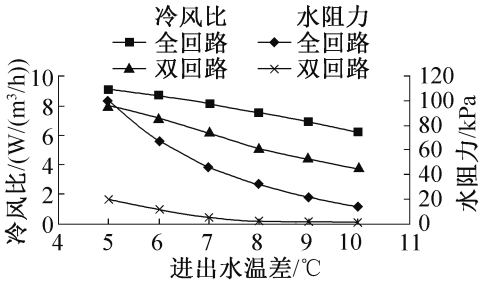


图 5 不同回路冷风比、水阻力随温差的变化

Fig.5 Unit refrigeration amount, water resistance of difference flow path change with water temperature difference

3.2 实验装置及方法

根据标准 JB/T 9066—1999《柜式风机盘管机组》^[17]及 GB/T 14294《组合式空调机组》^[18]规定的焓差法建立实验装置如图 6 所示,空气流量测试装置如图 7 所示。

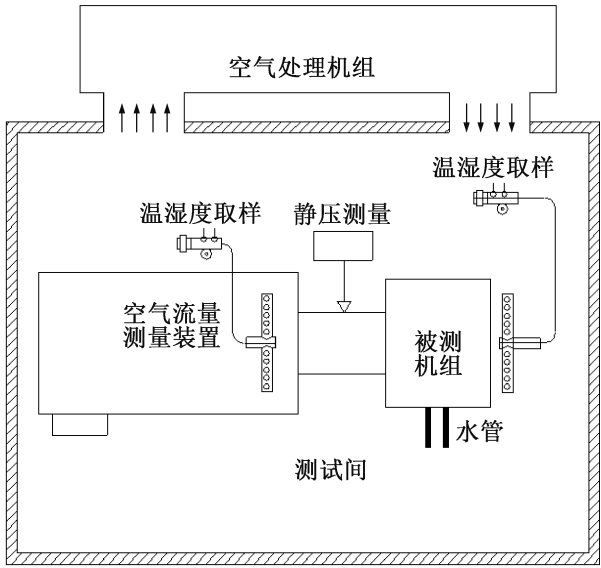


图 6 焓差法实验装置

Fig.6 Experimental device of enthalpy difference method

机组制冷量:

$$Q=G(h_1-h_2)/[V_n(1+W_n)] \tag{7}$$

式中: G 为空气流量, m^3/s ; h_1 、 h_2 分别为空调机组回风、送风空气焓值, J/kg ; V_n 为喷嘴处空气比容, m^3/kg ; W_n 为喷嘴处空气的含湿量, $\text{g}/(\text{kg 干空气})$ 。

风量:

$$G=1.414CA(p_v V_n)^{0.5} \tag{8}$$

式中: C 为流量系数; A 为喷嘴面积, m^2 ; p_v 为喷嘴前后的静压差, Pa 。

被测空气处理机组的制冷量是通过测定被测空调机进、出口空气的干/湿球温度和空气流量等参数

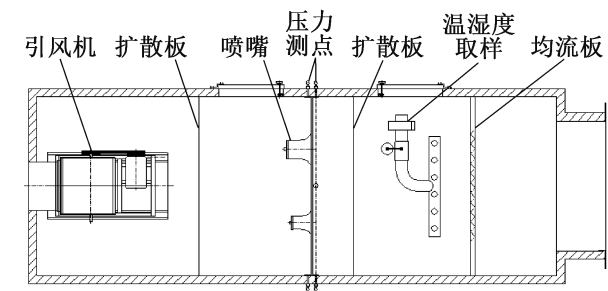


图 7 空气流量测试装置

Fig.7 Experimental device of air flow measurement

来确定,从测试环境间的空气取样装置可以得到进入被测机组湿空气的干/湿球温度,从而确定进口状态空气焓值,而出口空气焓值是通过置于风量测量装置内的空气取样装置确定,空气经过被测机组产生换热量;水侧由制冷机提供,根据进出水温差及水流量计算水侧换热量。

机组运行工况达到稳定后,连续运行 1 h,并通过实验台监控软件等距取 7 组测试数据,将平均值作为本次测试报告的测量结果,同时水侧、空气侧热力平衡要求满足 $\leq 5\%$ 。

3.3 实验结果及分析

针对交叉逆流全回路系统,在进风干/湿球温度为 27/20.5℃,进/出水温度为 7/17℃条件下,对采用光管与高效内齿形管的 3 套表冷器进行测试。对比测试数据如表 1 所示,采用 6 排光管的表冷器,调整回路及翅片,实际测试冷风比约为 5.60 W/(m³/h),在达到相同冷风比情况下,采用 4 排高效内齿形换热管的表冷器,调整回路及翅片,实际测试冷风比为 5.66 W/(m³/h),两者翅片片距相同,前者初始投资

