

文章编号: 1671-6612 (2025) 06-874-07

冷水温差对空调供冷系统的影响分析

吴小卫¹ 李子轩¹ 李艳霞² 于倩倩³

(1. 华南理工大学 广州 510000;

2. 华南理工大学建筑设计研究院有限公司 广州 510000;

3. 约克(中国)商贸有限公司 上海 200000)

【摘要】 冷水温差是空调供冷系统设计及运行的关键要素。首先对空调末端表冷器在不同冷水温差下的显热换热性能进行数学和图像分析, 再利用某品牌的产品选型软件补充得出表冷器在不同冷水温差下的全热换热特性曲线。在此基础上分析冷水温差对表冷器最大换热量及换热敏感度的影响, 相同进水温度, 进出水温差越大, 表冷器的换热量越小, 换热敏感度越大, 7/14℃相比 7/12℃而言, 最大换热量减少 10%, 其中潜热换热量减少 18.3%。进而分析冷水温差对空调供冷系统的影响, 不同的冷水温差对表冷器的流量控制精度要求不同, 对空调供冷系统的水力平衡要求也不同, 7/14℃相比 7/12℃而言, 相对换热量 50%、流量偏差 7.5%时, 换热量偏差增加 2.41%。为空调系统冷水温差的选择提供了设计及运行策略建议。

【关键词】 表冷器; 冷水温差; 换热特性; 换热敏感度; 控制精度; 水力平衡

中图分类号 TU83 文献标志码 A

Analysis of the Impact of Chilled Water Temperature Difference on Air Conditioning Cooling System

Wu Xiaowei¹ Li Zixuan¹ Li Yanxia² Yu Qianqian³

(1.South China University of Technology, Guangzhou, 510000;

2.South China University of Technology Architectural Design and Research Institute Co., Ltd, Guangzhou, 510000;

3.York (China) Trading Co., Ltd, Shanghai, 200000)

【Abstract】 Chilled water temperature difference is a critical parameter in the design and operation of air-conditioning cooling systems. This study first conducts mathematical and visual analysis of the sensible heat transfer performance of air-conditioning terminal cooling coils under varying chilled water temperature differences. Subsequently, the full heat transfer characteristic curves of the cooling coils under different chilled water temperature differences are supplemented using the product selection software of a specific brand. Based on these analyses, the impact of chilled water temperature difference on the maximum heat transfer capacity and heat transfer sensitivity of cooling coils is investigated. Under identical inlet water temperatures, larger inlet-outlet water temperature differences result in reduced heat transfer capacity but increased heat transfer sensitivity. For instance, compared to the 7/12℃ condition, the 7/14℃ condition results in a 10% reduction in maximum heat transfer capacity, with the latent heat transfer capacity decreasing by 18.3%. Further analysis reveals that different chilled water temperature differences impose distinct requirements on flow control precision and hydraulic balance for air-conditioning cooling systems. Specifically, under a 50% relative heat transfer capacity and 7.5% flow deviation, the 7/14℃ condition leads to a 2.41% increase in heat transfer deviation compared to the 7/12℃ condition. This study provides design and operational strategy recommendations for the selection of

作者简介: 吴小卫 (1966-), 女, 高级工程师, E-mail: 986607590@qq.com

通讯作者: 李子轩 (2000-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为建筑空调节能, E-mail: 202221014782@mail.scut.edu.cn

收稿日期: 2025-03-04

chilled water temperature differences in air-conditioning systems.

【Keywords】 Cooling coil; Chilled water temperature difference; Heat exchange characteristics; Heat exchange sensitivity; Control accuracy; Hydraulic balance

0 引言

在中央空调系统中空调末端表冷器应用广泛^[1],其换热特性对冷水系统的整体运行有直接影响。自上世纪末以来,众多研究者从多角度对末端设备表冷器的换热特性进行了研究,获得了许多研究成果^[2-6]。

文献[2]通过分别对表冷器换热风侧与水侧进行数学分析,将两侧换热量表达式耦合,并将部分参数进行简化得出包含表冷器相对流量、相对冷量的换热特性数学表达式,后续研究中被众多学者广泛使用。

