

doi:10.3969/j.issn.1007-7162.2013.02.021

机房空调内机循环风量设计探讨

靳晓钒,秦红,董丹

(广东工业大学 材料与能源学院,广东 广州 510006)

摘要: 从机房空调产品开发中送风风量该如何确定的问题出发,对机房空调国标 GB/T19413-2003 的相关要求以及市场上主流外资品牌机房空调的相关参数做了理论对比分析和实验验证. 分析显示,国标要求送回风温差 $\leq 7\text{ }^{\circ}\text{C}$,则在保证显热比的条件下,每千瓦全热制冷量所需要最小循环风量为 $376\text{ m}^3/\text{h}$;而外资品牌大部分设计的送回风温差为 $\leq 11\text{ }^{\circ}\text{C}$,在保证相同显热比的条件下,每千瓦全热制冷量所需要最小循环风量为 $264\text{ m}^3/\text{h}$,风量降低 29.8% ,出风温度在 $13\sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间,机组噪声平均可以降低 1.2 dBA . 同时,从机房内温度控制精度和换气次数两个方面的分析也表明 $264\text{ m}^3/\text{h}$ 的风量设计可以满足相关要求. 机房空调风量设计应在满足此最低要求的基础上,根据实际情况适当增加.

关键词: 机房空调;显热比;循环风量;送回风温差

中图分类号: TK515

文献标志码: A

文章编号: 1007-7162(2013)02-0107-06

On the Design of Indoor Unit Circulation Air Volume for Precision Air Conditioning

Jin Xiao-fan, Qin Hong, Dong Dan

(School of Materials and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China)

Abstract: Beginning with air volume determination in the design of precision air conditioning unit, it presents a detailed comparative analysis of the related requirements for the GB/T19413-2003 and the parameters of the mainstream foreign precision air conditioning unit. The analysis shows that the national standard specifies that the air supply temperature difference must be less than $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, and under the condition of sensible heat ratio air volume needed for per kW cooling capacity is at least $376\text{ m}^3/\text{h}$ while the air supply temperature difference for most foreign brands is less than $11\text{ }^{\circ}\text{C}$, and under the condition of the same sensible heat ratio, air volume needed for per kW cooling capacity is only $264\text{ m}^3/\text{h}$, with air volume reduced by 29.8% , the air outlet temperature being between $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, and the average noise value of the product reduced by 1.2 dBA . At the same time, the analysis of the temperature control precision and ventilation rate also indicates that the air volume of $264\text{ m}^3/\text{h}$ can satisfy the requirements. The design of air volume should meet the minimum requirements and increase properly according to the actual situation.

Key words: precision air conditioning; sensible heat ratio; circulation air volume; air supply temperature difference

集中放置计算机系统或程控交换机系统,并能满足这类设备各项环境要求的特殊空间称为机房^[1]. 实践证明,机房环境中的温度、湿度、洁净度及空气流动速度直接关系到设备的可靠运行以及使用效率和寿命^[2]. 而机房内合理空气环境的实现主要

通过空调来完成. 相较于舒适性空调空间,机房空间有以下独特特点(参见文献[3-5]):

- 1) 设备散热量大且热密度集中.
- 2) 设备散湿量很小,平均散湿量只有 $8\sim 16\text{ g}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$.

收稿日期: 2012-06-07

作者简介: 靳晓钒(1983-),男,硕士研究生,主要研究方向为太阳能热泵及空调制冷技术.

3) 空调送风焓差小,送风量大. 空气处理过程以制冷为主,除湿为辅. 在小焓差情况下,要消除设备产生的大热量,增大通风量是必然的.

4) 合适的送风方式及机组的高稳定性和高可靠性.

因此,要满足机房空间的这些特殊要求就要求机房空调在性能上必须具有较高的显热比和较大的循环风量,而这也是机房空调开发过程中首先要解决的两个关键问题.

1 行业市场情况

目前中国市场上主要机房空调品牌有 20 多个,其中 80% 以上为外国品牌. 并以美国爱默生旗下的力博特(Libert)、意大利海洛斯(Hiross)、德国施图兹(Stulz)、加拿大佳力图(Canatal)4 大品牌知名度和销量为最高. 在 20 世纪 80~90 年代,我国机房空调设备全部依靠进口. 近些年这些品牌大部分开始以独资、合资等方式在国内本土生产,而国内的一些空调厂商如美的、格力等也开始涉足机房空调领域,只是市场占有率还比较低,知名度不高.

