



房间设计相对湿度对空调系统经济性的影响——兼评《对〈空调节能技术和措施的辨识(1):“26℃空调节能行动”的误解〉一文中某个观点的探讨》一文

湖南大学 殷平[☆]

摘要 指出了相关文献存在的问题。计算表明,当采用一次回风的集中式空调系统时,提高设计相对湿度,对于普通办公室能耗增加;而对于人员密集、新风量较大的办公室和商场,则能耗略有减少。采用常规风机盘管加新风的空调系统的房间,相对湿度不能任意设定。采用干盘管作为显冷设备的独立新风系统时,不同功能的房间设计相对湿度和投资的变化规律不同。但是,无论哪种空调系统,室内设计相对湿度降低,空调系统的一次投资均会减少。研究房间设计相对湿度对空调系统的经济性影响时,必须将舒适性空调和工艺性空调区分开来。

关键词 相对湿度 经济性比较 问题分析

Impact of room design relative humidity on air conditioning system economy—Concurrent comments on *Discussion on a viewpoint in Identification of air conditioning energy conservation technologies and measures (1): misconceive of “26℃ air conditioning energy conservation motion”*

By Yin Ping[★]

Abstract Points out the problems existed in the related document. The calculation results of engineering examples show that increasing design relative humidity in central air conditioning system with primary return air, common office rooms will consume more energy, but in offices or shopping malls with larger number of occupants and larger fresh air rate energy consumption will decrease slightly. The relative humidity of rooms using conventional air conditioning system with fan coil units and fresh air can not be set ad lib. When using DOAS with dry coil as sensible cooling equipment, the rooms with different functions have different variety rules of design relative humidity and initial investment. However, no matter what kind of air conditioning systems, reducing indoor relative humidity will decrease initial investment of air conditioning systems. The comfort air conditioning and the industrial air conditioning must be differentiated when studies the impact of design relative humidity on air conditioning system economy.

Keywords relative humidity, economy comparison, problem analysis

★ Hunan University, Changsha, China

①

0 引言

笔者撰写的《空调节能技术和措施的辨识(1):“26℃空调节能行动”的误解》^[1]一文发表后,在国内引起了一阵小小的震动,笔者与国内多位同行就

①☆ 殷平,男,1944年3月生,大学,教授
410012 湖南省长沙市湖南大学
(0) 13902250756
E-mail: pingyin@vip.sina.com
收稿日期:2010-04-19

这一课题进行了深入的讨论,其中争论颇大的问题就是提高室内设计相对湿度是否节能。很高兴看到《暖通空调》2010 年第 3 期发表了一位年轻的工程师与笔者商榷的文章,他对笔者一个重要观点提出了不同看法:“认为当新风量变化时,空调系统的能耗可能随着房间相对湿度的减小而增大、减小或不变”^[2]。其实早在 8 年前,笔者通过详细的经济分析就得出了以下结论:“对于新风量很大的房间,如果降低室内的设计相对湿度,新风比将加大,新风负荷随之增加,房间冷量增加将使得冷源侧的能耗相应上升,但是空调系统的一次投资一般会随之减少,也就是说,房间设计相对湿度减小时,空调系统的能耗并非总是降低”^[3]。文献[1]之所以强调房间设计相对湿度减小时,空调系统的能耗会降低,其对象主要是针对国内公共建筑中数量最多的办公室空调系统。不过文献[1]引发的有关房间设计相对湿度对空调系统经济性影响方面的争论促使笔者下决心对这一课题继续进行深入的研究。尔后完成的研究,使笔者有了一些新发现,它大大弥补了文献[1]和文献[3]的不足,笔者愿意提供新的观点,以期展开更加广泛的讨论。

但是,在阐述这些新的研究成果之前,笔者以为很有必要对文献[2]中存在的若干问题进行讨论,因为笔者并不赞成文献[2]采用的分析方法。

1 对文献[2]若干问题的商榷

1.1 必须区分建筑物的功能和空调系统的形式

笔者之所以撰写文献[1],是因为 2004 年由国内多个民间组织发起的“26℃空调节能行动”逐渐成为一种政府行为,2007 年和 2008 年国务院多次发文要求各地政府“严格控制室内空调温度。除有特定要求并经批准外,公共建筑夏季室内空调温度设置不得低于 26 摄氏度,冬季室内空调温度设置不得高于 20 摄氏度。倡导居民参照上述标准设置空调温度”,而笔者对这一行动的实际效果和科学性提出了不同看法。