文献[3]在进风干球温度 27℃、湿球温度 19.5℃,供水温度 7℃的标准试验条件下,采用连续调节的方式对风机盘管机组样机变流量工况下的流动特性和换热特性进行了测试。通过分析多测点的测试数据,建立了其相对供冷量与相对流量之间的定量关系,并与三次多项式拟合结果、解析解表达式进行了比较。

然而现有关于表冷器换热特性的分析大多停留在表冷器本身,并未与冷水系统实际运行进行结合分析。因此本文从冷水系统为研究视角,重点分析表冷器在不同冷水温差下的变流量换热特性,即:表冷器相对换热量 q (瞬时换热量与额定换热量之比)与相对流量 g (瞬时水流量与额定换热量对应的水流量之比)之间的变化关系,在此基础上分析在不同冷水温差下及不同相对换热量下适用性表冷器的换热敏感度,结合表冷器流量控制精度的分析和冷水系统水力平衡的分析,为不同冷水温差在中央空调系统的应用提供参考建议。

1 表冷器换热特性分析

空调末端表冷器的工作原理为在表冷器内温度较低的冷水与温度较高的空气进行换热,在这一过程中,冷水进水温度、进出水温差、冷水流量、进风干湿球温度、进风风量、传热系数、析湿系数及空调末端表冷器物理特征均会对其换热特性造成影响。本文重点研究冷水进出水温差对表冷器换热特性的影响。

1.1 表冷器显热换热特性数学分析

依据国家标准 GB/T 19232-2003^[7]规定进行计算,如式(1)至式(3)所示,并由此推导出表冷器显热换热量与冷水进出水温度及进风干球温度的关系,如式(4)所示。

$$Q_x = K \cdot F \cdot \Delta T \quad (1)$$

$$\Delta T = \frac{t_{out} - t_{in}}{\ln\left(\frac{t_{out} - t_a}{t_{in} - t_a}\right)} \quad (2)$$

$$Q_x = G \cdot C_p \cdot \rho \cdot (t_{out} - t_{in}) \quad (3)$$

$$\frac{t_{out} - t_a}{t_{in} - t_a} = e^{-\left(\frac{K \cdot F}{G \cdot C_p \cdot \rho}\right)} \quad (4)$$

式中: Q_x 为表冷器显热换热量,W; K 为对流换热系数,W/(m²·℃); F 为换热面积,m²; ΔT 为冷水对数平均温差, t_{out} 、 t_{in} 、 t_a 分别为冷水出水温度、进水温度与进风干球温度,℃; G 为冷水流量,m³/s; C_p 为水的比热容,W/(kg·℃); ρ 为水的密度,kg/m³。

由式(4)推导出表冷器不同冷水温差与水流量的关系如式(5)所示。

$$\frac{t_{out} - t_a}{t_{out0} - t_a} = \left(\frac{t_{out0} - t_a}{t_{in} - t_a}\right)^{\left(\frac{1}{g}-1\right)} \quad (5)$$

由式(4)与式(5)联立可推导出,表冷器相对显热换热量与相对流量的关系如式(6)所示。

$$q_x = g \left[\frac{1 - \left(\frac{t_{out0} - t_a}{t_{in} - t_a}\right)^{\frac{1}{g}}}{1 - \left(\frac{t_{out0} - t_a}{t_{in} - t_a}\right)} \right] \quad (6)$$

式中: q_x 为相对显热换热量,%; g 为相对流量,%。

在式(6)中,表冷器显热换热特性的数学函数(相对显热换热量 q_x 和相对流量 g 的数学关系)与进风温度、进水温度与出水温度(冷水温差)相关,如果进风温度固定是国标规定的空调房间温度(26℃),那么表冷器显热换热特性的数学函数只与进水温度与出水温度(冷水温差)相关。

1.2 表冷器显热换热特性图像分析

为探究表冷器在不同冷水温差下的显热换热

特性,表冷器仅改变冷水温差,其他参数均按国标工况,根据式(6)绘制表冷器在 7/12℃、7/14℃、6/11℃与 6/13℃四组进出水温度下相对显热换热量 q_x 与相对流量 g 的变化关系,即表冷器显热换热特性曲线,如图 1 所示。