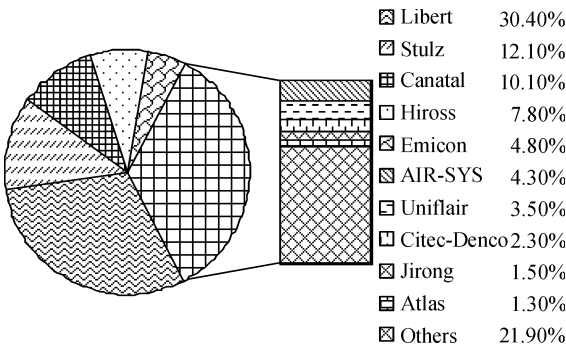


图 1 2009 年机房空调市场各品牌市场份额^[6]

Fig.1 Market share of different brands in 2009

根据图 1 可以看到 2009 年国内机房空调市场上,4 大品牌合计占据了 60.4% 的份额,且 78.1% 的市场份额全部为外资品牌垄断. 在外资品牌占绝对主导的机房空调行业,国内企业作为后来的跟进者,在新产品开发中就既要注意对外国技术的学习又要积极贯彻执行我国的机房空调国家标准. 在这样一条原则的指导下,笔者在机组风量和显热比设计中碰到了一些问题,下面将进行详细的分析.

2 国标规定的理论分析

我国于 2003 年 11 月 25 日发布了机房空调国家标准《GB 19413-2003-T 计算机和数据处理机房用单元式空气调节机》,其中对机房空调名义制冷

性能的一般要求在 5.4.1 条款规定如下:

1) 空调机应有较大的送风量和较小的冷风比,送风温差不大于 7℃,且送风温度应高于机房露点温度.

2) 空调机蒸发器的面积应足够大,使显热比不小于 0.87^[7].

风冷式机组名义制冷的标准工况见表 1.

表 1 风冷式机组名义制冷测试工况

Tab.1 Test conditions of nominal cooling for air-cooled unit

项 目	名义制冷温度值/℃
室内侧(空气入口状态)	干球温度:23
	湿球温度:17
室外侧(冷却空气入口状态)	干球温度:35
	湿球温度:24

查湿空气焓湿图知,当干球温度 23℃,湿球温度 17℃时,空气的相对湿度为 55%,含湿量为 9.7 g/kg,露点温度为 13.5℃,焓值为 48 kJ/kg.

焓差法计算空调能力^[8]:

全热制冷能力

$$Q_t = M_a(h_i - h_o); \tag{1}$$

显热制冷能力

$$Q_s = M_a C_p(t_i - t_o). \tag{2}$$

其中, Q_t 为全热制冷能力,kW; Q_s 为显热制冷能力,kW; M_a 为循环风量,kg/s; h_i 为空调进口空气焓值,kJ/kg; h_o 为出口空气焓值,kJ/kg; t_i 为进口空气干球温度,℃; t_o 为出口空气干球温度,℃; C_p 为空气的定压比热,取 1.005 kJ/(kg·℃).

定义显热比用 R_s 表示,由式(1)和(2)可以得到

$$R_s = \frac{Q_s}{Q_t} = \frac{C_p(t_i - t_o)}{(h_i - h_o)}. \tag{3}$$

由式(3)可见,在进口空气状态一定的条件下,显热比主要取决于出口空气的干球温度和焓值,与循环风量没有关系.

国标 5.4.1 条款 2) 中要求显热比不小于 0.87,即

$$\frac{Q_s}{Q_t} = \frac{C_p(t_i - t_o)}{(h_i - h_o)} \geq 0.87. \tag{4}$$

国标 5.4.1 条款 1) 中,要求送风温差不大于 7℃,且送风温度应高于机房露点温度. 即

$$t_i - t_o \leq 7\text{ }^{\circ}\text{C}; t_o > 13.5\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