这里需要特别指出的是,国务院要求严格控制室内空调温度的建筑只是公共建筑,对于住宅只是倡导,并不包括工艺性空调。笔者认为讨论房间设计相对湿度对空调系统能耗的影响时,必须将舒适性空调和工艺性空调区分开来。文献[2]的作者采用一个特殊的例子——全新风工况的净化空调系统,以“没有共性”的“个案”来推翻“有共性的某些

结论”的方法是值得商榷的。

1.2 供分析的空调建筑和空调方式应该具有通用性

文献[2]在“举例定性分析当相对湿度变化时,不同情况下空调系统能耗的变化趋势”时,给出的案例是一个散湿量为零的房间。散湿量为零的空调房间在工艺性空调中是常见的,例如仓库、无人值守的机房、储藏室等等,采用的空调系统一般可以分为:1) 温度有上限(夏季)和下限(冬季),相对湿度没有要求;2) 温度没有要求,相对湿度有上限要求;3) 恒温恒湿;4) 恒温;5) 恒湿。没有人的舒适性空调房间采用第一种方式。

文献[2]采用一个散湿量为零的房间作为论证基础,对该房间使用几种特殊空调方式时的能耗进行了分析,其方法值得商榷。

1.2.1 全回风散湿量为零的房间

文献[2]给出案例的房间温度为 25℃,进行能耗分析时给出了三种相对湿度,即:50%,55%,60%,相对应的房间露点温度是:13.9,15.3,16.7℃,冷水供回水温度为 7℃/12℃。这种房间如果没有湿度控制,由于空调系统为冷却干燥工况,所以房间初始相对湿度将逐渐减小,当不考虑风机和管道温升时,房间相对湿度最后将趋近于 31.5%,如果需要保持 50%,55%,60%的相对湿度,不但需要增添加湿设备,而且还需要增加自动控制系统,在进行能耗分析时,这一部分能耗必须计算在内。

1.2.2 新风量不宜随意设定

文献[2]进行案例分析时,给出了 3 种新风量,即 0,10 000,20 000 m³/h。空气调节系统的新风量是指冬、夏季设计工况下应向空调房间提供的室外新鲜空气量。舒适性空调系统为满足卫生要求而送入空气调节房间或系统的最小新风量是根据国家有关标准确定的,不同功能的建筑物有所不同。因此在进行空调系统经济性分析时,不宜任意假定新风量的大小。

1.3 空调系统的能耗分析应包括所有的设备能耗

文献[2]进行案例能耗分析时,只考虑了冷水机组、风机和冷水泵的能耗,对一个完整的空调系统进行经济性分析时,还应该考虑冷却塔、冷却水泵和其他设备的能耗。

1.4 经济性分析应包括一次投资

空调系统的经济性分析应该包括运行费用和一次投资,两者必须同时兼顾,运行费用低,一次投资并非也低;同时,一次投资不仅应包括设备的一次投资,还应包括管道和附件的材料和安装费用,这部分费用有时候所占比例会相当可观,不宜忽略不计。文献[2]只对空调系统的部分设备的耗电量进行了比较,无法全面评价设计相对湿度对空调系统的经济性的影响。

1.5 空调机组的机器露点在给定工况下可能无法实现

按文献[2]给出的空调机组的进出水温度 $7^{\circ}\text{C}/12^{\circ}\text{C}$,而要求处理的露点温度为 $13.9, 15.3, 16.7^{\circ}\text{C}$ (由于表冷器的效率不可能为 1,因此机器露点温度会更高),在例题的大部分给定工况下,即使表冷器的排数只有 4 排,水速只有 0.6 m/s ,迎面风速达到 2.8 m/s ,机器露点温度大多仍然会低于要求的露点温度,室内相对湿度最终将降低。