较高,水流速低,未充分发挥表冷器换热能力,整机功耗较后者约高 5%。相同迎风面积、相同排数、相同结构的表冷器,分别采用高效内齿形管与光管时,前者换热能力比后者约高 20%,整机能耗高 14%,但后者无法达到目标换热量,水流速过低,无法充分发挥表冷器换热能力。

进风干/湿球工况为 27/20.5℃,进出水工况分别按照大温差(7/17℃)及常规工况(7/12℃)进行测试,调整表冷器管形及翅片,使冷风比相同,对比测试结果如表 2 所示,大温差机组比常规机组整机能耗约低 20%。

同时采用 EC 风机墙,机组断面 30 个测点(如图 8)均匀度从 80% 升至 90%,风机效率比离心风机效率高约 30%。

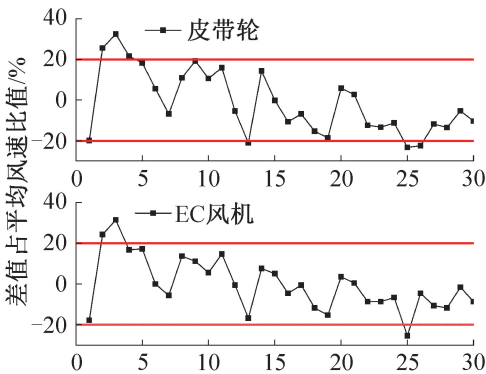


图 8 断面均匀度测试

Fig.8 Section uniformity test

因此大温差空气处理机组采用高效内齿形换热管,可通过优化回路、调整片形、片距等,在满足性能的前提下,以达到节能效果。

表 1 采用光管、高效齿形管的 3 套表冷器测试结果

Tab.1 Test results of three sets of surface coolers with smooth tube and high efficiency toothed tube

项目	高效内齿形管	光管	光管
排数	4	4	6
冷风比/(W/(m³/h))	5.66	4.47	5.60
空气侧制冷量/kW	130.2	103.6	129.4
水侧制冷量/kW	136.8	107.2	134.6
空气侧出风干/湿球温度/℃	15.9/15.5	17.3/16.6	16.2/15.5
空气侧能耗/W	10 049	10 049	11 212
水侧能耗/W	1 716	255	972
综合能耗/W	11 765	10 304	12 184
水流速/(m/s)	0.80	0.45	0.56

表 2 大温差与常规进出水工况表冷器相同冷风比测试结果
Tab.2 Test results of cold air ratio of surface cooler with
large temperature difference and normal water
inlet and outlet conditions

项目	大温差	常规
管形	高效内齿形管	光管
排数	4	4
进/出水温度/℃	7/17	7/12
冷风比/(W/(m ³ /h))	5.66	5.60
空气侧制冷量/kW	130.2	131.0
水侧制冷量/kW	136.8	133.0
空气侧出风干/湿球温度/℃	15.9/15.5	16.0/15.4
风侧能耗/W	10 049	9 928
水侧能耗/W	1 716	4 525
综合能耗/W	11 765	14 453
水流速/(m/s)	0.8	1.2

4 结论

本文对大温差表冷器换热能力提升进行研究,得到结论如下:

1)采用高效齿形换热管时,在相同传热面积,相同回路时,换热能力较光管提高约 25%。相同工况下,全回路较双回路换热能力提高约 20%,水阻力提高约 70%,可以适当优化回路,充分提高表冷器水侧换热能力,综合考虑换热能力及整体能耗。

2)经实验验证,采用多风机并联,空气侧流场均匀度提高约 10%,有利于提高表冷器风侧换热,换热效率提高约 5%。

3)经计算及测试分析,采用大温差空调机组相比于常规温差机组综合能耗降低 20%以上。

参考文献

[1] 范存养. 大空间建筑空调设计及工程实录[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001. (FAN Cunyang. Design of air conditioning in large space & project record[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2001.)

[2] 孙胜男, 张旭, 王松庆, 等. 大型铁路客运站空调负荷特性分析[J]. 建筑热能通风空调, 2009, 28(6): 8-11. (SUN Shengnan, ZHANG Xu, WANG Songqing, et al. Analysis on characteristics of air conditioning load for a large scale railway station[J]. Building Energy & Environment, 2009, 28(6): 8-11.)

[3] 张涛, 刘效辰, 刘晓华, 等. 机场航站楼空调系统设

计、运行现状及研究展望[J]. 暖通空调, 2018, 48(1): 53-59, 37. (ZHANG Tao, LIU Xiaochen, LIU Xiaohua, et al. Design, operating status and research prospects of air conditioning systems in airport terminals[J]. Journal of HV&AC, 2018, 48(1): 53-59, 37.)

[4] 贾学斌, 张雷, 陈敬文. 高铁站房大空间空调送风的气流组织分析与研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2015, 12(4): 762-768. (JIA Xuebin, ZHANG Lei, CHEN Jingwen. Analysis and research of air distribution through air supply by air conditioning in waiting room of high-speed railway station with large space[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2015, 12(4): 762-768.)

