

常用空调节能方式与控制

华东建筑设计研究院有限公司 叶大法[☆] 俞春尧

摘要 总结了集中式空调系统的几种常用的节能方式:改善围护结构,削减建筑负荷;回收排风能量,减少新风负荷;利用新风供冷,少用人工冷源;合理供冷供热,控制混合损失。并针对这些节能方式提出了相应的自动控制思路与方法。

关键词 新型围护结构 排风热回收 新风供冷 冷热混合损失 节能方式 控制

Common energy saving methods and control for air conditioning systems

By Ye Dafa[★] and Yu Chunyao

Abstract Sums up several energy saving methods commonly used in central air conditioning system, such as improving building envelope to cut down the building load, recovering the energy from exhaust air to reduce the load of fresh air, utilizing fresh air to replace parts of artificial cold source, heating and cooling in a rational way to control mixing loss. Puts forward the corresponding auto-control strategies and methods for those energy saving methods.

Keywords new building envelope, energy recovery of exhaust air, fresh air cooling, mixing loss of cold and heat energy, energy saving method, control

★ East China Architectural Design and Research Institute Co., Ltd, Shanghai, China

①

近年来,随着空调能耗的攀升,空调节能日益为业界重视。空调的本质是什么?笔者认为就是耗能买舒适,离开了舒适性也就脱离了空调的范畴。问题是如何在保证舒适性的前提下,想方设法减少能耗。就我国现有的建筑技术和空调技术,笔者以为可以从下列几个方面减少能耗:1) 提高设备效率,综合利用能源;2) 优化系统设计,降低输送能耗;3) 改善围护结构,削减建筑负荷;4) 回收排风能量,减少新风负荷;5) 利用新风供冷,少用人工冷源;6) 合理供冷供热,减少混合损失。

很显然,后四项节能措施与气候有关,系统运行工况随室外空气参数变化,靠人工控制不行,必须依靠自动控制。这也是本文要着重表述的内容。

1 新型围护结构——呼吸幕墙

现代建筑立面追求通透化,采用大面积玻璃幕墙。为了解决其与空调负荷之间的矛盾,欧洲较早地采用了双层围护结构方式:外层为透明结构,两层玻璃之间相距 0.5~2 m,中间设有可调节的遮阳百叶,在我国俗称为呼吸幕墙。有些呼吸幕墙按楼层分段,也称为通风窗。按照不同的配置,呼吸幕墙可以实现下列一种或多种功能。

1.1 呼吸幕墙功能

1) 外呼吸幕墙功能(见图 1)。外呼吸幕墙有上、下可开闭的通风口,夏季,室外空气由下部通风口进入,升温后靠浮力由上部通风口排至室外;可调节的百叶遮挡直射阳光。冬季,关闭上、下风阀,幕墙内空气不流通,起到保温作用。

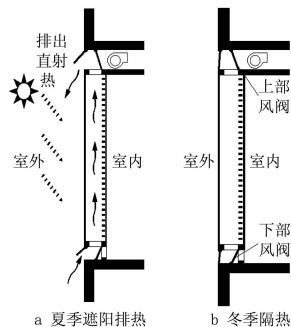


图 1 外呼吸幕墙

①[☆] 叶大法,男,1954 年 10 月生,大学,教授级高级工程师,副总工程师
200002 上海市汉口路 151 号华东建筑设计研究院有限公司
(021) 63217420
E-mail: Dafa_ye@ecadi.com
收稿日期:2012-09-11

2) 内呼吸幕墙功能(见图 2)。夏季,室内排风经呼吸幕墙内腔带走热量,由排风机排到室外;可调节的遮阳百叶起到遮阳作用。冬季,室内排风经呼吸幕墙内腔后作为回风,起到隔热、日射热回收的作用。