将上述两个条件及 $t_i = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_i = 48\text{ kJ/kg}$, $C_p = 1.005\text{ kJ/(kg}\cdot^{\circ}\text{C)}$ 代入式(2)~(4)可推出

$$16 \leq t_o \leq (0.866h_o - 18.55). \tag{5}$$

由式(1)、(3)可以看到,在保证机组制冷能力的前

提下,出口空气的焓值和干球温度越低,机组所需要的循环风量就越小,这样就可以节省电机耗功,而且也可以最大限度地降低机组送风噪音。

由式(5)可以看到,要使送风温差不大于7℃,机组出风干球温度的最小值只能取16℃,此时,要使循环风量最小,式(5)左右两边只能均取等号,可计算出:出口空气焓值 $h_o=39.9\text{ kJ/kg}$ 。将 t_o 、 h_o 、 h_i 代入式(1),可以得到在保证显热比为0.87的条件下,1kW制冷量所需要的最小风量为 $376\text{ m}^3/\text{h}$ 。

3 外资品牌产品手册分析

机房空调市场上主流品牌样本参数见表2、3、4、5。

表2 美国某品牌样本技术数据^[9]
(测试工况:DB=24℃,RH=50%)

Tab.2 Sample technology data of a US brand				
型号 (GE型)	总冷量 /kW	显冷量 /kW	显热比	风量/ (m ³ ·h ⁻¹)
30A	27.8	24.2	0.87	7 900
37A	34.4	31.9	0.93	9 600
46A	45.7	45.7	1.0	14 270
58A	57.1	57.1	1.0	17 330
67A	66.1	66.1	1.0	20 390

表3 意大利某品牌样本技术数据^[9]
(测试工况:DB=24℃,RH=50%)

Tab.3 Sample technology data of an Italy brand				
型 号	总冷量 /kW	显冷量 /kW	显热比	风量/ (m ³ ·h ⁻¹)
20U	20.1	19.3	0.96	5 800
24U	25.3	24.1	0.95	6 600
28U	30.5	29.9	0.98	9 980
34U	35.4	34.7	0.98	11 040
40U	44.3	42.9	0.97	12 510

表4 德国某品牌样本参数数据^[9]
(测试工况:DB=24℃,RH=50%)

Tab.4 Sample technology data of a Germany brand				
型 号	总冷量 /kW	显冷量 /kW	显热比	风量/ (m ³ ·h ⁻¹)
CCD302	31.0	27.8	0.90	8 500
CCD352	37.6	33.8	0.90	9 750
CCD432	44.4	40.0	0.90	12 000
CCD542	53.9	47.4	0.88	14 500
CCD702	68.6	65.2	0.95	19 000

表5 加拿大某品牌样本技术数据^[9]
(测试工况:DB=24℃,RH=50%)

Tab.5 Sample technology data of a Canada brand				
型 号	总冷量 /kW	显冷量 /kW	显热比	风量/ (m ³ ·h ⁻¹)
6AU03	11.4	10.7	0.94	3 230
6AU04	14.4	13.3	0.92	4 080
6AU05	18.9	17.7	0.94	5 100
6AU06	22.8	19.9	0.87	5 440
8AU10	37.0	34.0	0.92	12 530

按国标名义制冷工况室内干球温度23℃,湿球温度17℃,相对湿度55%,显热比不小于0.87,送风温差不大于7℃的规定,根据前面分析得到的每千瓦制冷量所需最小风量 $376\text{ m}^3/\text{h}$ 的最低标准进行评价,各厂家风量标称数据不足情况对比。

根据图2可以看出如果同时满足国标对循环风量、送风温差和显热比的要求,市场上主流外资品牌标称的机组循环风量不足百分比在10%~37%之间,显然达不到要求。

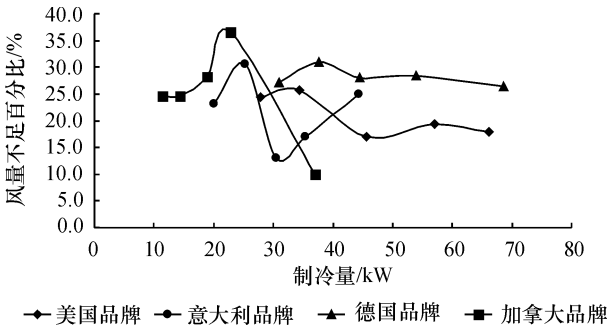


图2 主流外资品牌风量不足百分比对比
Fig.2 Percentage contrast of volume lack between mainstream foreign brands

