

UDC

中华人民共和国国家标准



P

GB 50019—2003

# 采暖通风与空气调节设计规范

Code for design of heating ventilation and air conditioning

2003-11-05 发布

2004-04-01 实施

中华人民共和国建设部  
中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 联合发布

中华人民共和国国家标准

# 采暖通风与空气调节设计规范

Code for design of heating ventilation and air conditioning

GB 50019—2003

条文说明

筑 龙 网

2003 北 京

## 7 空气调节冷热源

### 7.1 一般规定



#### 7.1.1 选择空气调节冷热源的总原则。

冷热源设计方案一直是需要供冷、供热空气调节设计的首要难题,根据中国当前各城市供电、供热、供气的不同情况,空气调节冷热源及设备的选择可以有以下几种方案组合:

- (1)电制冷、城市或小区热网(蒸汽、热水)供热;
- (2)电制冷、人工煤气或天然气供热;
- (3)电制冷、燃油炉供热;
- (4)电制冷、电热水机(炉)供热;
- (5)空气源热泵、水源(地源)热泵冷(热)水机组供冷、供热;
- (6)直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组供冷、供热;
- (7)蒸汽(热水)溴化锂吸收式冷水机组供冷、城市或小区蒸汽(热水)热网供热。

如何选定合理的冷热源组合方案,达到技术经济最优化,是比较困难的。因为国内各城市能源结构、价格均不相同,经济实力也存在较大差异,还受到环保和消防等多方面的制约。以上各种因素并非固定不变,而是在不断发展和变化。近些年来由于供电紧缺使直燃机销量上升或因为供电充裕、油价上涨又使直燃机销量下跌的情况,都说明了冷热源的选择与能源、经济是密切相关的。一个大、中型工程项目一般有几年建设周期,在这期间随着能源市场的变化而更改原来的冷热源方案也完全可能。在初步设计时应有所考虑,以免措手不及。

1 具有城市、区域供热或工厂余热时,应优先采用。这是国家能源政策、节能标准一贯的指导方针。发展城市热源是我国城

市供热的基本政策,北方城市发展较快,夏热冬冷地区的部分城市已在规划中,有的已在逐步实施。我国工矿企业余热资源潜力很大,化工、建材企业在生产过程中也产生大量余热,这些余热都可能转化为供冷供热的热源,从而减少重复建设,节约一次能源。

2 1996年建设部在《市政公用事业节能技术政策》中提出发展城市燃气事业,搞好城市燃气发展规划、贯彻多种气源、合理利用能源的方针。目前,除城市煤气发展较快以外,西部天然气迅速开发,西气东输工程已在实施,输气管起自新疆塔里木的轮南地区,途经甘肃、宁夏、山西、河南、安徽、江苏、上海等地,2004年贯通,可稳定供气30年。四川天然气也将往东敷设管道,2004年送气到湖北、湖南等地。同时,中俄将共设管道引进俄国天然气,深圳正在建设液化天然气码头,用于广东南部地区。

天然气燃烧转化效率高、污染少是较好的清洁能源,而且可以通过管道长距离输送,这些优点正是其他发达国家迅速发展的主要原因。用于空气调节冷热源关键在于气源成本,推广采用燃气型直燃机或燃气锅炉具有如下优点:

- (1)有利于环境质量的改善;
- (2)解决燃气季节调峰;
- (3)平衡电力负荷;
- (4)提高能源利用率。

3 在没有任何城市热源和气源的地区,空气调节冷热源可在压缩式和燃油吸收式机组中通过技术经济比较后确定。

4 当具有电、城市供热、天然气、城市煤气、油等其中两种以上能源时,为提高一次能源利用率及热效率,可按冷热负荷要求采用几种能源合理搭配作为空气调节冷热源。如电+气(天然气、人工煤气)、电+蒸汽、电+油等。实际上很多工程都通过技术经济比较后采用了这种复合能源方式,取得了较好的经济效益。城市的能源结构应该是电力、热、燃气同时发展并存,同样,空气调节也应适应城市的多元化能源结构,用能源的峰谷、季节差价进行设备

选型,提高能源的一次能效,使用户得到实惠。

5 根据多年设计运行的实践,空气源热泵在夏热冬冷地区得到较好的应用,在写字楼、银行、商店等以日间使用为主的建筑中应用广泛,如上海约占高层建筑的25%,武汉、南京等地也大量采用,其原因如下:

(1)我国夏热冬冷地区一般无城市热源;

(2)空气源热泵冷热量比例较适合该地区建筑物的冷热负荷,不会因为冷热负荷比例不当而导致机组的不适当选型;

(3)该地区冬季相对湿度较高,为避免夜间低温高湿造成热泵机组化霜停机的影响,所以用于以日间使用为主的建筑;

(4)机组安装方便,不占机房面积,管理维护简单,更适合于城区建筑。

必须指出:由于热泵机组价格较高,耗电较多,采用时应进行全方位比较,一般适用于中小建筑。

6 水源热泵是一种以低位热能做能源的中小型热泵机组,具有以下优点:

(1)可利用地下水、江、河、湖水或工业余热作为热源,供采暖和空气调节系统用,采暖运行时的性能系数(COP)一般大于4,节能效果明显;

(2)与电制冷中央空气调节相比,投资相近;

(3)调节、运转灵活方便,便于管理和计量收费。

7 水环热泵系统是利用水源热泵机组进行供冷和供热的系统形式之一,20世纪60年代首先由美国提出,国内从20世纪90年代开始,已在一些工程中采用。系统按负荷特性在各房间或区域分散布置水源热泵机组,根据房间各自的需要,控制机组制冷或制热,将房间余热传向水侧换热器(冷凝器)或从水侧吸收热量(蒸发器);以双管封闭式循环水系统将水侧换热器连接成并联环路,以辅助加热和排热设备供给系统热量的不足和排除多余热量。

水环热泵系统的主要优点是:机组分散布置,减少风道占据的

空间,设计施工简便灵活、便于独立调节;能进行制冷工况和制热工况机组之间的热回收,节能效益明显;比空气源热泵机组效率高,受室外环境温度的影响小。因此,推荐(宜)在全年空气调节且同时需要供热和供冷的建筑物内使用。

水环热泵系统没有新风补给功能,需设单独的新风系统,且不易大量使用新风;压缩机分散布置在室内,维修、消除噪声、空气净化、加湿等也较集中式空气调节复杂。因此,应经过经济技术比较后采用。

水环热泵系统的节能潜力主要表现在冬季供热时。有研究表明,由于水源热泵机组夏季制冷 COP 值比集中式空气调节的冷水机组低,冬暖夏热的我国南方地区(例如福建、广东等)使用水环热泵系统,比集中式空气调节反而不节能。因此,上述地区不宜采用。

8 蓄冷(热)空气调节系统近几年在中国发展较快,其意义在于可均衡当前的用电负荷,缩小峰谷用电差,减少电厂投资,提高发电输配电效率,对国家和电力部门具有重要的意义和经济效益。对用户来说,有多大的实惠,主要看当地供电部门能够给出的优惠政策,包括分时电价和奖励。经过几年国内较多工程实践说明,双工况螺杆主机和蓄冷设备的质量一般都较好,在设计上关键是搞好系统设计和系统控制以及合理的设备选型。经过技术经济论证,当用户能在可以接受的年份内回收所增加的初投资时,宜采用蓄冷(热)空气调节系统。

#### 7.1.2 采用电锅炉、电热水器的原则。新增条文。

电锅炉、电热水器采用高品位的电能,热效率又低、运行费用又高,用于空气调节热源是不合适的。这在国家现行标准《旅游旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准》(GB 50189)中以及较多的设计技术措施中早有规定。在 20 世纪 90 年代全国供电紧张时,国家电力局也曾发文严禁采用电锅炉的使用。

近几年来,随着我国电力建设的快速发展、经济结构调整和人

民生活质量的提高,各地用电结构发生了很大的变化,高峰需求增加,低谷电大量减少,电网峰谷差加大,负荷逐年下降,电网运行日趋困难,资源利用不合理,为此国家电力公司发文推广蓄热式电热锅炉的应用。一些省市的经贸委、环保局、电力公司也联合发文推广应用电热锅炉,鼓励电热消费,并给予优惠,如免收供配电贴费并实行分时电价等政策。