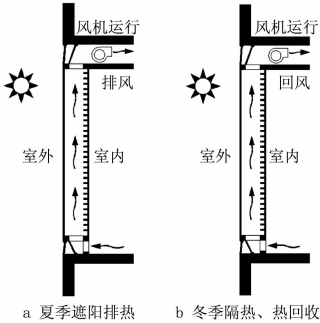


图 2 内呼吸幕墙

3) 通风功能(见图 3)。在过渡季,内、外呼吸幕墙夜间可利用卫生间等排风机动力,将新风从通风口引入室内带走热量;白天,新风从通风口进入,与回风混合后可实现新风供冷。

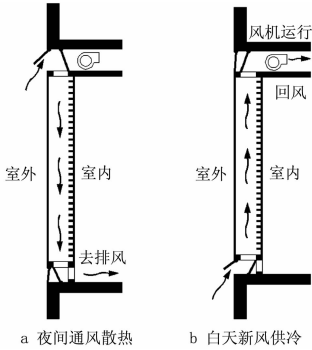


图 3 呼吸幕墙的通风功能

1.2 呼吸幕墙控制

- 1) 在建筑物楼顶设置气象测量装置,测得室外温度、太阳辐射照度、降水量和风力等气象参数。
- 2) 根据实地全年太阳方位角、高度角以及幕墙与周围遮挡物的关系,可编程确定每一块幕墙遮阳百叶不同时刻的升降幅度和遮阳角度。根据日射量和降水等参数可以控制阴雨天遮阳百叶全部收拢,以充分利用自然采光。
- 3) 检测各幕墙内腔温度,并结合室外温度,判断该幕墙当前应有的工作状态,开关相应的内外推窗或通风口,联动相应的空调通风系统,实现不同季节的排热、隔热、热回收、通风或新风供冷功能。当连续下雨 5 min 或风力 ≥ 4 级时,系统会根据太阳辐射照度和降水量等参数关闭相关的外推窗或

通风口。

4) 自控系统编程还要考虑不同使用区的工作时间和节假日情况。

5) 中央监控系统可以强行执行上述控制。

6) 使用区人员也可以手动进行上述控制。

2 排风热回收

2.1 设计要点

在空调系统、新风空调系统中,采用全热或显热交换器回收排风中的余热,可以有效地减少新风负荷,是常用的节能方法。全热交换器的芯材由不燃吸湿性材料或带吸湿性涂层材料构成。夏季时,低温低湿的排风通过芯材,使芯材冷却。同时,由于水蒸气分压力差的作用,芯材释放出部分水分。当被冷却除湿后的芯材与高温高湿的新风接触时,吸收新风中的热量与水分,使新风降温减湿。因此,全热交换器比显热交换器更为常用。全热交换器有转轮式和板式两类,在大型空调系统、新风空调系统中,转轮式全热交换器使用较多(见图 4)。采用排风热回收不是简单地在空调箱里放一个转轮式全热交换器,设计和使用中应注意下列要点:

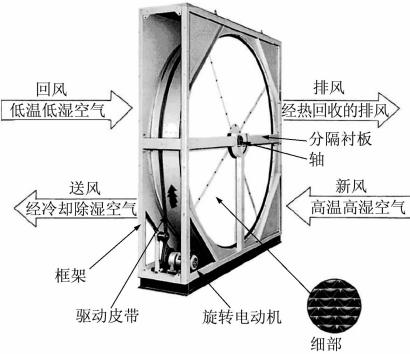


图 4 转轮式全热交换器

- 1) 过滤措施。为了保护全热交换器芯材,新风、排风入口处应设置计重效率约为 70% 的粗效过滤器,且需经常清扫,以减少积尘。
- 2) 预热措施。在室外温度很低的严寒地区,当室内、外空气状态在焓湿图上的连线达到饱和和线时(见图 5),全热交换器芯材上可能会结露、结冰,甚至造成阻塞,应采取新风预热措施。
- 3) 旁通措施。① 全热交换器工作需要消耗一定的电能 E_2 ,可以转化成一定的热量 Q_2 。全热交换器在一定效率下(如 60%),可以回收热量 Q'_1 。以 10 000 m³/h 新风空调系统为例,由表 1,2 可知,当室外新风参数(状态点 W')达到一定值时,