必须指出的是,对于无自动控制的舒适性空调系统,当室内空调负荷一定时,室内状态点完全取决于空调设备的处理参数,所以进行集中式空调系统经济性分析时,必须依据国家标准对空调机组的性能参数进行计算,不能任意假设空调机组的冷量和出风状态。令人遗憾的是,由于国内现行的教科书和设计手册的表冷器计算方法均难以按照国家标准的规定进行计算(例如给定冷水温差,管程数加以限制等),因此很多集中式空调系统的经济性分析脱离了实际工况,这点应特别注意。

1.6 空调系统的能耗分析应该是全年的

文献[2]的能耗分析是指对设计工况下空调系统的能耗分析,其分析结果只能从一个侧面了解空调系统的能耗高低,并不能真实、全面反映空调系统的实际能耗,正确的方法应该是空调系统的全年能耗分析。由于空调系统的全年能耗分析涉及到诸多参数,尤其是全年气象资料,手算难以完成,必须采用先进的计算机程序,但目前能承担这类任务的人很少,成果也不多,因此文献[2]采用的仍然是设计工况下的经济分析。

2 设计相对湿度对空调系统经济性的影响

笔者在文献[3]中分析了不同设计相对湿度对采用一次回风空调系统的一般办公室和大型商场的经济性的影响。为了较全面地分析设计相对湿度对各种类型的公共建筑 and 不同形式的空调系统

的经济性的影响,以下选择了 4 种功能的建筑物,即办公建筑、会议建筑、商场和旅馆客房;空调系统则选择了最常用的 2 种方式,即,一次回风集中式空调系统和风机盘管+新风系统。下面对这 4 类建筑在一定室温条件下,改变房间设计相对湿度时空调系统的经济性进行比较。其中部分设计参数参考 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》的有关条文确定^[4]。

2.1 已知条件

建筑所在地广州,建筑面积 $1\,000\text{ m}^2$;室外气象参数:干球温度 34.2°C ,湿球温度 27.8°C ,含湿量 0.022 kg/kg ,空气比焓 89.6 kJ/kg ,夏季大气压力 $100\,290\text{ Pa}$;室内干球温度:办公室、会议室 24°C ,商场 25°C ;室内相对湿度变化范围:45%~60%。

经济性分析时,设备性能参数按国内设备平均水平考虑,产品价格取广州市场平均价格。

2.2 一次回风集中式空调系统

2.2.1 普通办公室

已知条件为:新风量 $30\text{ m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$,围护结构负荷 56 W/m^2 ,人体负荷 17 W/m^2 ,照明负荷 11 W/m^2 ,设备负荷 20 W/m^2 ,人员密度 0.125 人/m^2 。普通办公室一次回风集中式空调系统经济性分析结果见表 1。

由表 1 可以看出,对于采用一次回风集中式空调系统的普通办公室,相对湿度降低时,空调系统的能耗减少,且一次投资下降明显。

2.2.2 会议室

已知条件为:新风量 $30\text{ m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$,围护结构负荷 56 W/m^2 ,人体负荷 54 W/m^2 ,照明负荷 11 W/m^2 ,设备负荷 5 W/m^2 ,人员密度 0.45 人/m^2 。会议室一次回风集中式空调系统经济性分析结果见表 1。

由表 1 可以看出,采用一次回风集中式空调系统的会议室,相对湿度减小时,空调系统的能耗略有增加,而一次投资减少。

2.2.3 商场

已知条件为:新风量 $28\text{ m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$,围护结构负荷 28 W/m^2 ,人体负荷 60 W/m^2 ,照明负荷 20 W/m^2 ,设备负荷 5 W/m^2 ,人员密度 0.33 人/m^2 。商场一次回风集中式空调系统经济性分析结果见表 1。