由于供电政策及环保等因素,电热锅炉的采用日趋增多,全国已有数百台电锅炉在设计、安装或运行中。上海被调查的 200 幢高层建筑中约占 21%,北京、杭州、武汉等城市也在逐渐增多,如武汉会展中心(12 万  $\text{m}^2$ )、图书城(11 万  $\text{m}^2$ )等都采用了冰蓄冷和全蓄热。利用低谷电蓄热必然采用电锅炉,由于电力公司给予了较优惠的政策,对没有集中热源的武汉,既起到移峰填谷的作用,也没有污染,业主得到了实惠。

考虑到当前电力供应的实际情况及以前对电锅炉的限制使用,本条对采用电锅炉供热做了限制使用的规定。虽然当前电力有些富裕,但合理利用能源,提高能源利用率,节约能源还是我国的基本国策。

应该指出电锅炉的使用费是很高的,以武汉 2000 年电价为例,日间使用时,用平价电的费用比油锅炉高一倍,高峰时电价还要贵,晚间用低谷价的费用是油锅炉的 85%。所以电锅炉在日间使用是不经济、不合理的。

符合 2、3 款时采用电锅炉,也应做详细的技术、经济比较后确定。

### 7.1.3 热、电、冷联产与建筑群集中供冷、供热。新增条文。

《中华人民共和国节约能源法》中明确提出:推广热电联产、集中供热,提高热电机组的利用率,发展热能梯级利用技术,热、电、冷联产技术和热、电、煤气三联技术,提高热源综合利用率。

我国有 50 多万台中小型工业锅炉,平均运行热效率仅 50% 左右,浪费能源,污染环境。热电联产集中供热的运行效率一般在

80%以上。同样是集中供热,逐步淘汰低效的、分散的中、小型锅炉,实现热电联产是提高供热效率的根本出路。同样,我国各大城市商业密集区的建筑都各自设制冷站、设备闲置率高、效率低、管理落后、造成极大的浪费。

热电冷联产就是利用现有的热电系统发展供热、供电和供冷为一体的能源综合利用系统。冬季用热电厂的热源供热,夏季采用溴化锂吸收式冷水机组供冷,可使热电厂冬夏负荷平衡,高效经济运行。

国外在上世纪末大力发展区域供冷、供热系统,这有利于对能源的高效利用,并可减少用户的初投资和管理开支,值得注意。但是,实施这项工程要统筹安排与规划,并需相当的经济实力。所以条文提出“有条件时……”的用语。

因此,具有热电条件的商业或公共建筑群,应积极创造条件实施热、电联产或热、电、冷联产系统。

#### 7.1.4 分散设置整体或分体式空气调节机的原则。新增条文。

本条指出某些需空气调节的建筑或房间,采用分散设置的空气调节机比设集中空气调节更经济合理的几种情况。风冷小型空气调节机组品种繁多,有单冷(热泵)空气调节机组、冷(热)水机组等。当台数较多且室外机难以布置时,也可采用水冷型机组,但需设置冷却塔,在冷却水管的设置及运行管理上都比较麻烦,因此,较少采用。蒸发冷却式机组采用蒸发式冷凝器,制冷性能系数比风冷式高,节能性好。目前际高制冷空调设备有限公司开发生产的蒸发冷却式机组,是一种小型冷水机组。其系列产品中制冷性能系数(COP)最高的可达到3.85,比现行国家标准《蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组户用或类似用途的冷水(热泵)机组》(GB/T 18430.2)中的COP规定值高出近40%,节能效果显著,对于高档、大户型多室住宅或商住楼较为适用。

#### 7.1.5 总装机容量问题。强制条文。

对装机容量问题,1990年在编制《游旅馆建筑热工与空气调

节节能设计标准》(GB 50189)时,曾进行过详细的调查和测试。结果表明:制冷设备装机容量普遍选大,这些大马拉小车或机组闲置的情况,浪费了冷暖设备和变配电设备和大量资金。事隔十年,对国内空气调节工程的总结和运转实践说明,装机容量偏大的现象虽有所好转,但在一些工程中仍有存在,主要原因是:

- 1 负荷计算方法不够准确;
- 2 不切实际地套用负荷指标;
- 3 设备选型的附加系数过大。

为此本条规定冷暖设备选择应以正确的负荷计算为准。不附加设备选型系数的理由是:当前设备性能质量大大提高,冷热量均能达到产品样本所列数值。另外,管道保温材料性能好、构造完善,冷、热损失较少。

目前采用的计算方法虽然比较科学、完善,但其结果和运转实践仍有一定的偏离,一般均可补足上述较少的冷、热损失。

上述情况是针对单幢建筑的系统而言。对于管线较长的小区管网,应按具体情况确定。

#### 7.1.6 机组台数选择。

机组台数的选择应按工程大小、负荷运行规律而定,一般不宜少于2台;大工程台数也不宜过多。为保证运转的安全可靠性,小型工程选用一台机组时应选择多台压缩机分路联控的机组即多头联控型机组。虽然目前冷水机组质量都比较好,有的公司承诺几万小时或10年不大修,但电控及零部件故障是难以避免的。

7.1.7 关于电动压缩式机组制冷剂的选择。新增条文。强制条文。

1991年我国政府签署了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔协议书》伦敦修正案,成为按该协议书第五条第一款行事的缔约国。我国编制的《中国消耗臭氧层物质逐步淘汰国家方案》由国务院批准。该方案规定,对臭氧层有破坏作用的CFC-11、CFC-12制冷剂最终禁用时间为2010年1月1日。对于当前广泛用于空气调节

制冷设备的 HCFC-22 以及 HCFC-123 制冷剂,则按国际公约的规定执行。我国的禁用年限为 2040 年。

目前,在中国市场上供货的合资、进口及国产压缩式机组已没有采用 CFCs 制冷剂。HCFC-22 属过渡制冷剂,至今全球都在寻求替代物,但还没有理想的结论。压缩式冷水机组的使用年限较长,一般在 20 年以上,当选用过渡制冷剂时应考虑禁用年限。

## 7.2 电动压缩式冷水机组

### 7.2.1 水冷式冷水机组制冷量范围划分。新增条文。

本条对目前生产的水冷式冷水机组的单机制冷量做了大致的划分,提供选型时的参考。

1 表中对几种机型制冷范围的划分,主要是推荐采用较高性能系数的机组,以实现节能。

2 往复式和螺杆式、螺杆式和离心式之间有制冷量相近的型号,可经过性能价格比,选择合适的机型。

### 7.2.2 水冷、风冷式冷水机组的选型原则。新增条文。

冷水机组名义工况制冷性能系数(COP)是指在表 6 温度条件下,机组以同一单位标准的制冷量除以总输入电功率的比值。

表 6 名义工况时的温度条件

机组形式	进水温度(℃)	出水温度(℃)	冷却水进水温度(℃)	空气干球温度(℃)
水冷式	12	7	30	—
风冷式	12	7	—	35

本条提出在机组选型时,除考虑满负荷运行时性能系数外,还应考虑部分负荷时的性能系数。实践证明,冷水机组满负荷运行率极少,大部分时间是在部分负荷下运行。因此部分负荷时的性能系数更能体现机组的性能优势。

### 7.2.3 氨制冷机做空气调节的设计原则。新增条文。

氨作为制冷剂具有良好的热物性,标准沸腾温度低

(-33.4℃),单位容积制冷量大,价格低廉,但是氨有毒性和潜在的爆炸危险,所以在使用上特别是在民用建筑中受到了限制。在我国也仅用于冷库和工业建筑上,但氨对环境无害,它的臭氧层消耗潜能(ODP)和全球变暖潜能(GWP)均为零,是一种极好的环保型制冷剂,是 R11、R12 以及过渡替代制冷剂 R22、R123a 和 R134a 无法相比的。为此,世界制冷工程界对氨的扩大使用正在研究之中,主要解决将氨致命缺点的影响降低以及安全保护措施。只有解决了上述安全问题,氨制冷机才能在民用建筑中使用。所以,当前只有在已经使用氨制冷的冷库中需空气调节的房间可采用氨冷水机组为冷源。必须满足本条所规定的两个条件。