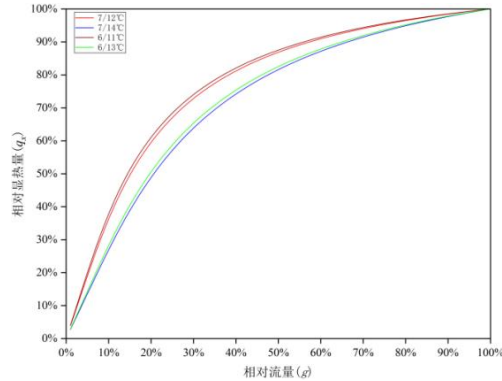


图 1 表冷器显热换热特性数学曲线图

Fig.1 Sensible heat transfer characteristic mathematical curve of surface cooler

根据传热学理论[8],表冷器传热系数与雷诺数成正比,管内水流速与雷诺数正相关。故进出水温差变大,管内水流速减少,表冷器的管内换热系数变小[9]。

如果表冷器的水流态从紊流转为层流,其换热效果会严重下降,所以表冷器有最低水流量的要求,保证表冷器在紊流的状态下换热。根据流体力学理论[10],当管内流体的雷诺数 $Re < 2300$ 时为层流区,当 $2300 < Re < 10000$ 时为过渡区,当 $Re > 10000$ 时流体进入紊流区。

特别说明的是,图 1 是根据式(6)绘制而成,没有考虑表冷器在过低水流速下因流态转变导致不能有效换热这一因素,故图 1 所示的表冷器显热换热特性曲线在相对流量过低时与表冷器实际换热情况是不一致的。

2 表冷器全热换热特性拟合分析

表冷器的换热包括显热和潜热,因影响全热(显热和潜热)的变量太多,为了简化起见,上文先数学及图像分析了最重要的显热部分,在此基础上再用某品牌的产品软件选型进行修正,得出相应的表冷器全热换热特性。

某厂家提供全空气空调机组表冷器的物理特征参数为:表冷器宽度 1196mm,表冷器高度 965mm,迎风面积为 1.154m²,管排数为 6R,翅片

间距为 12FPI,每回路管数为 6T。该表冷器在上述两组进出水温度下,相对全热换热量 q 和相对流量 g 如表 1 所示。

表 1 空调机组表冷器换热数据表

Table 1 Heat exchange data sheet of air-conditioning cooling coils

冷水进出水温度 /℃	相对流量 /%	相对换热量 /%	流速 /(m/s)
7/12	35	71.38	0.53
	40	75.98	0.61
	45	79.71	0.68
	50	83.07	0.76
	55	85.85	0.84
	60	88.29	0.91
	65	90.53	0.99
	70	92.42	1.06
	75	94.09	1.14
	80	95.71	1.22
	85	96.93	1.29
	90	98.04	1.37
	95	99.09	1.44
	100	100.00	1.52
	55	79.59	0.53
	60	82.74	0.58
7/14	65	85.79	0.63
	70	88.36	0.68
	75	90.68	0.73
	80	92.99	0.78
	85	94.93	0.82
	90	96.71	0.87
	95	98.49	0.92
	100	100.00	0.97
	35	72.58	0.57
	40	77.01	0.65
6/11	45	80.78	0.73
	50	83.99	0.81
	55	86.64	0.90
	60	89.07	0.98
	65	91.18	1.06
	70	93.03	1.14
	75	94.73	1.22
	80	96.04	1.30
	85	97.16	1.38
	90	98.21	1.46
	95	99.19	1.55
	100	100.00	1.63

续表 1 空调机组表冷器换热数据表

Table 1 Heat exchange data sheet of air-conditioning cooling coils

冷水进出水温度 /℃	相对流量 /%	相对换热量 /%	流速 /(m/s)
6/13	50	76.95	0.53
	55	80.33	0.58
	60	83.59	0.63
	65	86.29	0.69
	70	88.93	0.74
	75	91.14	0.79
	80	93.31	0.85
	85	95.13	0.90
	90	96.94	0.95
	95	98.46	1.00
	100	100.00	1.06