表 1 普通办公室、会议室、商场采用一次回风集中式空调系统的经济性分析结果

	普通办公室				会议室				商场		
	相对湿度 $\varphi_n/\%$				相对湿度 $\varphi_n/\%$				相对湿度 $\varphi_n/\%$		
	45	50	55	60	45	50	55	60	55	60	65
室内空气比焓 $h_n/(\text{kJ/kg})$	45.63	48.05	50.49	52.92	45.63	48.05	50.49	52.92	53.16	55.76	58.36
混合点空气比焓 $h_c/(\text{kJ/kg})$	53.19	54.25	55.61	56.87	73.32	70.10	68.07	66.75	69.32	68.15	67.39
空调机组机器露点空气比焓 $h_l/(\text{kJ/kg})$	31.50	35.67	40.10	44.50	25.82	31.50	36.43	40.91	30.80	36.94	43.67
空调机组送风量 $G/(\text{kg/s})$	7.308	8.424	9.972	11.976	6.360	7.584	8.988	10.416	5.004	6.072	7.716
空调机组送风量 $V/(\text{m}^3/\text{s})$	6.09	7.02	8.31	9.98	5.30	6.32	7.49	8.68	4.17	5.06	6.43
新风量 $G_x/(\text{kg/s})$	1.250 4	1.250 4	1.250 4	1.250 4	3.996	3.996	3.996	3.996	2.22	2.22	2.22
新风量 $V_x/(\text{m}^3/\text{s})$	1.042	1.042	1.042	1.042	3.33	3.33	3.33	3.33	1.85	1.85	1.85
新风比 n	0.17	0.15	0.13	0.10	0.63	0.53	0.44	0.38	0.44	0.37	0.29
空调机组冷量 Q_l/kW	158.51	156.52	154.67	148.14	302.10	292.74	284.38	269.15	192.75	189.51	183.02
空调机组冷水量 $W_l/(\text{m}^3/\text{h})$	27.26	26.92	26.60	25.48	51.96	50.35	48.91	46.29	33.15	32.60	31.48
空调机组冷却水量 $W_{lq}/(\text{m}^3/\text{h})$	32.72	32.31	31.92	30.58	62.35	60.42	58.70	55.55	39.78	39.11	37.78
冷水机组能耗 N_l/kW	31.70	31.30	30.93	29.63	60.42	58.55	56.88	53.83	38.55	37.90	36.60
冷水泵能耗 N_{lsb}/kW	3.95	3.90	3.86	3.69	7.53	7.30	7.09	6.71	4.81	4.73	4.56
冷却水泵能耗 N_{lqsb}/kW	4.75	4.69	4.63	4.44	9.05	8.77	8.52	8.06	5.77	5.68	5.48
空调机组能耗 N_{kt}/kW	9.14	10.53	12.47	14.97	7.95	9.48	11.24	13.02	3.48	4.22	5.37
冷却塔能耗 N_{lqt}/kW	0.88	0.87	0.86	0.82	1.68	1.62	1.58	1.49	1.07	1.05	1.02
空调系统能耗 $\sum N/\text{kW}$	50.42	51.29	52.75	53.55	86.63	85.72	85.30	83.12	53.68	53.58	53.03
与 $\varphi_n=60\%$ 时的能耗比 N_{φ}/N_{60}	0.94	0.96	0.98	1.00	1.04	1.03	1.03	1.00	1.01	1.01	1.00
冷水机组价格 $JG_l/\text{元}$	63 087	62 294	61 557	58 961	120 236	116 511	113 183	107 121	76 716	75 424	72 843
冷水泵价格 $JG_{lsb}/\text{元}$	1 363	1 346	1 330	1 274	2 598	2 518	2 446	2 315	1 658	1 630	1 574
冷却水泵价格 $JG_{lqsb}/\text{元}$	1 636	1 615	1 596	1 529	3 118	3 021	2 935	2 778	1 989	1 956	1 889
空调机组价格 $JG_{kt}/\text{元}$	65 772	75 816	89 748	107 784	57 240	68 256	80 892	93 744	29 649	35 977	45 717
冷却塔价格 $JG_{lqt}/\text{元}$	14 395	14 214	14 046	13 454	27 436	26 586	25 826	24 443	17 505	17 210	16 621
材料及安装费用 $JG_{sg}/\text{元}$	43 876	46 586	50 483	54 900	63 188	65 068	67 585	69 120	38 255	39 659	41 593
空调系统一次投资 $\sum JG/\text{元}$	190 130	201 872	218 762	237 903	210 627	216 892	225 282	230 401	127 517	132 196	138 645
与 $\varphi_n=60\%$ 时的一次投资比 JG_{φ}/JG_{60}	0.80	0.85	0.92	1.00	0.91	0.94	0.98	1.00	0.92	0.95	1.00