#### 7.2.4 氨制冷的安全措施。

目前我国还没有生产整体式氨冷水机组,国外有这类产品,如果有特殊情况采用这种机型时,必须满足本条的规定,主要目的也是为了安全。

### 7.3 热 泵

#### 7.3.1 空气源热泵冷(热)水机组选型原则。新增条文。

本条提出选用空气源热泵冷(热)水机组时应注意的问题:

1 空气源热泵机组的耗电量较大,价格也高,选型时应优选机组性能系数较高的产品,以降低投资和运行成本。此外,先进科学的融霜技术是机组冬季运行的可靠保障。机组冬季运行时,换热盘管温度低于露点温度时,表面产生冷凝水,冷凝水低于 0℃ 就会结霜,严重时就会堵塞盘管,明显降低机组效率,为此必须除霜。除霜方法有多种,包括原始的定时控制、温度传感器控制和近几年发展的智能控制,最佳的除霜控制应是判断正确,除霜时间短,做到完美是很难的。设计选型时应进一步了解机组的除霜方式、通过比较判断后确定。

2 机组多数安装在屋面,应考虑机组噪声对周边建筑环境的影响,尤其是夜间运行,若噪声超标不但会遭到投诉,还会被勒令

停止运行。

3 在北方寒冷地区采用空气源热泵机组是否合适,根据一些文献分析和对北京、西安、郑州等地实际使用单位的调查。归纳意见如下:

(1) 日间使用,对室温要求不太高的建筑可以采用;

(2) 室外计算温度低于 $-10^{\circ}\text{C}$ 的地区,不宜采用;

(3) 当室外温度低于空气源热泵平衡点温度(即空气源热泵供热量等于建筑耗热量时的室外计算温度)时,应设置辅助热源。在辅助热源使用后,应注意防止冷凝温度和蒸发温度超出机组的使用范围。

以上仅从技术角度指出了空气源热泵在寒冷地区的使用,设计时还需从经济角度全面分析。在有集中供热的地区,就不宜采用。

国外一些公司已推出适用于低温环境( $-10\sim-15^{\circ}\text{C}$ )运行的机组,为在寒冷地区推广应用空气源热泵创造了条件。同时,空气源热泵还可以拓宽现有的应用途径,例如和水源热泵串联应用,为低温热水辐射采暖系统提供热源等等。

我国幅员辽阔、气温差异较大,对空气源热泵的应用应按可靠性与经济性为原则因地制宜地结合当地的综合条件而确定。

### 7.3.2 空气源热泵冷(热)水机组制热量计算。新增条文。

热泵制热量的标准工况是按干球温度 $7^{\circ}\text{C}$ 、湿球温度 $6^{\circ}\text{C}$ 制定的。在相同出水温度的情况下,热泵机组的制热量随空气干球温度的降低而减小。不同温度和相对湿度对工况下的实际制热量修正系数在各品牌的热泵样本中已列出,选型时应按所在地区空气调节室外计算温度选取。在产品样本中,热泵的制热量仅是瞬时热量。当盘管表面温度低于 $0^{\circ}\text{C}$ 时,盘管上的凝结水就会结霜、结冰、机组效率迅速下降,达到规定限度时,进行一个融霜循环。机组融霜过程中,停止供热,水温已经下降,这期间机组又从水系统中吸收热量用于除霜,又进一步降低水温。一般除霜周期为3min,等于停机6min,即为 $1/10\text{h}$ ,所以一次除霜时机组应乘以

0.9的系数。

### 7.3.3 水源热泵设计选型时应注意的原则。新增条文。

水源热泵空气调节系统的应用在北美及北欧等国家已相当普遍与成熟,但我国还处于起步阶段。虽然已有一些工程在使用,据调查,存在不少问题,原因在于搞好水源热泵空气调节系统设计不完全取决于设备的质量与系统的设计,更关键的是要水文地质资料的正确性,机组运行时水源的可靠性与稳定性。

1 在工程方案设计时,通常可假设所使用的水源温度计算出机组所需的总水量,然后进行技术经济比较。在确定采用水源热泵系统后,应按以下步骤进行:用地下水为水源时,应首先在工程所在地盘完成试验井、测出水量、水温及水质资料,然后按工程冷、热负荷及所选的机组性能、板换的设计温差确定需要水源的总水流量,最后决定地下井的数量和位置。采用地表水时,还应注意冬夏水温的变化及水位涨落的变化。

2 充足稳定的水量、合适的水温、合格的水质是水源热泵系统正常运行的重要因素。机组冬、夏季运行时对水源温度的要求不同,一般冬季不宜低于 $10^{\circ}\text{C}$ 、夏季不宜高于 $30^{\circ}\text{C}$ ,采用地表水时应特别注意。有些机组在冬季可采用低于 $10^{\circ}\text{C}$ 的水源,但使用时应进行技术经济比较。关于水质,在目前还未设有机组产品标准的情况下,可参照下列要求: $\text{pH}$ 值为 $6.5\sim 8.5$ , $\text{CaO}$ 含量 $< 200\text{mg/L}$ ,矿化度 $< 3\text{g/L}$ , $\text{Cl}^{-}$  $< 100\text{mg/L}$ , $\text{SO}_4^{2-}$  $< 200\text{mg/L}$ , $\text{Fe}^{2+}$  $< 1\text{mg/L}$ , $\text{H}_2\text{S}$  $< 0.5\text{mg/L}$ ,含砂量 $< 1/200000$ 。

3 水源的供给分直接供水和间接供水(即通过板式换热器换热)。采用间接供水,可保证机组不受水源水质不好的影响,减少维修费用和延长使用寿命,尤其是采用小型分散式系统时,必须采用间接式供水。当采用大、中型机组,集中设置在机房时,可视水源水质情况确定。如果水质符合标准,不需采取处理措施时,可采用直接供水。

### 7.3.4 水源热泵使用水资源的要求。新增条文。强制条文。

关于采用地下水,国家早有严格的规定,除《中华人民共和国水法》、《城市地下水开发利用保护管理规定》等法规外,2000年国务院发布了《要求加强城市供水节水和水污染防治工作的通知》,要求加强地下水资源开发利用的统一管理;保护地下水资源,防止因抽水造成地面下沉,应采取人工回灌工程等。由于几十年的大范围抽取地下水,对水资源管理不规范,回灌技术差,已造成我国地下水资源严重破坏。因此,在设计时,应把回灌措施视为重点工程,这项工作不做好,有朝一日,采用地下水的水源热泵也就会在国内寿终正寝。

**7.3.5 地下埋管换热器和地表水盘管换热器时的设计要素。新增条文。**

地下埋管换热器的水源热泵,因为节能、对建筑环境热污染和噪声污染小,所以在欧美国家受到重视并作为研究重点。这种系统避免了地下水、地表水系统所必须的水质处理和设置板式换热器以及回灌等一系列装置。

一般设计方法为先根据建筑周边土地确定布置方案,地下埋管换热器可以为立式(U形单、双管,并联或串联)和卧式(单、双管和四管),然后计算流量、管径和长度。

这种系统的设计和计算是比较复杂的,土壤的热物性(密度、含水率、空隙比、饱和度、比热容、导热系数等)是设计的基本参数。土壤传热特性、温度及其变化、冻结与解冻规律等是计算的重要依据。这些数据可通过计算和测试解决。在美国已有较系统完整的设计手册、计算方法及计算软件、还有各城市地下土壤温度选择数据,使地下埋管换热器的设计和计算既方便又准确。我国对这一新技术还处于开发研究阶段,当前设计上还缺乏可靠的土壤热物性有关数据和正确的计算方法。在工程实施中宜由小型建筑起步,不断总结完善设计与施工的经验。

关于地表水换热器就是在水体中放入盘管的闭式环路水源热泵系统,在国内还未应用过,投资比开式系统要高,设计计算的关

键是掌握水体不同深度全年温度的变化曲线。

地下埋管换热器和水中盘管换热器一般采用高密度聚乙烯管和聚丁烯管。

### 7.3.6 水环热泵空气调节系统的设计要求。新增条文。

1 循环水的温度范围,是根据热泵机组的正常工作范围、冷却塔的处理能力和使用板式换热器时的水温升确定的。为使水温保持在这个范围内,需设置温度控制装置,用水温控制辅助加热装置和排热装置的运行。