使用表 1 数据绘制表冷器全热及显热换热特性产品曲线,并与图 1 的显热换热特性数学曲线进行对比,如图 2 所示。

由图 2 可知,表冷器全热换热特性曲线与显热换热特性曲线具有一定差异,随着换热量降低,两者差异越来越小。文献[4]通过实验数据也提出,加热器(显热)与表冷器的全热换热特性不一致,仅在出风含湿量等于室内空气含湿量时,表冷器的全热换热特性和显热换热特性曲线基本重合。表冷器显热换热特性数学曲线与产品曲线吻合度相当高。下文将使用该厂家表冷器的换热特性数据及曲线进行后续分析。

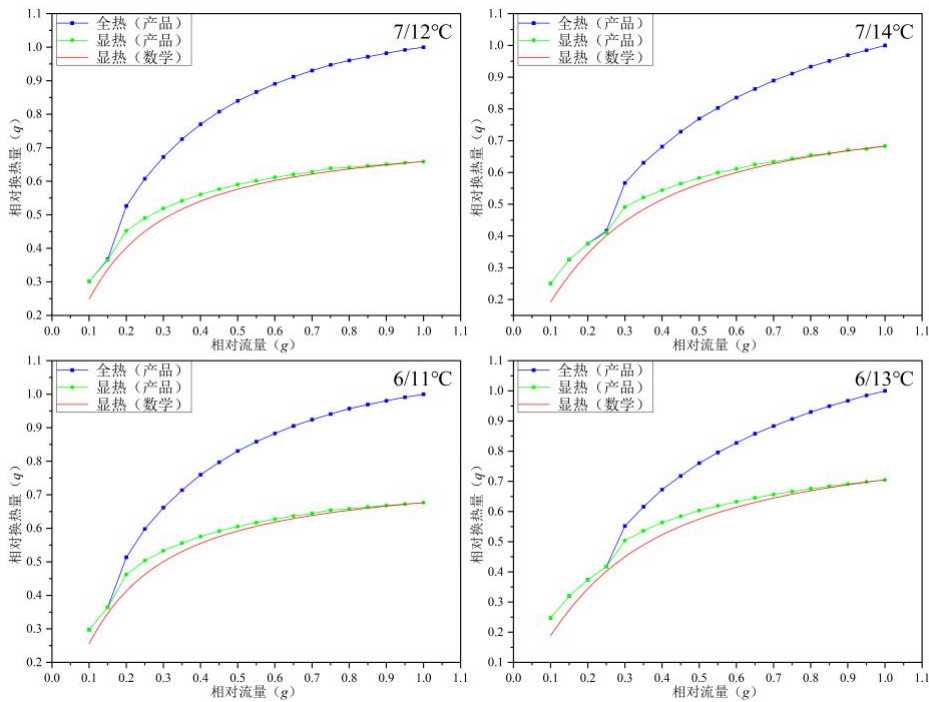


图 2 表冷器全热及显热换热特性产品曲线图

Fig.2 Product characteristic curves of total and sensible heat transfer for cooling coils

3 冷水温差对表冷器换热的影响分析

3.1 冷水温差对表冷器最大换热量的影响

厂家提供的全空气空调机组表冷器在四组不同冷水进出水温度下相对换热量 100%时的换热量数据如表 2 所示。

由表 2 可知,表冷器的换热量与冷水进出水温度有关。其中, 7/12℃ 相对换热量 100%时的全热换热量为 81.11kW,显热换热量为 54.88kW; 7/14℃ 相对换热量 100%时的全热换热量为 73kW, 显热

换热量为 51.47kW; 6/11℃ 相对换热量 100%时的全热换热量为 87.66kW, 显热换热量为 57.76kW; 6/13℃ 相对换热量 100%时的全热换热量为 79.95kW, 显热换热量为 54.63kW。相同进水温度, 进出水温差越大, 表冷器的换热量越小。如进水温度为 7℃时, 进出水温差为 7℃相较温差为 5℃, 100%相对换热量时的换热量减少 10%, 其中显热换热量减少 6.2%, 潜热换热量减少 18.3%, 潜热换热量减少的幅度比显热大。

表 2 相对换热量 100%时换热量数据表
Table 2 Heat exchange data sheet at 100% relative heat

冷水进 出水温 度/℃	冷水进 出水温 差/℃	全热、显热、 潜热换热量 /kW	换热量 变化量 /kW	换热量变 化百分比 /%
7/12	5	81.11,		
		54.88,	基准	基准
		26.23		
7/14	7	73.00,	-8.11,	-10.0,
		51.47,	-3.41,	-6.2,
		21.53	-4.79	-18.3
6/11	5	87.66,	6.55,	8.1,
		57.76,	2.88,	5.2,
		29.90	3.67	14.0
6/13	7	79.95,	-1.16,	-1.4,
		54.63,	-0.25,	-0.5,
		25.32	-0.91	-3.5