4 实际测试数据验证

下面以某著名外资品牌3匹机房空调铭牌参数与实际测试数据为例进行验证,表6为某外资品牌机房空调室内机铭牌参数。

表6 某外资品牌机房空调内机铭牌主要参数
Tab.6 Main parameters of a foreign brand precision air conditioning's indoor unit nameplates

参数名	参数值	参数名	参数值
额定制冷量/W	7 500	额定显冷量/W	6 800
室内机风量/(m ³ ·h ⁻¹)	2 250	内电机型号	YF139-150-6A2
内电机额定功率/W	115	内电机额定电流/A	0.96

依据前面的理论分析,本文可以对这个铭牌参

数做实际效果分析:

1) 从风量经济性角度考虑,本文设计出风干球温度为 16 ℃. 按国标规范已知进风干球温度 23 ℃,湿球温度 17 ℃,进风空气焓值 48 kJ/kg. C_p 为空气的定压比热,取 1.005 kJ/(kg · ℃),空气密度为 1.18 kg/m³.

2) 要保证 7 500 W 额定制冷量的前提下显热比大于等于 0.87,根据式(1)、(2)、(4)可以得到机组的设计风量至少应为

$$M_a = \frac{3\,600Q_iR_s}{C_p\rho(t_i - t_o)}, \tag{6}$$

代入数据计算得出 $M_a = 2\,830\text{ m}^3/\text{h}$.

由此可见,该机房空调机组若要保证制冷量满足铭牌要求,同时符合国标要求测试工况下的显热比不小于 0.87 及送风温差不大于 7 ℃的要求,其标称的额定风量值偏小 20.5%. 而根据其铭牌的标称值,显冷量与额定制冷量的比值却高达 0.91.

为检验该机组的实际使用效果,在广东美的商用空调研发中心 12 匹焓差实验室进行了实际测试. 表 7 是该机房空调的实际实验测试数据.

表 7 国标工况下某外资品牌机房空调实测关键数据

Tab.7 Key experimental data of a foreign brand precision air conditioning under the national test conditions

参数名	参数值	参数名	参数值
实测制冷量/W	6 677	实测显冷量/W	5 375
室内机风量/(m ³ · h ⁻¹)	2 328	内电机型号	YF139-150-6A2
室内机出风干球温度/℃	16.12	室内机出风湿球温度/℃	13.87

将实测的制冷量、显热比、出风干球温度数据代入式(6),倒推机组的实际送风风量,以检验式(6)的正确性. 根据式(6)计算出的风量为 2 371 m³/h,这与实际测试的风量数据 2 328 m³/h,误差小于 5%,基本可以认为一致. 由以上实验结果的分析可知,用理论的方法进行倒推来校核机组风量是否满足显热比设计要求的方法是可行的.

5 问题原因分析

以上风量不足的推断是基于国标送回风温差不大于 7 ℃的规定做出的,由于风量和送回风温差是相互制约的关系,外资品牌风量设计普遍偏小,其送回风温差的设计必定会大于 7 ℃.

根据各厂家的标称数据和相对应的测试工况(干球温度 24 ℃,相对湿度 50%,查湿空气焓湿图,知湿球温度 17.06 ℃,露点温度 12.96 ℃,相对湿度

50%,焓值 48.18 kJ/kg,空气密度 1.18 kg/m³.)可以计算其相对应的送风温差:

$$\Delta t = \frac{3\,600Q_iR_s}{M_sC_p\rho}. \tag{7}$$

根据图 3 可以看到,主流品牌在样本标称的测试工况下,大部分厂家采取的送风温差在 9 ~ 11 ℃之间,即可以归结为一个结论:送回风温差不大于 11 ℃. 这与国标里规定的“送回风温差不大于 7 ℃”有 4 ℃的差异. 如果按国标要求的测试条件,结合式(7)计算可得各厂家机组出风温度如图 4 所示. 可知,主流品牌机组设计出风温度在 13 ~ 15 ℃. 在干球温度 24 ℃,相对湿度 50%的条件下,空气露点温度为 12.96 ℃,就是说外资品牌在机组出风温度设计上的基本思路是保证大于空气露点温度的前提下,取得一个更大的送回风温差. 这样可以使机组的风量降低很多. 根据第 2 节的计算方法可以得出将送回风温差由 7 ℃增大到 11 ℃,每千瓦制冷量需要的最小风量就由 376 m³/h 降低为 264 m³/h,降低百分比为 29.8%. 这就基本可以解释本文第 3 节分析得出的市场上主流外资品牌标称的机组循环风量不足百分比在 10% ~ 37% 之间的现象.