2 由于热泵机组换热器对循环水水质有较高的要求,一般不允许直接采用与大气直接接触的开式冷却塔。采用闭式冷却塔能够保证水质且系统简单,但价格较高(为开式冷却塔的2~3倍)、重量较大(为开式冷却塔的4倍左右),我国目前产品较少;采用换热器和开式冷却塔的系统,也可以保证流经热泵机组的水质,但多一套循环水系统,系统较复杂且增加了水泵能耗;因此需经技术经济比较后确定循环水系统方案,一般认为系统较小时可采用闭式冷却塔。

3 水环热泵空气调节系统的最大优势是冬季可减少热源供热量,但要考虑白天和夜间等不同时段的需热和余热之间的热平衡关系,经分析计算确定其数值。

## 7.4 溴化锂吸收式机组

### 7.4.1 溴化锂吸收式机组的选型。新增条文。

采用饱和水蒸气和热水为热源的溴化锂吸收式冷水机组有单效机组、双效机组和热水机组三种形式,其蒸汽单、双效机组的蒸汽耗量指标见本规范第7.4.3条。

### 7.4.2 直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组的燃料选择。新增条文。

天然气是直燃机的最佳能源,在无天然气的地区宜采用人工煤气或液化石油气。用油时,目前都采用0号轻柴油而不用重柴

油,因为重柴油黏度大,必须加热输送。在温暖地区可在重柴油中加入 20%~40%轻柴油,输送时可不加热。重柴油对设计、管理都带来不便,因此不宜采用。

### 7.4.3 溴化锂吸收式机组名义工况下的性能参数。新增条文。

设计选择溴化锂吸收式机组时,其性能参数应符合国家标准《蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组》(GB/T 18431)和《直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组》(GB/T 18362)的规定值,见表 7。

表 7 溴化锂吸收式冷(温)水机组的性能参数

机型	名义工况		性能参数			
	冷(温)水进 出口温度(℃)	冷却水进 出口温度(℃)	蒸汽压力 (MPa)	单位制冷量蒸汽耗量 kg/(kW·h)	性能系数	
					制冷	供热
蒸汽单效	12~7	30~35	0.1	2.35	—	—
蒸汽双效	18~13	30~35	0.25	1.40	—	—
			0.4		—	—
	12~7		0.6	1.31	—	—
			0.8	1.28	—	—
直燃	12~7	30~35	—	—	≥1.10	—
	出口 60		—	—	—	≥0.90

注:直燃机的性能系数为:制冷量(供热量)/加热源消耗量(以低位热值计)+电力消耗量。

从表 7 中可见,双效机组的耗汽量比单效少很多。目前,国内主要生产厂家提供的产品均为双效机组。而热水机组也仅是单效机组,单效机组存在体积大、效率低的缺点,所以一般采用较少,如果有合适的废汽余热时,也可采用单效机组。

### 7.4.4 选用直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组的原则。新增条文。

直燃机组的供热量一般为供冷量的 80%(按各生产厂及型号不同大致在 75%~85%),这是标准的配置,也是较经济合理的配置,选择标准型当然是最经济合理的,我国多数地区(需要供应生

活热水除外)都能满足要求。当热负荷大于机组供热量时,用加大机组型号的方法是不可取的,因为要增加投资、降低机组效率。加大高压发生器和燃烧器虽然可行,但也应有限制,否则会影响机组高、低压发生器的匹配,同样造成低效,导致能耗增加。

#### 7.4.5 溴化锂吸收式冷(温)水机组的冷(热)量修正。

虽然近年来溴化锂吸收式机组在保持真空度、防结垢、防腐等方面采取了多方位有效措施,产品质量大为提高,但真正做好、管理好还是有一定难度的。因为溴化锂吸收式机组都是由换热器组成,结垢和腐蚀的影响很大。从某些工程运行的情况看,因结垢、腐蚀造成的冷量衰减现象仍然存在。至于如何修正,可根据水质及水处理的实际状况确定。

#### 7.4.6 溴化锂吸收式三用直燃机的选型要求。新增条文。

三用机可以有以下几种用途:

- 1 夏季:单供冷、供冷及供生活热水。
- 2 春秋季:供生活热水。
- 3 冬季:采暖、采暖及供生活热水。

有如此多的用途,三用机受到业主的欢迎。由于在设计选型中存在一些问题,致使在实际工程使用中出现不尽如人意之处。分析原因是:

- 1 对供冷(温)和生活热水未进行日负荷分析与平衡,由于机组能量不足,造成不能同时满足各方面的要求。
- 2 未进行各季节的使用分析,造成不经济、不合理运行、效率低、能耗大。
- 3 在供冷(温)及生活热水系统内未设必要的控制与调节装置,管理无法优化,造成运行混乱,达不到使用要求,以致运行成本提高。

直燃机是价格昂贵的设备,尤其是三用机,要搞好合理匹配,系统控制,提高能源利用率是设计选型的关键。当难以满足生活热水供应要求、又影响供冷(温)质量时,即不符合本条和本规范第

7.4.3 条的要求时,应另设专用热水机组提供生活热水。

**7.4.7 溴化锂吸收式机组的水质要求及直燃型机组的储油、供油、燃气系统的设计要求。新增条文。**

吸收式机组对水质的要求较高,必须满足国家现行有关标准的要求,对热水、生活用水及冷却水都应进行处理。以防止和减少对机组换热管的结垢和腐蚀。

直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组储油、供油、燃气供应及烟道的设计,应符合国家现行标准、规范《锅炉房设计规范》(GB 50041)、《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045)、《建筑设计防火规范》(GB 50016)、《城镇燃气设计规范》(GB 50028)、《工业企业煤气安全规程》等的要求。

## 7.5 蓄冷、蓄热

**7.5.1 蓄冷(热)空气调节系统的选择。新增条文。**

不少建筑的空气调节系统都是间歇运行(一般间歇时间均在夜间)。尤其负荷量大又常发生突变的建筑,如比赛场馆、商场、剧场等。若使用常规空气调节系统,制冷机容量过大而且闲置现象严重。为了解决这个普遍存在的问题,又同时照顾到最大负荷的要求。采用蓄能空气调节系统是很好的办法,既可为电网运行削峰填谷,又可为用户节约可观的运行费。冰蓄存的冷量不但可以调节稳定供水温度,而且可以起到备用应急冷源的作用。

**7.5.2 蓄冷、蓄热系统的负荷计算。新增条文。**

与常规空气调节系统不同,一个蓄冷、蓄热系统,必须以一个蓄能用能周期(一般为一个典型设计日 24h 的逐时负荷)为依据,以确定各种蓄冷、蓄热方案中的制冷机、蓄能装置、加热装置、换热器、水泵等设备的容量。这就需要逐时平衡各项蓄能与供能的数量,以确保空气调节系统的逐时要求。同时,通过充分利用电网低谷时段的电力,为用户尽可能节约运行费用。

全天逐时负荷计算方法与空气调节典型设计日逐时负荷计算

方法相同,可以根据国内有关研究单位或厂家提供的负荷计算程序和能量分析程序进行计算,也可用以下估算法进行计算:

1 平均法:日总冷负荷可按下式计算:

$$Q' = \sum_{i=1}^{24} q_i = n \cdot m \cdot q_{\max} = n \cdot q_p \quad (13)$$

$$Q = (1+k)Q' \quad (14)$$

- 式中  $Q$ ——设备选用日总负荷(kW·h);  
 $Q'$ ——设备计算日总负荷(kW·h);  
 $q_i$ —— $i$ 时刻空气调节冷负荷(kW);  
 $q_{\max}$ ——设计日最大小时冷负荷(kW);  
 $q_p$ ——设计日平均小时冷负荷(kW);  
 $n$ ——设计日空气调节运行小时数(h);  
 $m$ ——平均负荷系数,等于设计日平均小时冷负荷与最大小时冷负荷之比,宜取 0.7~0.8;  
 $k$ ——考虑水泵,管道及蓄冷装置等温升引起的附加冷负荷系数,可取为 0.05~0.08。

2 系数法:以最大小时负荷为依据,乘以各逐时负荷所占的比例系数,从而计算出各逐时空气调节负荷。

### 7.5.3 冰蓄冷系统形式的选择。新增条文。

根据制冷机和蓄冰装置在系统中的相互关系,蓄冷系统形式,分为并联系统和串联系统。采用串联系统,取冷时载冷剂在系统中经两次换热,可以取得较大温差,节省输送能耗,如果蓄冰装置取冷温度稳定,宜将冷机置于上游,可以提高出液温度,则更为经济。