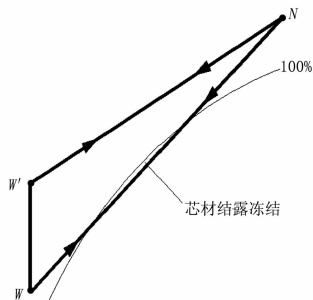


图5 全热交换器防冻处理

$Q'_1 < Q_2$, 就不应该再回收排风中的能量了, 应该采取旁通措施。

表1 全热交换器附加耗电 E_2

	风机增加阻力 $\Delta p/\text{Pa}$	风机增加功率 $\Delta E/\text{kW}$
新风侧转轮阻力	150	0.56
排风侧转轮阻力	150	0.83
排风增加过滤器阻力	100	0.56
转轮驱动耗电		0.37
合计		2.32

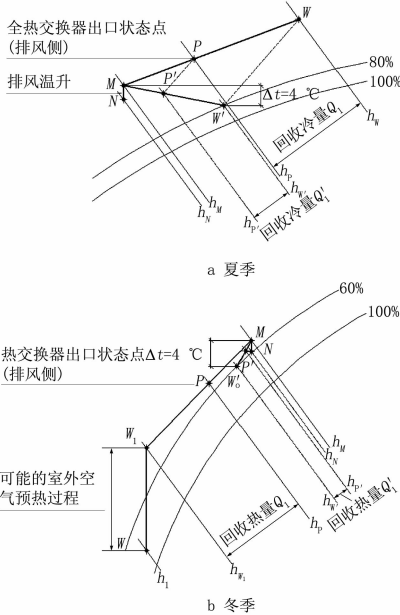
表2 附加耗电 E_2 转化成的冷热量 Q_2

空调方式	COP	产生冷热量/kW
冷水机组+新风空调箱供冷	3	$2.32 \times 3 = 6.96$
冷水机组+新风空调箱供热	2.5	$2.32 \times 2.5 = 5.8$

② 由图6可知, 设夏季新风状态为 W' 时, 令 $Q'_1 = Q_2 = 6.96 \text{ kW}$, Q'_1 按下式计算:

$$Q'_1 = \rho G (h_{W'} - h_M) \tag{1}$$

式中 ρ 为空气密度; G 为风量; $h_{W'}$ 为室外空气比焓; h_M 为回风比焓。



W 为室外新风设计状态点 W' 为热回收极限条件下室外新风状态点
 P 为全热交换器设计新风出口状态点 P' 为热回收极限条件下全热交换器新风出口状态点

图6 热回收分析

在回风温度 $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 50% 条件下, 回风比焓 $h_M = 55 \text{ kJ/kg}$, 将已知参数代入式(1), 解得 $h_{W'} = 58.5 \text{ kJ/kg}$ 。即当室外空气比焓 h_W 低于 58.5 kJ/kg 时, 全热回收就没有意义了, 应进入旁通工况。因此, 设计时需要计算求得 $h_{W'}$ 。

③ 运行时, 控制系统检测室外空气比焓进行工况转换。若测量比焓精度不够准, 也可以根据当地情况设定相对湿度, 以测室外温度 t_W 代替测量比焓。如上海地区设定相对湿度为 80% , $t_W (58.5 \text{ kJ/kg}, 80\%) = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, 回风温度 $t_M = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$; 可见当室外温度 t_W 低于回风温度 t_M , 且差值不大于 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 热回收有价值, 否则应进入旁通工况。

④ 同理作冬季新风状态判断(见图6), 令 $Q' = Q_2 = 5.8 \text{ kW}$, 在回风温度 $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 50% 条件下, 回风比焓 $h_M = 42 \text{ kJ/kg}$, 将已知参数代入式(1), 解得 $h_{W'} = 39.1 \text{ kJ/kg}$ 。在比焓 39.1 kJ/kg 、相对湿度 60% 下 $t_W = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$; 回风温度 $t_M = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, 当室外温度低于回风温度, 且差值大于 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, 热回收有价值, 否则应进入旁通工况。