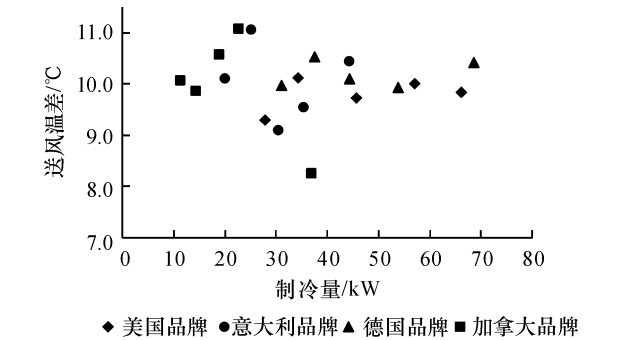


图 3 主流品牌送风温差对比数据

Fig.3 Contrast data of the mainstream brand's supply air temperature difference

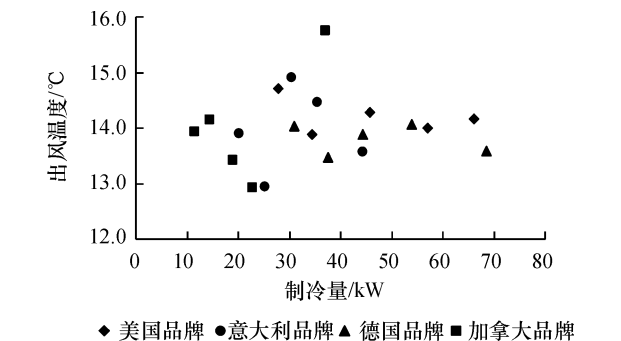


图 4 主流品牌出风温度对比数据

Fig.4 Contrast data of the mainstream brand's outlet air temperature

6 新观点的论证

若将机组送回风温差的限制由不大于7℃调整为不大于11℃,则机组每千瓦全热制冷量需求的最小风量就由376 m³/h降低为264 m³/h. 机组风量的大幅度降低一方面可以降低机组的设计尺寸和风机噪音,另一方面也可能对机房空间的温度控制精度及换气次数产生影响,进而影响机房设备的散热效果.

6.1 机组风量降低对噪声的影响

风机的声功率级 L_w (单位为dBA)与风全压 H (单位为Pa)、风量 L (单位为m³/h)存在以下近似关系^[7]:

$$L_w = 5 + 10\lg L + 20\lg H. \tag{8}$$

根据式(8)可知,在机组出风全压不变的条件下,送回风温差由7℃提高到11℃,噪声降低情况如图5所示.

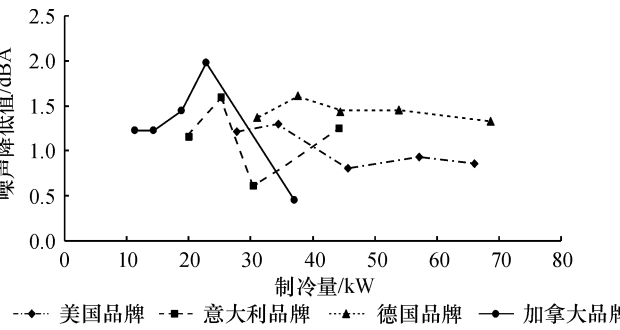


图5 送风温差加大后机组噪声降低数值

Fig.5 Reduced noise value of the unit under the condition of a larger temperature difference

6.2 机组风量降低对机房空间温度控制精度的影响

国家标准《电子计算机机房设计规范》对电子计算机机房的温度要求如下:保持温度恒定[温度波动控制在 $24 \pm (1 \sim 2)^\circ\text{C}$ 之内]^[10];国标 GB/T19413-2010《计算机和数据处理机房用单元式空气调节机》对机房的温度控制精度要求如下:当机房空调的回风温度设在17~28℃时,温度控制精度为 $\pm 1^\circ\text{C}$. 根据有关资料介绍,经验允许进、出风温差是:在室温允许波动范围 $\geq \pm 1^\circ\text{C}$ 时,进、出风温差应 $\leq 15^\circ\text{C}$;在室温允许波动范围 $= \pm 1^\circ\text{C}$ 时,温差值应为6~10℃^[11]. 机房风量的变化会影响机房空间的温度控制精度.