### 7.5.4 选择载冷剂的要求。新增条文。

蓄冰系统中常用的载冷剂是乙烯乙二醇水溶液,其浓度愈大凝固点愈低(见表 8)。一般制冰出液温度为 $-6\sim-7^{\circ}\text{C}$ ,蓄冰需要其蒸发温度为 $-10\sim-11^{\circ}\text{C}$ ,因此希望乙烯乙二醇水溶液的凝固温度在 $-11\sim-14^{\circ}\text{C}$ 之间。所以常选用乙烯乙二醇水溶液体积

浓度为 25% 左右。

**表 8 乙烯乙二醇水溶液浓度与相应凝固点及沸点**

乙二醇	质量 (%)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	体积 (%)	0	4.4	8.9	13.6	18.1	22.9	27.7	32.6	37.5	42.5	47.5	52.7	57.8
沸点 (100.7kPa)(°C)			100	100.6	101.1	101.7	102.2	103.3	104.4	105.0	105.6	—	—	—
凝固点(°C)		0	-1.4	-3.2	-5.4	-7.8	-10.7	-14.1	-17.9	-22.3	-27.5	-33.8	-41.1	-48.3

### 7.5.5 乙烯乙二醇水溶液膨胀箱及其补液设备。新增条文。

乙烯乙二醇水溶液系统的溶液膨胀箱,容量计算原则与水系统中的膨胀水箱相同,存液和补液设备一般由存液箱和补液泵组成,存液箱兼做配液箱使用。补液泵扬程、存液箱容积按本规范第 6.4.11、第 6.4.12 条的有关规定计算确定。对冰球式系统尚应考虑冰球结冰后的膨胀量。

### 7.5.6 乙烯乙二醇水溶液管路的水力计算。新增条文。

由于乙烯乙二醇水溶液的物理特性与水不同,与水相比,其密度和黏度均较大,而热容量较小,故对一般水力计算得出的水管阻力、溶液流量均应进行修正。

### 7.5.7 载冷剂管路系统的设计要求。新增条文。

1 蓄冷系统的载冷剂一般选用乙烯乙二醇水溶液,遇锌会产生絮状沉淀物。

2 由载冷剂乙烯乙二醇水溶液直接进入空气调节系统末端设备时,要求空气调节水管路系统安装后确保清洁、严密,而且管材不得选用镀锌管材。

3 载冷剂乙烯乙二醇水溶液管高处,与水系统一样会有空气集存,应予以即时排除。

4 载冷剂乙烯乙二醇水溶液远比水的投资高,应随时予以收集再利用。

5 多台并联的蓄冰装置采用并联连接时设置流量平衡阀是

为了保证每台蓄冰装置流量分配均衡,从而实现均匀蓄冷和取冷。

6 开式系统应防止回液(水)倒灌,以免造成大量回液从开式槽溢流损失。可在回液上安装压力传感器,当循环泵停止运行时,压力传感器会令电动阀立即关闭,防止高处溶液下流,循环泵开始运行时,系统高处空气全部排出,压力恢复正常会令电动阀打开保证正常运行。

7 载冷剂系统中的阀门性能非常重要,它们直接影响系统中各种运行工况之间的正确转换,而且要确保在制冰工况下,防止低温溶液进入板式换热器,引起用户侧不流动的水冻结,破坏板式换热器的结构。

8 一个冰蓄冷系统,常用的运行工况有:蓄冰、蓄冰装置单独供冷、制冷机单独供冷、制冷机与蓄冰装置联合供冷等。实现工况转换宜配合自动控制。

#### 7.5.8 蓄冰装置的蓄冷特性。新增条文。

蓄冷装置种类很多,蓄冷与取冷的机理也各不相同,因而其性能特征不同。

蓄冷特征包括两个内容,即为保证在电网的低谷时段,一般约为7~9时,完成全部冷量的蓄存,应能提供出的两个必要条件:

1 确定制冷机在制冰工况下的最低运行温度(一般为 $-4\sim-8^{\circ}\text{C}$ ),用以计算制冷机的运行效率。

2 根据最低运行温度及保证制冷机安全运行的原则,确定载冷剂的浓度(一般为体积浓度 $25\%\sim 30\%$ )。

#### 7.5.9 蓄冰装置的取冷特性。新增条文。

对用户及设计单位来说,蓄冰装置的取冷特性是非常重要的,因为所选蓄冰装置在融冰取冷时,冷水温度能否保持、逐时取冷量能否保证,是一个空气调节系统稳定运行的前提条件之一。所以,蓄冰装置的完整取冷特性曲线中,应能明确给出装置逐时可取出的冷量(常用取冷速率来表示和计算)及其相应的溶液温度。

对取冷速率,通常有两种定义法:

其一,取冷速率是单位时间可取出的冷量与蓄冰装置名义总蓄冷量的比值,以百分数表示(一般冰盘管式蓄冰装置,均按此种方法给出);

其二,取冷速率是某单位时间取出的冷量与该时刻蓄冰装置内实际蓄存的冷量的比值,以百分数表示(一般封装式蓄冰装置,均按此种方法给出)。

由于定义不同,在相同取冷速率时,实际上取出的冷量并不相等。因此,在选择产品时,务必首先了解清楚其定义方法。

#### 7.5.10 设备容量的确定。附录 H 的引文。新增条文。

全负荷蓄冰系统初投资最大,占地面积大、但运行费最节省。部分负荷蓄冰系统则既减少了装机容量,又有一定蓄能效果,相应减少了运行费用。附录 H 中所指一般空气调节系统运行周期为 1 天 24h,实际工程(如教堂)使用周期可能是一周或其他。

一般产品规格和工程说明书中,常用蓄冷量量纲为( $RT \cdot h$ )冷吨时,它与标准量纲的关系为:

$$1RT \cdot h = 3.517kW \cdot h$$

#### 7.5.11 蓄冰和少量连续空气调节负荷。新增条文。

由于空气调节系统较小,其中少量连续空气调节负荷,不易选出合适的冷机来负担,同时考虑到整个系统的简化,因此宜选用在大系统制冰工况下,在环路中增设小循环泵取冷管路,保证少量连续空气调节负荷用冷需求。当然,制冰机出力应将之考虑在内。

#### 7.5.12 加装基载制冷机。新增条文。

一般制冷机在制冰工况下效率比较低,连续空气调节负荷可以让冷机在空气调节工况下连续运行解决供冷,以保证制冷机的运行效率永远最高。即在系统中增设基载制冷机按空气调节工况运行来负担这部分负荷,以保证系统运行更为节能与节省运行费。当然,制冰冷机和蓄冰装置容量计算中不需考虑这部分负荷。

#### 7.5.13 蓄冰空气调节系统供回水参数。新增条文。

1 一般封装冰或盘管式内融冰蓄冰设备提供的载冷剂温度均可达到 $4\sim 6^{\circ}\text{C}$ ,经过板式换热可为常规空气调节系统提供 $7\sim 12^{\circ}\text{C}$ 的冷水。

2 若空气调节系统需要的水温较低或需要大温差供水时,蓄冰系统宜采用串联形式。载冷剂在系统中可经过两次换热,以保证取得系统所需要的较大温差。

3 商业建筑密集的地区,采用区域供冷更为经济、方便。

#### 7.5.14 共晶盐相变材料蓄冷。新增条文。

作为蓄冰装置,不论其发生相变的材料是水或其他共晶盐,要求蓄冷和取冷特性应同样满足本规范要求。

水最适于作首选的相变材料,但其相变结冰温度有限,只能在 $0^{\circ}\text{C}$ 时进行,因此要求制冷机必须在双工况下工作。制冰时蒸发器出液温度需降至 $-5\sim -8^{\circ}\text{C}$ ,致使制冷效率大幅度下降。如果制冷机不便于实现双工况下工作,而又想利用蓄冷系统,则必须利用相变材料。为配合一般制冷机工作,常选相变温度为 $4\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。若为特殊工艺服务,如食品、制药等行业,可根据要求选用不同相变温度。