注：商场的能耗比和一次投资比为与 $\varphi_n=65\%$ 时的能耗比值和一次投资比值。

由表 1 可以看出,对于采用一次回风集中式空调系统的商场,室内相对湿度减小时,空调系统的能耗基本不变,而一次投资则下降。一般商场采用常规空调机组室内相对湿度无法达到 50% 或更低。

2.3 风机盘管+新风空调系统

风机盘管+新风空调系统是国内公共建筑采用最多的一种空调方式。由于普通风机盘管的工艺结构一定,国家标准又给出了诸多规定,所以风机盘管的性能参数一定。即使是冷水初温低至 5℃(普通风机盘管常用的冷水温度范围是 5~9℃),风机盘管也无法像表冷器那样,为满足各种工况对机器露点的要求而通过调节表冷器的各种结构参数来实现。

房间的散湿量较大时,在焓湿图上,风机盘管出风点处于热湿比线的右边,由于这时热湿比

较小,新风机组的机器露点处于热湿比线左边,很可能会出现机器露点温度过低、常规空调机组无法满足的情况,因此在这种情况下不适宜再采用常规风机盘管+新风系统。如果任意设定房间的相对湿度,由于计算所得到的风机盘管机器露点的相对湿度小于实际的机器露点相对湿度,此时室内空气状态点将会向右偏移,室内相对湿度随之增大。当室内散湿量较大,即热湿比较小,即使是降低进入风机盘管机组的冷水温度,往往仍然无法保证室内的相对湿度在较低的设计范围内。

如果房间的散湿量不大,将风机盘管的出风点设计在热湿比线之右,还是可以调节室内的设计相对湿度的。由于热湿比线和房间等含湿量线间距很小,为控制方便宜采用以干盘管作为显冷设备的独立新风系统来控制房间设计相对湿度。下面对

办公室和旅馆客房采用干盘管作为显冷设备的独立新风系统来控制房间设计相对湿度时,空调系统的经济性进行分析。

2.3.1 办公室

办公室的设计参数为:新风量 $30\text{ m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$,围护结构负荷 56 W/m^2 ,人体负荷 16.75 W/m^2 ,照明负荷 11 W/m^2 ,潜热负荷 8.63 W/m^2 ,设备负荷 20 W/m^2 。干盘管的基本参数见表 2,新风机组的基本参数见表 3,办公室内相对湿度变化时,空调系统的经济性分析结果见表 4。

表 2 干盘管基本参数

房间相对湿度/%	房间露点温度/℃	冷水初温/℃	处理比焓差/(kJ/kg)	冷水机组 COP
55	14.41	11	8.3	5.4
60	15.77	12	6.9	5.5
65	17.02	14	5.3	5.7

表 3 新风机组基本参数

房间相对湿度/%	机器露点温度/℃	进出水温/℃	迎面风速/(m/s)	排数	空气阻力/Pa
55	10.6/10.1	7.0/12.0	1.9	8	126
60	12.3/11.9	7.0/12.0	2.5	8	199
65	13.9/13.3	7.0/12.1	2.59	8	211