假若某空调区域的最大冷负荷为 80kW，上述表冷器在进出水 7/12℃、5℃温差时可满足该区域最大负荷要求，但在进出水 7/14℃、7℃温差时则不能满足该区域最大负荷要求，需要重新选型放大表冷器的换热面积或降低供水温度至 6℃供水（6/13℃）才能满足最大冷负荷需求。

文献[11]认为，全空气空调机组表冷器多由 4~8 排管组成，风机盘管表冷器多由 2~3 排管组成，冷水大温差对这两种空调末端表冷器的换热量影响有所差异，大温差对风机盘管表冷器换热量的影响更大；全空气空调机组表冷器采用冷水大温差时，可增加表冷器排数来减小大温差对表冷器换热量和除湿能力的不利影响，但空气通过表冷器的阻力将增加 18%~29%，导致风机能耗增加。

相对空调常规的冷水温差（7/12℃），若采用大温差，冷水流量减少，可以减少冷水泵的投资和冷水管道的投资，但表冷器的换热面积需要增大或制冷主机的出水温度需要降低才能满足最大负荷的需求，这样会增大制冷主机和空调末端的造价。最佳设计供回水温差的选择应根据项目实际情况进行综合的经济比较后确定。

3.2 冷水温差对表冷器换热敏感度的影响

定义表冷器换热敏感度 m 为相对流量变化时相对换热量的变化程度，如式（7）所示。

$$m = \frac{dq}{dg} \tag{7}$$

式中： dq 为相对换热量变化量，%； dg 为相对流量变化量，%。

由图 2 可看出，冷水温差不同表冷器换热特性不同，冷水温差和表冷器换热敏感度相关，7℃温差（7/14℃）相对 5℃温差（7/12℃）表冷器的换热特性曲线更陡，斜率更大，相同的相对流量变化量对应的相对冷量变化量更大，随着相对换热量降低这种情况越加明显。

为量化分析不同冷水温差对表冷器换热敏感度的影响，计算两组冷水温差下表冷器的换热敏感度，如图 3 所示。从图 3 明显看出，冷水温差越大表冷器换热敏感度越大；同一温差，冷负荷越低表冷器换热敏感度越大。

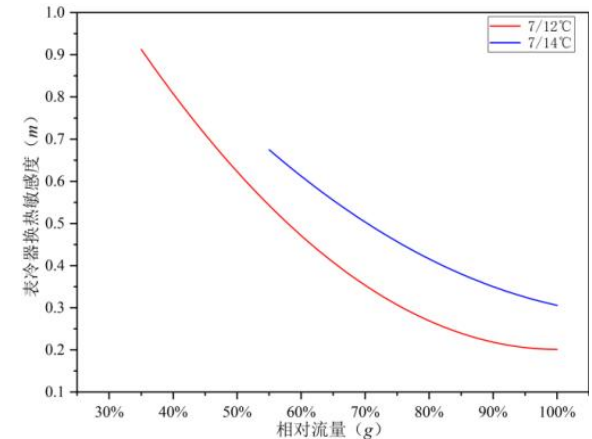


图 3 表冷器换热敏感度曲线图

Fig.3 Heat exchange sensitivity of cooling coils

4 冷水温差对空调供冷系统的影响

为了保证空调区域的舒适度，末端表冷器换热量偏差需要在允许范围内，即表冷器的流量调节精度要满足换热量偏差要求。表冷器换热敏感度越大，其流量控制需要越精准。图 3 显示，冷水大温差比小温差需要更高的流量控制精度；同一温差，空调末端动态运行部分负荷时，冷负荷越低需要表冷器的流量控制精度越高。

提高空调末端表冷器的流量控制精度可通过增大其流量调节阀的阀权度^[12]、减少其他末端流量变化对其干扰^[13]（如采用动态平衡阀、一体阀）或其流量调节阀对其他末端流量干扰有快速调节能力^[14]（如采用电子流量阀、电子能量阀）等措施来