#### 7.5.15 水蓄能系统设计。新增条文。

1 为防止蒸发器内水的冻结,一般制冷机出水温度不宜低于 $4^{\circ}\text{C}$ ,而且 $4^{\circ}\text{C}$ 水密度最大,便于利用温度分层蓄存。通常可利用温差为 $6\sim 7^{\circ}\text{C}$ ,特殊情况利用温差可达 $8\sim 10^{\circ}\text{C}$ 。

2 水池蓄冷、蓄热系统的设计,关键是要尽量提高水池的蓄能效率,因此,蓄冷、蓄热水池容积不宜过小,以免传热损失所占比例过大,并应尽量减少水池内冷热水的渗混。如水池保温和内壁的处理,进出水口的布置等。形式可以多种多样,结构可以是钢结构或混凝土结构。

3 一般开式蓄热的水池,蓄热温度应低于 $95^{\circ}\text{C}$ ,以免汽化。热水不能用于消防,故不应与消防水池合用。

4 由于一般蓄能槽均为开式系统,管路设计一定要配合自动

控制,防止水倒灌和管内出现真空(尤其对蓄热水系统)。

5 当以蒸汽或高压过热水蓄热时,应与锅炉厂配合,选用特制闭式钢结构蓄热罐。

## 7.6 换热装置

7.6.1 换热器的设置。新增条文。

空气调节系统的供水温度一般在 $45\sim 60^{\circ}\text{C}$ 之间,城市或区域性热源都是中、高温水或高压蒸汽,所以必须设换热器进行二次供热,才能满足空气调节系统供水水温及压力的要求。

7.6.2 换热器选型原则。新增条文。

目前可选用的换热器,品种繁多,某些产品样本所列参数,选型表格所列数据并非真实可靠,以样本中的传热系数来区别产品的先进与否也较困难,因为传热系数计算极其复杂,变化因素很多,与一、二次热源的温度、流速及诸多热工系数的取值有关。在一些换热器样本中,对传热系数的标注均不相同,如 $3000\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 、 $4000\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 、 $3000\sim 7000\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 等等,从这些数据,难以判断产品的先进性,因此,在选型时,应按生产厂的技术实力、生产装备、样本资料的科技含量、市场占有率、用户反应等情况综合考虑。

7.6.3 换热器容量计算。新增条文。

换热器的容量必须根据计算的热负荷进行选择,其台数与单台的供热能力应满足热负荷的使用需求、分期增长的计划及考虑热源可靠稳定性等因素。

7.6.4 凝结水的回收。新增条文。

采用汽水换热器时,回收凝结水是国家节能政策和规范的一贯要求,一些单位由于凝结水回收装置设计或管理上存在问题,造成能源的大量浪费。一般蒸汽热网用户宜采用闭式凝结水回收系统,热力站应采用闭式凝结水箱。当凝结水量小于 $10\text{t}/\text{h}$ 或距热源小于 $500\text{m}$ 时,可用开式凝结水回收系统。

## 7.7 冷却水系统

### 7.7.1 冷却水的循环使用和热回收。新增条文。

随着空气调节冷源技术的发展和节水的要求,冷却水系统已不允许直流。冷水机组的冷凝废热也应通过冷却水尽量得到利用,例如,夏季可作为生活热水的预热热源,并宜在冷季充分利用冷却塔冷却功能进行制冷等。

### 7.7.2 冷却水水温。

1 冷却水最高温度限制应根据压缩式冷水机组冷凝器的允许工作压力和溴化锂吸收式冷(温)水机组的运行效率等因素,并考虑湿球温度较高的炎热地区冷却塔的处理能力,经技术经济比较确定。本规范参考有关标准提供的数值,并针对目前空气调节常用设备的要求进行了简化和统一,规定不宜高于 $33^{\circ}\text{C}$ 。

2 冷却水水温不稳定或过低,会造成制冷系统运行不稳定、影响节流过程的正常进行、吸收式冷(温)水机组出现结晶事故等,所以增加了对一般冷水机组冷却水最低水温的限制(不包括水源热泵等特殊系统的冷却水),本规范参照了有关标准中提供的数值。随着冷水机组技术配置的提高,对冷却水进口最低水温的要求也会有所降低,必要时可参考生产厂具体要求。调节水温的措施包括控制冷却塔风机、控制供回水旁通水量等。

3 第3款是修改原规范第6.2.3条内容,主要是增加了溴化锂吸收式冷(温)水机组的数据。电动压缩式冷水机组的冷却水进出口温差,是综合考虑了设备投资和运行费用、大部分地区的室外气候条件等因素,推荐了我国工程和产品的常用数据。吸收式冷(温)水机组的冷却水因为经过吸收器和冷凝器两次温升,进出口温差比压缩式冷水机组大,推荐的数据是按照我国目前常用产品要求确定的。当考虑室外气候条件可采用较大温差时,应与设备生产厂配合选用非标准工况冷却水流量的设备。

4 本规范参照的是现行国家产品标准《蒸汽压缩循环冷水

(热泵)机组工商业用和类似用途的冷水(热泵)机组》(GB/T 18430.1)、《直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组》(GB/T 18362)、《蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组》(GB/T 18431)中,关于冷水机组的正常使用范围的规定,见表9。

**表9 国家标准推荐的使用范围的有关数据**

冷水机组类型	冷却水进口最低温度(℃)	冷却水进口最高温度(℃)	冷却水流量范围(%)	名义工况冷却水进出口温差(℃)	标准号
电动压缩式	15.5	33		5	GB/T 18430.1
直燃型吸收式		—		5~5.5	GB/T 18362
蒸汽单效型吸收式	24	34	60~120	5~8	GB/T 18431
蒸汽双效和热水型吸收式				5~6	

### 7.7.3 冷却水水质。

1 由于补充水的水质和系统内的机械杂质等因素,不能保证冷却水系统水质,尤其是开式冷却水系统与空气大量接触,造成水质不稳定,产生和积累大量水垢、污垢、微生物等,使冷却塔和冷凝器的传热效率降低,水流阻力增加,卫生环境恶化,对设备造成腐蚀。因此,为稳定水质,规定应采取相应措施。

2 办公楼各电算机房专用水冷整体式空气调节器、分户或分区设置的水源热泵机组等,这些设备内换热器要求冷却水洁净,一般不能将开式系统的冷却水直接送入机组。

### 7.7.4 冷却水循环泵的选择。新增条文。

为保证流经冷水机组冷凝器的水量恒定,要求冷却水循环泵台数和流量应与冷水机组相对应,但小型分散的水冷柜式空气调节器、小型户式冷水机组等可以合用冷却水系统;除全年要求冷水机组连续运行的重要工程外,不要求设备用泵。

冷却塔的进水压力要求,包括系统阻力、系统所需扬水高差、有布水器的冷却塔和喷射式冷却塔等进水口要求的压力。

### 7.7.5 冷水机组和冷却水泵之间的连接方式和保证冷凝器水流量恒定的措施。新增条文。

冷却水泵和冷水泵相同,与冷水机组之间都有一对一连接和通过共用集管连接两种接管方式;为使正常运行的冷水机组所需水量不分流,冷凝温度稳定,冷水机组正常工作,共用集管接管时宜设电动阀且与冷水机组和冷却水泵联锁。参见本规范 6.4.8 的条文说明。

### 7.7.6 冷却塔的设置要求。新增条文。

1 同一型号的冷却塔,在不同的室外湿球温度条件和冷水机组进出口温差要求的情况下,散热量和冷却水量也不同,因此,选用时需按照工程实际,对冷却塔的标准气温和标准水温降下的名义工况下冷却水量进行修正,使其满足冷水机组的要求,但不要求备用。

2 有旋转式布水器或喷射式等对进口水压有要求的冷却塔需保证其进水量,所以应和循环水泵相对应设置,详见本规范第 7.7.8 条的条文说明。

3 为防止冷却塔在  $0^{\circ}\text{C}$  以下,尤其是间断运行时结冰,应选用防冻型冷却塔,并采用在冷却塔底盘和室外管道设电加热设施等防冻措施。

4 冷却塔的设置位置不当,直接影响冷却塔散热量,且对周围环境产生影响;另外由冷却塔产生火灾,也是工程中经常发生的事故。因此做出相应规定。

### 7.7.7 并联冷却塔管路的流量平衡。新增条文。

在并联冷却塔之间设置平衡管或公用连通水槽,是为了避免各台冷却塔补水和溢水不均衡,造成浪费。另外,冷却塔进出水管道设计时,也应注意管道阻力平衡,以保证各台冷却塔要求的水量。