2.2 控制要求

- 1) 过滤器压差报警。
- 2) 全热交换器新风入口设温度传感器, 新风温度低于设定值时, 比例调节预热盘管水量电动调节阀, 维持新风温度最低值。
- 3) 夏季, 检测新风温度, 当新风温度比室内回风温度低, 且差值大于 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 打开旁通风阀, 空调系统由热回收工况转入旁通工况。
- 4) 冬季, 检测新风温度, 当新风温度低于室内回风温度, 且差值小于 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 打开旁通风阀, 由热回收工况转入旁通工况。

3 新风供冷

新风供冷是自然冷却的一种形式, 利用新风供冷的设备国外称为空气节能器 (air economizer), 其直接利用室外低温、低焓空气供冷, 全部或部分替代人工冷源, 达到节能的目的。自然冷却的另一种形式是利用室外低温空气通过冷却水间接冷却空调冷水, 这种设备国外称为水节能器 (water economizer)。

3.1 全年空气处理过程

图7为空气节能器处理过程。

1) 夏季当室外空气比焓 h_{W1} 大于回风比焓 h_{R1} 或室外空气温度 t_{W1} 高于回风温度 t_{R1} 时, 为了满足

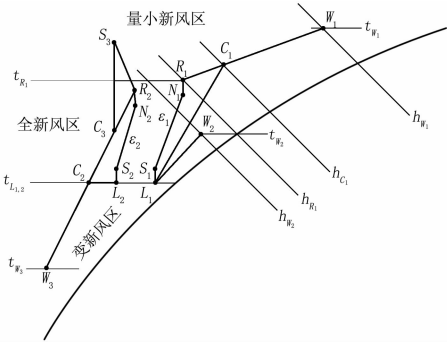


图 7 空气节能器处理过程分析

卫生要求,空调系统维持最小新风比。混合风(状态点 C_1)经冷水盘管冷却、除湿至盘管出风状态(L_1)。当室外温度低于回风温度,且差值不大于 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,可以通过全热交换器进行新、排风热回收,否则应进入旁通工况。

2) 当室外空气比焓 h_{W_2} 小于回风比焓 h_{R_1} ,且室外空气温度 t_{W_2} 低于回风温度 t_{R_1} 时,新风比越大,混合风比焓越低,系统能耗也越小,应采用全新风并由冷却盘管冷却、除湿至盘管出风状态 L_1 。

3) 当室外空气温度 t_{W_3} 低于冷却盘管出风温度 t_{L_2} 时,冬季供冷系统可以调节新风比使混合温度 $t_{C_2}=t_{L_2}$,并对混合进风(状态点 C_2)适当加湿到出风状态 L_2 。

4) 冬季供暖系统则维持最小新风比,室外空气加热至送风温度。同理当室外温度低于回风温度,且差值大于 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,可以通过全热交换器进行新、排风热回收,否则应进入旁通工况。

3.2 判别控制方法

空调自控系统根据室外新风状态,判别、执行夏季最小新风热回收工况、夏季最小新风热回收旁通工况、过渡季全新风工况以及冬季变新风工况;对于冬季供暖系统,则判别执行冬季最小新风热回收工况和冬季最小新风热回收旁通工况。

ASHRAE 标准 90.1-2001 列举了五种判别控制方法用以判别执行夏季最小新风工况和过渡季全新风工况的室外新风转换状态点,分别为:焓差法、固定焓法、电子焓法、温差法和固定温度法。本文重点介绍最为经典的焓差法和更为实用的固定温度法。

1) 焓差法(differential enthalpy)

焓差法是目前国内最经典、最常用的判别控制方法。比较室外新风比焓 h_W 与回风比焓 h_R ,当 $h_W \leq h_R$ 时,空气节能器启动;反之则关闭。新风比