实现,但这些措施可能导致管网的总阻力增加从而增大水泵运行能耗或增加系统的投资成本,需综合分析考虑。除此以外,提高空调末端表冷器的流量控制精度还需要提高表冷器所在的空调供冷系统水力平衡度。

4.1 水力平衡与冷水温差的关系分析

水力平衡指系统内各个空调末端表冷器的水流量按照其换热需求分布,确保每个表冷器获得其换热所需水流量。空调冷水系统的原理图如图 4 所示。

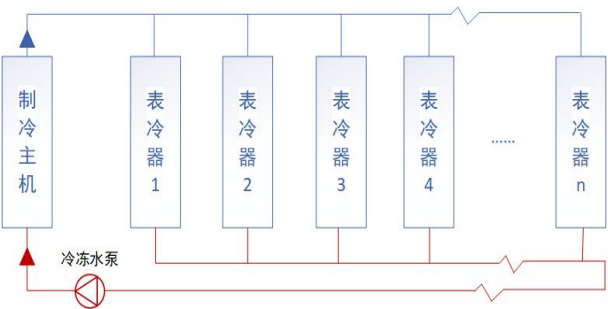


图 4 空调冷水系统原理图

Fig.4 Schematic diagram of air conditioning cooling system

若空调供冷系统水力平衡的程度是各环路之间压力损失的相对差额控制在 15%以内^[15],即图 4 中最有利表冷器 1 环路与最不利表冷器 n 环路的压力损失偏差为 $\pm 15\%$,压力损失偏差带来流量偏差,根据伯努利方程和流体力学连续性方程,则两者的水流量偏差为 $\pm 7.5\%$ 左右。

根据图 2 和表 1,若流量偏差为上文所述的 $\pm 7.5\%$ 的情况下,该表冷器在两组进出水温度、三种相对流量下其换热量偏差如表 3 所示。

冷水大温差比小温差因流量不均匀对表冷器换热量的不均匀影响大;负荷越小,流量不均匀对表冷器换热量不均匀的影响也随之增大。故冷水大温差对水力平衡的要求更高,对阀门精准调节的要求越严格,低负荷时尤甚。在表冷器流量控制高精度和系统高水平的水力平衡的难度过高或达成的代价太大时,则需要通过冷水系统的适配来钝化表冷器敏感度,加大冷水系统的水流量将冷水温差调小是适配的手段之一,系统大流量小温差运行,有利于消除换热量不均现象,特别是在负荷较低时小温差运行具有积极意义。

表 3 换热量偏差表

Table 3 Heat exchange deviation table

冷水进出 水温度/℃	冷水进出 水温差/℃	相对流 量/%	流量偏 差/%	换热量偏 差/%
7/12	5	90	± 7.5	-1.72, +1.51
				-3.01, +2.48
		70	± 7.5	-5.23, +4.00
				-2.75, +2.54
		50	± 7.5	-4.09, +3.48
				-6.54, +5.10
7/14	7	90	± 7.5	-1.61, +1.39
				-2.91, +2.36
		70	± 7.5	-5.10, +3.87
				-2.72, +2.29
		50	± 7.5	-4.00, +3.30
				-6.48, +5.01

4.2 紊流换热与冷水温差的关系分析

上文已提及了供冷系统的空调末端表冷器为了保证换热效果需要在紊流区(或过渡区)下进行换热,即是需要在一定水流速以上进行换热,同一表冷器,因为大温差比小温差的流量小,故表冷器良好换热的最低相对流量值大温差比小温差更大,即良好换热的最低相对冷量值大温差比小温差更大。

国内相关规范推荐表冷器的水流速在 0.5m/s 以上,根据该流速,从表 1 可看出,表冷器在 5℃ 温差(7/12℃)下的相对流量临界值是相对流量 30.00%(即相对冷量 66%),此时其雷诺数为 3634,当相对流量小于 30.00%(即相对冷量小于 66%),为了保证表冷器换热铜管的流速要求,则需要降低温差运行,其余三组温度同理。在四组进出水温度下,表冷器低负荷满足 0.5m/s 流速要求时,其温差及雷诺数如表 4 所示。