注:第 2 栏参数为新风机组机器露点的干湿球温度。

表 4 办公室、客房内相对湿度变化时空调系统的经济性分析结果

	办公室			客房		
	相对湿度 $\varphi_n/\%$			相对湿度 $\varphi_n/\%$		
	55	60	65	55	60	65
室内空气比焓 $h_n/(\text{kJ/kg})$	50.49	52.92	55.37	50.49	52.92	55.37
新风机组机器露点空气比焓 $h_x(\text{kJ/kg})$	30.75	34.95	38.80	34.47	38.48	42.45
风机盘管机器露点空气比焓 $h_f(\text{kJ/kg})$	42.32	46.15	49.89	42.32	46.15	49.89
室外空气比焓 $h_w(\text{kJ/kg})$	89.60	89.60	89.60	89.60	89.60	89.60
风机盘管送风量 $G_f/(\text{kg/s})$	9.42	11.75	15.42	0.302	0.373	0.455
风机盘管送风量 $V_f/(\text{m}^3/\text{s})$	7.85	9.79	12.85	0.252	0.311	0.379
新风量 $G_x/(\text{kg/s})$	1.25	1.25	1.25	0.034	0.034	0.034
新风量 $V_x/(\text{m}^3/\text{s})$	1.04	1.04	1.04	0.028	0.028	0.028
新风比 n	0.13	0.11	0.08	0.11	0.09	0.07
风机盘管冷量 Q_f/kW	76.99	79.53	84.47	2.47	2.52	2.49
风机盘管冷水量 $W_{fl}/(\text{m}^3/\text{h})$	13.24	13.68	14.53	0.43	0.43	0.43
风机盘管冷却水量 $W_{flq}/(\text{m}^3/\text{h})$	15.89	16.42	17.43	0.51	0.52	0.51
新风机组冷量 Q_x/kW	73.59	68.33	63.52	1.85	1.72	1.58
新风机组冷水量 $W_x/(\text{m}^3/\text{h})$	12.66	11.75	10.93	0.32	0.30	0.27
新风机组冷却水量 $W_{xhq}/(\text{m}^3/\text{h})$	15.19	14.10	13.11	0.38	0.35	0.33
风机盘管冷水机组能耗 N_{fl}/kW	14.39	14.10	14.86	0.41	0.41	0.40
风机盘管能耗 N_f/kW	3.27	4.08	5.35	0.10	0.13	0.16
风机盘管冷水泵能耗 N_{flsb}/kW	1.92	1.98	2.11	0.06	0.06	0.06
新风机组冷水机组能耗 N_{xl}/kW	14.72	13.67	12.70	0.37	0.34	0.32
新风机组能耗 N_x/kW	1.56	1.56	1.56	0.05	0.05	0.05
新风机组冷却水泵能耗 N_{xhsb}/kW	1.84	1.70	1.58	0.05	0.04	0.04
冷却水泵能耗 N_{lqsb}/kW	4.51	4.43	4.43	0.13	0.13	0.12
冷却塔能耗 N_{lqt}/kW	0.84	0.82	0.82	0.02	0.02	0.02
空调系统能耗 $\sum N/\text{kW}$	43.04	42.62	43.42	1.19	1.19	1.16
与 $\varphi_n=65\%$ 时的能耗比 N_φ/N_{65}	0.99	0.98	1.00	1.02	1.02	1.00
冷水机组价格 $JG_1/\text{元}$	59 932	58 852	58 900	1 721	1 688	1 622
风机盘管价格 $JG_f/\text{元}$	28 260	35 244	46 260	907	1 118	1 364
冷水泵价格 $JG_{lsb}/\text{元}$	1 295	1 272	1 273	37	36	35
新风机组价格 $JG_x/\text{元}$	19 746	15 005	19 746	531	403	403
冷却水泵价格 $JG_{lqsb}/\text{元}$	1 554	1 526	1 527	45	44	42
冷却塔价格 $JG_{lqt}/\text{元}$	13 675	13 429	13 440	393	385	370
材料及安装费用 $JG_{sg}/\text{元}$	37 339	37 598	42 344	1 090	1 102	1 151
空调系统一次投资 $\sum JG/\text{元}$	161 801	162 925	183 491	4 723	4 776	4 988
与 $\varphi_n=65\%$ 时的一次投资比 JG_φ/JG_{65}	0.88	0.89	1.00	0.95	0.96	1.00

由表 3 可以看出,当房间相对湿度为 55%时,在标准冷水温度下,迎面风速已降低到 1.9 m/s,除非继续降低水温,否则室内相对湿度不宜再降低,所以独立新风系统的新风机组采用冰蓄冷低温送风系统要经济得多,本文只讨论常规空调系统,不讨论采用冰蓄冷低温送风系统的情况。