焓和回风比焓一般是通过测得干球温度、湿球温度或露点温度求得。焓差法的缺点是测量精度低,且需要经常校正。

2) 固定温度法(fixed dry bulb)

固定温度法控制思路是:通过固定相对湿度,把焓值检测问题转化为温度检测问题。室外新风温度在 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上均不启动全新风模式;根据所在地区气候条件,确定用于判别的固定温度:在室外新风相对湿度约 50% 的干燥地区、约 64% 的中等地区和约 85% 的潮湿地区,全新风工况的启动温度分别为 $24, 21$ 和 $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。上述三点都靠近焓湿图等比焓线上的 h_r 点(比焓为 47 kJ/kg ,见图 8)。固定温度法的缺点是与焓差法相比有 10% 的误差。

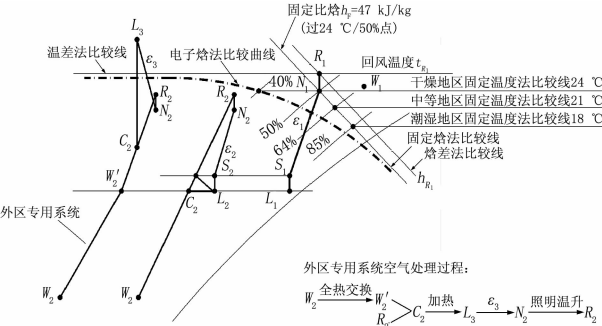


图 8 空气节能器判别控制方法

3) 变新风比控制

冬季的判别控制方法比较简单。当室外新风温度低于盘管出风温度 t_L 时,系统进入变新风比工况。比例调节新、回、排风阀,满足系统送风温度要求。如需要加湿,则根据回风相对湿度与设定值的差值比例控制加湿量。

3.3 新风供冷与排风热回收联合控制

空调系统如果同时采用最小新、排风热回收节能技术和全(变)新风供冷节能技术,节能效果最好,但会使空气处理及其控制系统比较复杂。图 9 (图中控制内容序号和点数见表 3)为一个双风机的变风量空调系统,设有全热交换器,秋、冬、春三季进行全(变)新风供冷运行;外区设置带热水再热盘管的变风量末端装置,用于冬季系统预热与正常供热运行。该系统的主要控制内容如下。

3.3.1 根据变静压法比例积分调节送(回)风机转速,调节时应使送、回风机风量匹配,以免空调房间压力失衡。

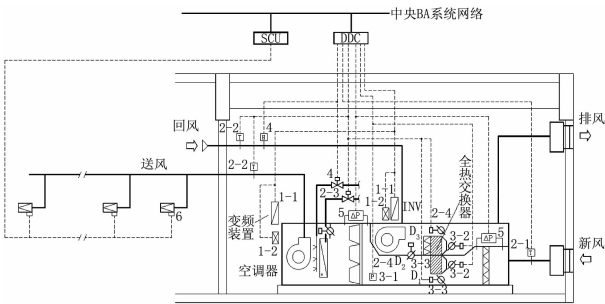


图9 新风供冷与排风热回收联合控制系统

表3 新风供冷与排风热回收联合控制要求

序号	控制内容及要求	DI	DO	AI	AO	备注
1	风机启停变速控制					
1-1	根据变静压法比例调节送、回风机变频器,变频器故障、开关、频率反馈	2	2	2	2	
1-2	送、回风机启停控制及状态报警、手动、自动信号	6	2			
2	送风温度控制					
2-1	检测室外空气温度进行工况判别			1		
2-2	检测送、回风温度			2		
2-3	最小(全)新风运行时调节冷水阀,维持送风温度				1	
2-4	变新风运行时,调节新、回、排风阀(D1,D2,D3),维持送风温度				3	
3	最小新风控制					
3-1	检测新、回风静压箱压力			1		
3-2	开关最小新风时热回收用的新、排风阀				2	
3-3	调节回风阀,维持静压箱压力和最小新风量					2-4已计点数
4	检测回风湿度,双位调节加湿装置阀		1	1		
5	空气过滤器淤塞压差报警 Δp		2			
6	系统变风量末端装置与控制系统联网					
合计		6	5	5	8	共24点