### 7.7.8 并联冷却塔的水量控制。新增条文。

冷却塔的旋转式布水器靠出水的反作用力推动运转,因此,需

要足够的水量和约 0.1MPa 水压,才能够正常布水;喷射式冷却塔的喷嘴也要求约 0.1~0.2MPa 的压力。当并联冷却水系统中一部分冷水机组和冷却水泵停机时,系统总循环水量减少,如果平均进入所有冷却塔,每台冷却塔进水量过少,会使布水器或喷嘴不能正常运转,影响散热;冷却塔一般远离冷却水泵,如采用手动阀门控制十分不便;因此,要求共用集管连接的系统应设置能够随冷却水泵频繁动作的自控阀门,在水泵停机时关断对应冷却塔的进水阀,保证正在工作的冷却塔的进水量。为防止无用的补水和溢水或冷却塔底抽空。无集水箱或连通管、连通水槽时,并联冷却塔出水管上也应设电动阀。而一般横流式冷却塔只要回水进入布水槽就可靠重力均匀下流,进水所需水压很小( $\leq 0.05\text{MPa}$ ),且常常以冷却塔的多单元组合成一台大塔,共用布水槽和集水盘,因此没有水量控制的要求。

### 7.7.9 冷却水的补水量和补水点。新增条文。

1 开式冷却水损失量占系统循环水量的比例计算或估算值:蒸发损失为每 $^{\circ}\text{C}$ 水温降 0.185%;飘逸损失可按生产厂提供数据确定,无资料时可取 0.3%~0.35%;排污损失(包括泄漏损失)与补水水质、冷却水浓缩倍数的要求、飘逸损失量等因素有关,应经计算确定,一般可按 0.3%估算。计算冷却水补水量的目的是为了确定补水管管径、补水泵、补水箱等设施,可以采用以上估算数值。

2 补水点位置应按是否设置集水箱确定。

集水箱的作用如下:

- (1)可连通多台并联运行的冷却塔,使各台冷却塔水位平衡;
- (2)可减少冷却塔底部存水盘容积及塔的运行重量;
- (3)冬季使用的系统,停止运行时,冷却塔底部无存水,可以防止静止的存水冻结;
- (4)可方便地增加系统间歇运行时所需存水容积,使冷却水循环泵能够稳定工作,详见本规范第 7.7.10 条的条文说明;

(5)为多台冷却塔统一补水、排污、加药等提供了方便操作的条件等。

设置水箱也存在占据机房面积、水箱和冷却塔高差过大时浪费电能等缺点。因此,是否设置集水箱应根据工程具体情况确定,这里不做规定。

#### 7.7.10 间歇运行的冷却水系统的存水量。新增条文。

间歇运行的冷却水系统,在系统停机后,冷却塔填料的淋水表面附着的水滴落下来,一些管道内的水容量由于重力作用,也从系统开口部位下落,系统内如没有足够的容纳这些水量的容积,就会造成大量溢水浪费;当系统重新开机时,首先需要一定的存水量,以湿润冷却塔干燥的填料表面和充满停机时流空的管道空间,否则会造成水泵缺水进气空蚀,不能稳定运行。

不设集水箱采用冷却塔底盘存水时,底盘补水水位以上的存水量应不小于冷却塔布水槽以上供水水平管道内的水容量,以及湿润冷却塔填料等部件所需水量;当冷却塔下方设置集水箱时,水箱补水水位以上的存水容积除满足上述水量外,还应容纳冷却塔底盘至水箱之间管道等的水容量。

湿润冷却塔填料等部件所需水量应由冷却塔生产厂提供,根据资料介绍,经测试,逆流塔约为冷却塔标称循环水量的1.2%,横流塔约为1.5%。

#### 7.7.11 集水箱的设置位置。新增条文。

当冷却塔设置在多层或高层建筑的屋顶时,集水箱如设置在底层,不能利用高位冷却塔的位能,过多地增加循环水泵的扬水高度和电力消耗,不符合节能原则。

## 7.8 制冷和供热机房

### 7.8.1 制冷和供热机房(不含锅炉房、包含无压热水机房及换热间)的布置和要求。

1 主要从当前使用的设备和21世纪现代建筑出发,提出应

有现代化机房的要求。机房的位置可按本条要求并结合实际情况确定,但应符合尽量靠近负荷中心的要求(尤其是建筑群),主要是避免环路长短不均,难以平衡,造成供冷(热)质量不良,增加投资和能耗。

2 水泵是否和主机分室设置,应视水泵的质量和噪声决定,若选用 1450r/min 及以下的水泵或新型低噪声水泵可不另设水泵间。经调查,近几年国产优质水泵噪声较低,与进口主机设在同一机房内时,主机噪声大于水泵噪声。

3 空气调节系统控制应设控制室,室内设控制柜,用于控制机房及末端设备系统的中央(微机)工作站。这是机房控制的发展方向,目前不少工程已经实现和正在实施,是提高设备与系统管理水平、保障空气调节质量、节能运转,现代化管理的必然方向。

4 机房内设备先进,同样机房也应是清洁、明亮的,应彻底改变过去机房形象差的现状。为此,提出了机房对地面材料、照明、给排水等方面的要求。

### 7.8.2 机房设备布置要求。

按当前常用的机型做了最小间距的规定。在设计布置时还是应尽量紧凑、不应宽打窄用、浪费面积,根据实践经验、设计图面上因重叠的管道摊平绘制,管道甚多,看似机房很挤,完工后却较宽松。所以,按本条规定的间距设计一般不会拥挤。

### 7.8.3 氨制冷机房的要求。强制条文。

本条从安全角度考虑,当采用氨制冷时,是机房必需考虑的内容。

### 7.8.4 直燃机房设计。新增条文。

直燃机房的设计除机房布置和管路系统外,还包括室外储油罐、供回油系统、室内日用油箱及油路系统(或燃气系统)、排烟管道系统、消防及通风等方面,较为复杂,关键是处理好安全、环保问题。银川燃油锅炉房爆炸就是因设计差错和管理失职造成的,所以必须非常重视安全问题。以上各项设计涉及到的规范较多,应

按国家现行标准《建筑设计防火规范》(GB 50016)、《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045)、《城镇燃气设计规范》(GB 50028)等的有关规定综合考虑协调解决。设计图应报消防部门审查通过。

## 7.9 设备、管道的保冷和保温

### 7.9.1、7.9.2 设备和管道的保冷和保温。

由于空气调节系统需要保冷、保温的设备和管道种类很多,本条仅原则性地提出应该保冷、保温的部位和要求。

特别需要指出的是,水源热泵系统的水源环路应根据当地气象参数做好保冷(温)或防凝露措施。

### 7.9.3 对设备和管道保冷、保温材料的选择要求。新增条文。

本条重点强调对用在空气调节及制冷系统保冷材料的性能,应符合《设备及管道保冷设计导则》(GB 15586)的要求。保冷与保温的要求不同,保冷特别强调材料的湿阻因子 $\mu$ 要大,吸水性要小的特性。国家标准《柔性泡沫橡塑绝热制品》(GB/T 17794)中说明:湿阻因子是用以衡量保冷材料的抗水渗透能力,即空气的水蒸气扩散系数 $D$ 与材料的透湿系数 $\delta$ 之比。

对于低温管道,保冷材料的内外壁两侧始终存在着温差和湿度差,在水汽分压差的持续作用下,水汽会不可避免地渗入保冷材料内部,因水的导热系数 $[0.56\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ 十数倍于材料的初始导热系数,故材料的导热系数会逐渐增高,致使原有按初始导热系数选定的保冷层厚度变得不足而产生结露。

可见,保冷材料的湿阻因子 $\mu$ ,即抗水汽渗透能力至关重要,它直接关系到保冷材料的使用寿命。

如湿阻因子 $\mu=4500$ 的隔热材料,使用4年后,导热系数增加幅度为9.4%,而湿阻因子 $\mu=3000$ 的隔热材料,使用4年后,导热系数增加幅度为14.2%。随着使用时间的延长,渗入材料内部的水汽不断积累,材料的导热系数相应增加。而湿阻因子 $\mu$ 值越高,导热系数增加越慢,使用寿命越长。因此初始选用保温层厚度