由表 4 可以看出,对于采用干盘管作为显冷设备的独立新风系统的办公建筑,室内相对湿度减小时,空调系统的能耗变化甚微,而一次投资则明显减少。

2.3.2 客房

客房的面积为 30 m²,客房的设计参数及干盘管的基本参数同办公室。新风机组的基本参数见表 5。客房内相对湿度变化时,空调系统的经济性分析结果见表 4。

表 5 新风机组基本参数

房间相对湿度/%	机器露点温度/℃	进出水温/℃	迎面风速/(m/s)	排数	空气阻力/Pa
55	12.6/12.1	7.0/12.0	2.65	8	219
60	14.1/13.6	7.0/12.0	2.67	8	222
65	15.6/15.1	7.0/12.1	2.72	8	229

由表 4 可以看出,对于采用干盘管作为显冷设备的独立新风系统的旅馆建筑的客房,室内相对湿度减小时,空调系统的能耗略有增加,而一次投资则略有减少。

3 结论

3.1 普通办公室及室内人员不多、散湿量不大的房间,当房间干球温度一定时,降低室内相对湿度,一次回风集中式空调系统的能耗将减少,空调系统的一次投资将明显下降。

3.2 会议室及人员密集、新风量很大、散湿量很高的房间,当房间干球温度一定时,降低室内相对湿

度,一次回风集中式空调系统的能耗略有增加,但是空调系统的一次投资将减少。

3.3 商场及人员密集、新风量不大、散湿量很高的房间,当房间干球温度一定时,降低室内相对湿度,一次回风集中式空调系统的能耗基本不变,空调系统的一次投资将减少。但是,由于热湿比过小,采用常规集中式空调系统时,室内无法保持相对湿度低于 50%。

3.4 由于种种条件的限制,常规风机盘管+新风系统无法任意设定房间的相对湿度。当房间干球温度一定时,采用干盘管作为显冷设备的独立新风系统,普通办公室,当房间相对湿度增加时,空调能耗变化甚微,但是一次投资明显上升;对于旅馆客房来说,当房间相对湿度增加时,空调能耗略有减少,一次投资则增加。

3.5 研究房间设计相对湿度对空调系统经济性的影响时,必须将舒适性空调和工艺性空调区分开来。

参考文献:

- [1] 殷平. 空调节能技术和措施的辨识(1):“26℃空调节能行动”的误解[J]. 暖通空调, 2009, 39(2): 57-63, 112
- [2] 那恺. 对《空调节能技术和措施的辨识(1):“26℃空调节能行动”的误解》一文中某个观点的探讨[J]. 暖通空调, 2010, 40(3): 23-26
- [3] 殷平. 室内空气计算参数对空调系统经济性的影响[J]. 暖通空调, 2002, 32(2): 21-25
- [4] 中国建筑科学研究院, 中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005
- [5] 中国建筑科学研究院空气调节研究所. GB/T 19232—2003 风机盘管机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004
- [15] Brandt C, Hott U, Sohr D, et al. Operating room ventilation with laminar airflow shows no protection effect on the surgical site infection rate in orthopedic and abdominal surgery[J]. Annals of Surgery, 2008, 248(5)
- [16] Mangram A J, Horan T C, Pearson M L, et al. Guideline for prevention of surgical site infection[J]. Infection Control and Hospital Epidemiology, 1999, 20(4)
- [17] 涂有, 涂光备, 石增德, 等. 洁净手术室的空气净化要求[J]. 中国医院建筑与装备, 2010(2): 62-65
- [18] 涂有, 涂光备. 对当前医院手术室建设中一些问题的思考[J]. 暖通空调, 2007, 37(1): 43-47
- [19] Paul Ninomura, Richard Hermans. Ventilation standard for health care facilities[J]. ASHRAE Journal, 2008, 50(10): 52-58
- [20] Federal Agency on Technical Regulating and Metrology. National standard of russian federations GOSTR 52539-2006 Air cleanliness in hospitals—general requirements[S]. Moscow, 2006

(上接第 26 页)