注:DI,DO分别为系统 DDC 控制器的数字量输入、输出点;AI,AO 分别为系统 DDC 控制器的模拟量输入、输出点。

D1,D3,开启全热交换器及其新、排风阀进行热回收;

② 当新风温度在 18~23℃之间时,实行最小新风下热回收旁通工况:调节新、排风阀 D1,D3 到预设开度,关闭全热交换器及其新、排风阀。

2) 当新风温度低于 18℃时,实行全新风工况运行。全开新、排风阀 D1,D3,关闭回风阀 D2,关闭全热交换器,比例积分调节冷水调节阀,维持系统设定的送风温度。

3) 当新风温度低于全年供冷系统的冷却盘管出风温度时,实行变新风工况运行,比例积分调节新、回、排风阀 D1,D2,D3,维持系统设定的送风温度;根据回风相对湿度,双位调节加湿装置。

4) 冬季供暖系统实行最小新风工况运行。根据新回风混合静压箱的静压值,比例积分调节回风阀,维持最小新风量;比例积分调节热水调节阀,维持系统设定的送风温度。

3.3.2 检测新风温度,判别最小新风—全新风—变新风工况转换点参数,进行工况转换。

1) 当新风温度不低于 18℃(设定潮湿地区相对湿度 80%)时,实行最小新风工况运行,根据新回风混合静压箱的静压值,比例积分调节回风阀,维持最小新风量。比例积分调节冷水调节阀,维持系统设定的送风温度。

① 当新风温度不低于 23℃(回风 27℃)时,实行最小新风下排风热回收工况:关闭新、排风阀

① 当新风温度低于 18℃(回风 22℃)时,实行最小新风下排风热回收工况:关闭新、排风阀 D1,D3,开启全热交换器及其新、排风阀进行热回收。

② 当新风温度高于 18℃时,实行最小新风下热回收旁通工况:调节新、排风阀 D1,D3 到预设开度,关闭全热交换器及其新、排风阀。

3.3.3 空气过滤器淤塞时压差报警。

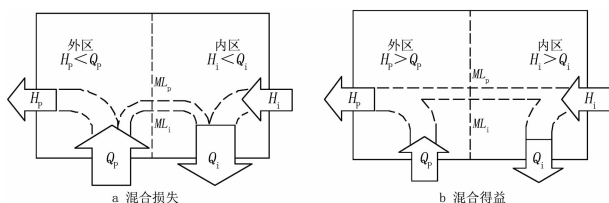
3.3.4 冷水调节阀、加湿器调节阀与空调器风机联锁。

3.3.5 空调系统控制器及变风量末端装置控制器与控制系统通讯。

4 控制室内冷热混合损失

小型建筑和内热负荷很小的无内区建筑冬季无需供冷;采用了通风窗、双层围护结构的建筑,消除了建筑外区热负荷,冬季也无需供暖。二者室内不存在冷、热气流的混合现象。而在大型高标准的办公、商业建筑中,冬季内、外区负荷明显,供冷、供

热同时进行。如果内、外区之间无隔断,就会产生分区间的气流混合,部分外区热量 Q_p 和内区冷量 Q_i 抵消,称之为室内冷热混合损失。若采取适当的措施,使部分外区热负荷 H_p 和内区冷负荷 H_i 抵消,称之为室内冷热混合得益(见图 10)。



ML_p, ML_i 分别为外、内区混合损失能量

图 10 室内冷热混合损失与混合得益

4.1 室内冷热混合损失的主要原因

1) 外区温度高于内区

由图 11 可知,如果外区空气温度高于内区,在热压差的作用下,外区上部的热空气将进入内区,内区下部的冷空气会进入外区。冷、热负荷都大大增加,形成室内混合损失。反之,如果外区空气温度低于内区,则产生反向的气流循环:内区上部的热空气进入外区,外区下部的冷空气进入内区。冷热负荷相互抵消,使得室内混合得益。