[5] 殷平. 空调大温差研究(1): 经济分析方法[J]. 暖通空调, 2000, 30(4): 62-66. (YIN Ping. Research of large temperature difference in air conditioning(1): economic analysis methods[J]. Journal of HV&AC, 2000, 30(4): 62-66.)

[6] 殷平. 空调大温差研究(4): 空调冷水大温差系统经济分析[J]. 暖通空调, 2001, 31(1): 68-72. (YIN Ping. Research of large temperature difference in air conditioning(4): an economical analysis of the system with a large temperature difference between supply and return water[J]. Journal of HV&AC, 2001, 31(1): 68-72.)

[7] 吴小卫, 胡文斌. 大温差空调水系统的技术经济分析[J]. 制冷, 2005, 24(增刊1): 99-101. (WU Xiaowei, HU Wenbin. Techno-economic analysis of chilled water system with high temperature difference[J]. Refrigeration, 2005, 24(Suppl. 1): 99-101.)

[8] 周亚素, 陈沛霖. 空调冷冻水系统大温差设计的能耗分析[J]. 建筑热能通风空调, 1999, 18(2): 18-19. (ZHOU Yasu, CHEN Peilin. Analysis on energy consumption of large temperature difference in air conditioning chilled water system[J]. Building Energy & Environment, 1999, 18(2): 18-19.)

[9] 陈伟煌, 李司秀. 大型公共建筑大温差空调冷水系统的能耗分析[J]. 制冷, 2015, 34(2): 46-49. (CHEN Weihuang, LI Sixiu. Analysis of energy consumption of air conditioning chilled water system with large temperature difference of a large public building[J]. Refrigeration, 2015, 34(2): 46-49.)

[10] 王懋琪, 汪玺, 蒲隼, 等. 空调冷水大温差系统设计方法研究[J]. 制冷与空调(四川), 2014, 28(3): 321-326. (WANG Maoqi, WANG Xi, PU Jun, et.al. Research on the design method of air conditioning cold water large temperature difference system[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2014, 28(3): 18-19.)

[11] 衡光琳, 韩林俊, 朱奋飞, 等. 冷水大温差运行的适应性研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2009, 30(5): 5-11. (HENG Guanglin, HAN Linjun, ZHU Fenfei, et al.

- Research on the adaptability of the chilled water large temperature difference operation[J]. *Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery*, 2009, 30(5): 5–11.)
- [12] 赖周平, 张荣克. 空气冷却器[M]. 北京: 中国石化出版社, 2010. (LAI Zhouping, ZHANG Rongke. Air cooler [M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2010.)
- [13] 陶文铨. 传热学基础[M]. 北京: 电力工业出版社, 1981. (TAO Wenquan. Fundamentals of heat transfer [M]. Beijing: Electric Power Industry Press, 1981.)
- [14] 柳雄斌, 过增元. 换热器性能分析新方法[J]. 物理学报, 2009, 58(7): 4766–4771. (LIU Xiongbin, GUO Zengyuan. A novel method for heat exchanger analysis[J]. *Acta Physica Sinica*, 2009, 58(7): 4766–4771.)
- [15] 于丹, 陆亚俊. 冷水大温差对表冷器及风机盘管性能的影响[J]. 暖通空调, 2004, 34(3): 77–79. (YU Dan, LU Yajun. Influence of chilled water with large temperature difference on performance of air coolers and fan coils[J]. *Journal of HV&AC*, 2004, 34(3): 77–79.)
- [16] 宣晨晨, 祝健, 李跃萍, 等. 冷冻水大温差的节能性分析及应用[J]. 建筑热能通风空调, 2011, 30(1): 66–69. (XUAN Chenchen, ZHU Jian, LI Yueping, et al. Energy conservation and application of chilled water with large temperature difference[J]. *Building Energy & Environment*, 2011, 30(1): 66–69.)
- [17] 柜式风机盘管机组: JB/T 9066—1999[S]. 北京: 机械工业部机械标准化研究所, 1999. (Cabinet-type fan coil unit: JB/T 9066—1999[S]. Beijing: Institute of Mechanical Standardization, Ministry of Machinery Industry, 1999.)
- [18] 组合式空调机组: GB/T 14294—2008[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008. (Combined air conditioning unit: GB/T 14294—2008[S]. Beijing: China Standard Press, 2008.)

通信作者简介

徐艳妮, 女, 工程师, 珠海格力电器股份有限公司, 16675677742, E-mail: diandian920216@163.com。研究方向: 组合式空调机组产品研发。

About the corresponding author

Xu Yanni, female, engineer, Gree Electric Appliances Inc. of Zhuhai, + 86 16675677742, E-mail: diandian920216@163.com. Research fields: research and development of modular air conditioning unit.