表 4 紊流区（或过渡区）换热温差表
Table 4 Turbulent zone (or transition zone) heat transfer temperature difference meter

冷水进出水 温度/℃	相对流 量/%	相对换热量 /kW	温差 /℃	雷诺 数
7/12	30	53.66	10.06	3634
	25	48.51	9.09	
	20	41.65	7.81	
	15	29.58	5.55	
	10	24.12	4.52	
	50	55.53	10.41	
	45	52.4	9.82	
	40	49.11	9.21	
7/14	35	44.97	8.43	3748
	30	40.32	7.56	
	25	30.48	5.71	
	20	27.3	5.12	
	15	23.38	4.38	
	10	18.06	3.39	
	30	58.96	11.28	
	25	53.27	12.22	
6/11	20	46.13	13.23	3552
	15	32.23	12.33	
	10	26.43	15.16	
	45	58.23	12.02	
	40	54.46	12.72	
	35	50.43	13.34	
	30	45.33	11.76	
	25	33.29	13.27	
6/13	20	30.06	15.34	3634
	15	26.07	17.69	
	10	20.04	11.42	

当表冷器的换热量低于临界值，为了使表冷器有良好的换热效果，空调供冷系统的冷水流量仍需要满足系统里的表冷器换热铜管的最低水流速要求，即通过调整冷水温差来保证表冷器良好换热的最低水流量要求。负荷越低，需要冷水温差降幅越大，即需要冷水温差越小。由表 4 可知，此时四组温度下雷诺数均大于 2300，处于紊流区或过渡区。

5 结论

本文分析空调末端表冷器在不同冷水温差下的换热性能，进而分析表冷器换热敏感度与冷水温差及冷负荷的关系以及冷量精准供给的难易程度，得到以下结论：

（1）不同冷水温差（其他参数一样），表冷器换热特性曲线不同；显热换热曲线和全热换热曲线不完全吻合。

（2）不同冷水温差（其他参数一样），表冷器的换热敏感度不同，温差越大换热敏感度越大；负荷越低表冷器换热敏感度越大。

（3）表冷器换热敏感度越大，其冷水流量的控制需要越精准，对系统的水力平衡要求也更高。

（4）设计供回水温差应根据项目实际情况进行综合的经济比较以选择确定；运行供回水温差的选择应根据系统的动态负荷，充分考虑空调末端表冷器流量控制精度和系统动态水力平衡与冷水温差的能耗动态互耦关系从而确定。

参考文献：

[1] GB/T 50155-2015,供暖通风与空气调节术语标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015.

[2] 潘云钢.高层民用建筑空调设计[M].北京:中国建筑工业出版社,1999:136-142.

[3] 刘新民,潘云钢.风机盘管变流量工况换热特性测试与分析[J].暖通空调,2021,51(1):29-36,41.

[4] 殷平.如何正确评价风机盘管的性能和质量[J].暖通空调,1992,(2):23-26.

[5] 闫煌.盘管静态特性对直通调节可调比的影响[J].暖通空调,2008,(3):84-86.

[6] 马进军,陈杰,闫淑晴.空调表冷器的研究现状与发展趋势[J].制冷,2019,38(2):85-90.

[7] GB/T 19232-2003,风机盘管机组[S].北京:中国标准出版社,2004.

[8] 杨世铭,陶文铨.传热学第 6 版[M].北京:高等教育出版社,2024.

[9] 周宇,卓明胜,张龙爱.离心式冷水机组大温差设计运行特性的实验研究[J].制冷学报,2021,42(5):80-85.

[10] ASHRAE. ASHRAE Handbook-Fundamentals[M]. Atlanta: ASHRAE Inc, 2017:3.3.

[11] 刘坡军.冷水大温差在空调系统中的应用[J].暖通空调,2021,51(6):47-52,12.

[12] 马艳红,李东平.暖通空调水力平衡及动态平衡阀的应用[C].山东省暖通空调制冷 2007 年学术年会论文集, 2007:4.

[13] 宋艳勇,肖霄,李胜兵.江宁开发区科技展览馆暖通空调系统设计[J].制冷与空调,2014,28(1):42-45.

[14] 张兴超.电热型智能流量调节阀的研究与设计[D].昆明:昆明理工大学,2015.

[15] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.