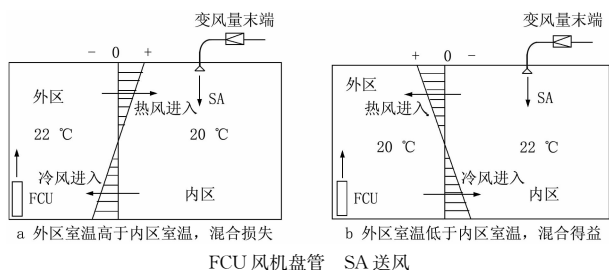


图 11 室内冷热混合损失分析

与有较多办公设备产生热辐射的内区相比,冬季外区外围护结构总会产生大量的冷辐射。即使在相同的室温下,外区的体感温度也会比内区低得多,舒适性较差。为了求得与内区相同的舒适性,居住者自然会提高外区的设定温度,以保持与内区有相同的体感温度。

2) 外区空调末端控制

外区建筑热负荷变化幅度大,空调末端设计选型又多趋于保守。为了有效控制加热能力,需要对负荷进行预测和跟踪,作为普通空调末端的就地温度反馈双位控制是难以做到的。

3) 外区新风

很多内、外区合用的空调系统在外区空调末端

(如风机盘管)供暖的同时,也向外区送入一定量的冷风作为新风,导致气流旁通式的混合损失。

4.2 减少室内冷热混合的控制措施

1) 外区空调末端,特别是风机盘管要由就地温度反馈双位控制改变为联网温度反馈比例控制。

2) 内外区温度设定要由中央监控中心操作,防止就地人为操作。外区设定温度一般需低于内区 $1 \sim 2^\circ\text{C}$,也可建立相邻内外区的温度联动设定机制。

3) 实现变送风温度控制。内、外区合用的空调系统在满足内区供冷的前提下,冬季尽量提高送风温度;外区专用的空调系统应按东北和西南朝向分别设置,并根据减少室内冷热混合损失的要求控制室内送风温度。

5 结语

空调系统节能措施的特点是,系统运行工况与气候有关,随室外空气参数变化,实行自动控制。因此空调系统设计从一开始就必须考虑好工况转换、运行策略以及检测控制方法。这是空调专业的难点、重点,也是它的有趣之点。

参考文献:

- [1] ASHRAE. ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90. 1-2001 Energy standard for buildings except low-rise residential buildings [S]. Atlanta: ASHRAE Inc, 2001
- [2] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 62-2001 Ventilation for acceptable indoor air quality [S]. Atlanta: ASHRAE Inc, 2001
- [3] ASHRAE. ASHRAE handbook—fundamentals[M]. Atlanta: ASHRAE Inc, 2001
- [4] 汪善国(美). 空调与制冷技术手册[M]. 李德英, 赵秀敏, 等, 译. 北京: 机械工业出版社, 2006
- [5] California Energy Commission. Advanced variable air volume system design guide[S], 2003
- [6] 叶大法, 杨国荣. 变风量空调系统的分区与气流混合分析[J]. 暖通空调, 2006, 36(6): 60-64, 66
- [7] 空気調和・衛生工学会. 空気調和・衛生工学便覧[M]. 13 版. 東京: 空気調和・衛生工学会, 2002
- [8] 中原信生. 空調システムの最適設計[M]. 名古屋: 名古屋大学出版社, 1997
- [9] 中原信生, 梶原豊久, 伊藤尚寛, 他. 空気調和における室内混合損失の防止に関する研究[C]// 空気調和・衛生工学論文集, 1987
- [10] 范存养. 以环境意识为导向的日本空调技术的发展动向 [C]// 空调与健康室内环境高峰论坛, 2003