机房中的风量需求主要包括两部分,机房设备散热所需要的风量以及新风需求所需要的风量,前者主要由机房空调机组提供. 若在机房设备的技术规格中已经给出所需要的风量,则可以直接计算到

总风量中,若没有特别规定,一般可以按式(9)计算^[12]:

$$G = \frac{3\ 600Q}{\rho c \Delta t}, \text{m}^3/\text{h}. \tag{9}$$

其中, Q 为计算机设备的热负荷,kW; ρ 为空气密度,kg/m³,可取1.2; c 为空气比热,kJ/(kg·℃),可取4.187; Δt 为设备的进出口温度差,℃.

由以上分析可知,若要保证机房温度控制精度为 $\pm 1^\circ\text{C}$,则式(9)中设备的进、出口温差在6~10℃之间取值.

当温差取10℃时,代入式(9)得: $G = 301Q$ m³/h.

当温差取6℃时,代入式(9)得: $G = 498Q$ m³/h.

要保证机房温度控制精度在 $\pm 1^\circ\text{C}$,机房空调每千瓦全热制冷量需要的风量在301~498 m³/h之间.

6.3 机组风量降低对机房换气次数的影响

较小的IDC主机房面积一般在200~300 m²,净高一般为2.4~3.0 m,机房热负荷一般按0.3~0.4 kW/m²计算^[13]. 但是对于小型机比较多的机房则需要单独计算.

假定某机房面积为250 m²,净高为2.7 m,机房热负荷按0.35 kW/(m²·h)计算,校核不同送风温差条件下风量是否满足换气次数的要求.

空调机组额定制冷量:87.5 kW,则各条件下机房的换气次数见表8.

表8 不同送回风温差条件下的需求风量及换气次数

Tab.8 Required air volume and ventilation rate at different air supply temperature		
送、回风温差/℃	最小需求风量/ (m ³ ·h ⁻¹)	每小时换气 次数/次
11	264	34
10	301	39
7	376	49
6	498	65

表9 国外计算机房热负荷估算数据及换气次数^[1]

Tab.9 Estimated heat load and ventilation rate for foreign computer rooms		
国家	估算热负荷/ (kW·m ⁻² ·h ⁻¹)	每小时换气次数/次
美国	0.41~0.52	50~90
英国	0.35~0.47	51~80
日本	0.41~0.52	40~60
俄罗斯	0.47~0.64	30~60

结合表9的数据可以看到,若机房估算热负荷为 $0.35\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 时,国外设计的换气次数各不相同,分别为:俄罗斯(22次/h)、日本(34次/h)、美国(43次/h)、英国(51次/h)。可见,将机房空调送回风温差限定为不大于 $11\text{ }^{\circ}\text{C}$,此时的换气次数是可以满足机房散热需求的。

在国内早期的研究中,对于送风温差的理解也基本是要保证大风量,天津大学李新禹在2004年的一篇文章中提到送风温差一定时(通常送风温差为 $4\sim 6\text{ }^{\circ}\text{C}$)的说法,由文献[14]可知。可以说国标GB/T 19413-2003在一定程度上对机房空调送风温差的限制过显严格。随着机房空调在中国市场的不断推广和国内研究者的深入研究,一些新的观点也不断涌现。哈尔滨空调股份有限公司张红娣指出机房空调的设计出风温度为 $13\sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$,为大风量小焓差,而舒适性空调为小风量大焓差,出风温度设计为 $6\sim 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ [15]。钟志鲲,丁涛在《数据中心机房空调调节系统的设计与运行维护》一书中也提出了相同的观点。

7 结论

本文通过对国标《GB/T 19413-2003 计算机和数据处理机房用单元式空气调节机》关于循环风量和显热比相关条款的分析,以及分析结果和机房空调市场上主流外资品牌样本和实验测试数据的对比,得出以下结论:

1) 严格按照国标要求,机组送回风温差 $\leq 7\text{ }^{\circ}\text{C}$,则每千瓦制冷量所需的最小风量为 $378\text{ m}^3/\text{h}$ 。而主流外资品牌机房空调设计送回风温差为 $\leq 11\text{ }^{\circ}\text{C}$,在保证相同显热比的条件下,每千瓦制冷量所需的最小风量为 $264\text{ m}^3/\text{h}$,风量降低29.8%,噪音平均可降低1.2 dBA。另外,从机房温度控制精度、机房换气次数两个方面的分析也说明将每千瓦全热制冷量需求的最小风量设计为 $264\text{ m}^3/\text{h}$ 基本是可以的。

2) 机房空调新的国家标准GB/T19413-2010中也取消了对送回风温差为不大于 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的限制,仅保留了对显热比的要求,由文献[11]可知,这一改变与本文的观点不谋而合。相信新的国标一定会更好地指导企业的产品设计和促进市场的健康有序发展。

3) 较大的送风量虽然有助于快速带走机柜的热量,但随着IDC产业的快速发展,单机柜负荷的快速升高,仅仅依靠大循环风量来带走热量将会受到严重考验,必须探求新的更高效的冷却方式。

参考文献:

- [1] 程桂珠,李悦璞. 计算机房工程设计与施工[M]. 北京:人民邮电出版社,1996.
- [2] 陈重文,倪友刚. 计算机机房空调设计[M]. 北京:中国建筑出版社,1997.
- [3] 叶晓燕,胥惠芬. 计算机房的环境要求及解决办法[J]. 信息技术,2004,28(1):32-34.
Ye Xiao-yan, Xu Hui-fen. The condition of environment for computer room and its solution[J]. Information Technology, 2004, 28(1): 32-34.
- [4] 刘娥玉,臧润清,王红旭. 机房专用空调性能研究[J]. 低温与超导,2009,37(11):66-70.
Liu E-yu, Zang Run-qing, Wang Hong-xu. Performance experimental research of computer room air conditioner[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2009, 37(11): 66-70.
- [5] 赵常春,朱学治,何薇. 计算机房空调系统的设计[J]. 铁路计算机应用,2004,13(7):41-42.
Zhao Chang-chun, Zhu Xue-zhi, He Wei. Design of air condition system for computer room[J]. Railway Computer Application, 2004, 13(7): 41-42.
- [6] ICT Research. 2009-2010年度中国机房空调产品市场报告[EB/OL]. [2012-05-20]. <http://wenku.baidu.com/view/592d34afd1f34693daef3ecd.html>.
- [7] 全国冷冻空调设备标准化技术委员会. GB/T 19413-2003, 计算机和数据处理机房用单元式空气处理机[S]. 北京:中国标准出版社,2003.
- [8] 陆亚俊,马最良,邹平华. 暖通空调[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2002.
- [9] 钟志鲲,丁涛. 数据中心机房空调调节系统的设计与运行维护[M]. 北京:人民邮电出版社,2009.
- [10] 中华人民共和国工业和信息化部. GB50174-2008, 电子信息系统机房设计规范[S]. 北京:中国计划出版社,2009.
- [11] 全国冷冻空调设备标准化技术委员会. GB/T 19413-2010, 计算机和数据处理机房用单元式空气处理机[S]. 北京:中国标准出版社,2010.
- [12] 刘春贵,唐希杰,郑贤禹. 计算机机房、空调与电源[M]. 北京:海洋出版社,1997.
- [13] 林小村,马玉林,翁小云. 数据中心建设与运行管理[M]. 北京:科学出版社,2010.
- [14] 李新禹. 恒温恒湿机房空调设计探讨[J]. 制冷与空调, 2004, 4(5): 44-47.
Li Xin-yu. Discussion on design of air-conditioning system for computer room[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2004, 4(5): 44-47.
- [15] 张红娣. 机房专用空调与舒适性空调的比较[J]. 中国新技术新产品, 2008(11): 89.
Zhang Hong-ti. Contrast between special air-conditioning in engine room and comfortable air-conditioning[J]. China New Technologies and Products, 2008(11): 89.