时就应考虑到使用寿命;而湿阻因子较高的材料,初始可选用较薄的厚度即可达到同样的使用寿命。

表 10 是柔性泡沫橡塑材料(环境温度 30℃,相对湿度 80%,7℃冷冻水,φ219 管用 25mm 厚材料保温时)不同  $\mu$  值或  $\delta$  值材料随使用年限的增加其导热系数的变化。

表 10 不同使用年限不同  $\mu$  值或  $\delta$  值材料的导热系数  $\lambda$  表  
〔W/(m·K)〕

使用年限 (年)	不同 $\mu$ 值或 $\delta$ 值材料的导热系数 $\lambda$				
	$\mu=1000$ $\delta=1.96 \times 10^{-10}$	$\mu=2000$ $\delta=9.81 \times 10^{-11}$	$\mu=3000$ $\delta=6.54 \times 10^{-11}$	$\mu=4500$ $\delta=4.36 \times 10^{-11}$	$\mu=7000$ $\delta=2.80 \times 10^{-11}$
0	0.0360	0.0360	0.0360	0.0360	0.0360
2	0.0436	0.0398	0.0385	0.0377	0.0371
4	0.0513	0.0436	0.0411	0.0394	0.0382
6	0.0589	0.0474	0.0436	0.0411	0.0393
8	0.0665	0.0513	0.0462	0.0428	0.0404
10	0.0742	0.0551	0.0487	0.0445	0.0415

注:本表由阿莱斯绝热材料(广州)有限公司提供。

#### 7.9.4 设备和管道保温保冷的计算原则,附录 J 的引文。新增条文。

本规范附录 J,是对目前空气调节工程中最常用的几种性能较好的保冷材料,按不同的介质温度、不同的系统分别给出保冷厚度表,以方便设计人员选用。在选用柔性泡沫橡塑管壳时,为了能在保证保冷效果的同时相应节省材料的用量,也可按生产厂家提供的工程厚度规则进行选择,这也会给设计选型带来很大方便。例如,设计条件确定后,经过一次计算选定管材中某一系列,则该系列中各种管径所需的不同防结露厚度即相应确定,无须再对其他管径进行计算。

## 8 监测与控制

### 8.1 一般规定

#### 8.1.1 应设置的监测和控制的内容。

本次修订将本章标题“自动控制”改为“监测与控制”，内涵不变，只是为了便于理解。目前国内外有关标准、规范，两种提法都有，意义上无太大差别。

1 参数检测：包括参数的就地检测及遥测两类。就地参数检测是现场运行人员管理运行设备或系统的依据；参数的遥测是监控或就地控制系统制定监控或控制策略的依据。

2 参数和设备状态显示：通过集中监控系统主机系统的显示或打印单元以及就地控制系统的光、声响等器件显示某一参数是否达到规定值或超差；或显示某一设备运行状态。

3 自动调节：使某些运行参数自动的保持规定值或按预定的规律变动。

4 自动控制：使系统中的设备及元件按规定的程序启停。

5 工况自动转换：指在节能多工况运行的系统中，根据节能及参数运行要求实时从某一运行工况转到另一运行工况。

6 设备联锁：使相关设备按某一指定程序顺序启停。

7 自动保护：指设备运行状况异常或某些参数超过允许值时，发出报警信号或使系统中某些设备及元件自动停止工作。

8 能量计量：包括计量系统的冷热量、水流量及其累计值等，它是实现系统以优化方式运行，更好地进行能量管理的重要条件。

9 中央监控与管理：是指以微型计算机为基础的中央监控与管理系统，是在满足使用要求的前提下，按既考虑局部，更着重总体的节能原则，使各类设备在耗能低效率高状态下运行。中央监

控与管理系统是一个包括管理功能、监视功能和实现总体运行优化的多功能系统。

设计时究竟采用哪些监测与控制内容,应根据建筑物的功能和标准、系统的类型、运行时间和工艺对管理的要求等因素,经技术经济比较确定。

### 8.1.2 采用集中监控系统的条件。

本规范所涉及的集中监控系统主要指集散型控制系统及全分散控制系统等一类系统。所谓集散型控制系统是一种基于计算机的分布式控制系统,其特征是“集中管理,分散控制”。即以分布在现场所控设备或系统附近的多台计算机控制器(又称下位机)完成对设备或系统的实时监测、保护和控制任务,克服了计算机集中控制带来的危险性高度集中和常规仪表控制功能单一的局限性;由于采用了安装于中央监控室的具有通讯、显示、打印及其丰富的管理软件的计算机系统,实行集中优化管理与控制,避免了常规仪表控制分散所造成的人机联系困难及无法统一管理的缺点。

全分散控制系统是系统的末端,例如包括传感器、执行器等部件具有通讯及智能功能,真正实现了点到点的连接,比集散型控制系统控制的灵活性更大,就中央主机部分设置、功能而言,全分散控制系统与集散型控制系统所要求的是完全相同的。

1 由于集中监控系统管理级中央主机统一监控与管理的功能及其功能性强的管理软件,因而可减少运行维护工作量,提高管理水平。

2 由于集中监控系统能方便的实现点到点通讯连接,因而比常规控制实现工况转换和调节更容易。

3 由于集中监控系统管理级中央主机所关心的不仅是设备的正常运行和维护,更着重于总体的运行状况和效率,因而更有利于实现系统的节能运行。

4 由于集中监控系统可实现下位机间或点到点通讯连接,因而系统之间的联锁保护控制更便于实现。

### 8.1.3 采用就地控制系统的条件。新增条文。

本条主要是指不适合采用集中监控系统的小型采暖、通风和空气调节系统。

1 工艺或使用条件有一定要求的采暖、通风和空气调节系统,采用手动控制尽管可以满足运行要求,但维护管理困难,而采用就地控制不仅提高了运行质量,也给维护管理带来了很大方便,因此条文规定应设就地控制。

2 防止事故保证安全的自动控制,主要是指系统和设备的各类保护控制,如通风和空气调节系统中电加热器与通风机的连锁和无风断电保护等。

3 采用就地控制系统能根据室内外条件实时投入节能控制方式,因而有利于节能。

### 8.1.4 连锁、连动等保护措施的设置。新增条文。

1 采用集中监控系统时,设备连动、连锁等保护措施应直接通过监控系统的下位机的控制程序或点到点的连接实现,尤其联动、连锁分布在不同控制区域时优越性更大。

2 采用就地控制系统时,设备连动、连锁等保护措施应为就地控制系统的一部分或分开设置成两个独立的系统。

3 对于不采用集中监控与就地控制的系统,出于安全目的时,连动、连锁应独立设置。

### 8.1.5 就地检测仪表。

设置就地检测仪表的目的,是通过仪表随时向操作人员提供各工况点和室内控制点的情况,以便进行必要的操作,因而应设在便于观察的位置。另一方面集中监控或就地控制系统基于实现监控与控制等目的所设置的遥测仪表当具有就地显示环节时,则可不必要再设就地检测仪表。

### 8.1.6 手动控制装置的设置。

为使动力设备安全运行及便于维修,采用集中监控系统时,应在动力设备附近的动力柜上设置手动控制装置及远动/手动转换

开关,并要求能监视运动/手动转换开关状态。

### 8.1.7 控制室的设置。

为便于系统初调试及运行管理,通常做法是将控制器或集中监控系统的下位机放在被控设备或系统附近;当采用集中监控系统时,为便于管理及提高系统运行质量,应设专门控制室;当就地控制的环节或仪表较多时,为便于统一管理,宜设专门控制室。

### 8.1.8 与防火和防排烟有关的监控内容。新增条文。

规定本条是为了采暖、通风与空气调节设计能够符合防火规范以及向消防监控设计提出正确的监控要求,使系统能正常运行。

与防排烟合用的空气调节通风系统(例如送风机兼作排烟补风机用,利用平时风道作为排烟风道时阀门的转换,火灾时气体灭火房间通风管道的隔绝等),平时风机运行一般由楼宇自控监控,火灾时设备、风阀等应立即转入火灾控制状态,由消防控制室监控。

要求风道上防火阀带位置反馈可用来监视防火阀工作状态,防止防火阀平时运行的非正常关闭及了解火灾时的阀位情况,以便及时准确地复位,以免影响空气调节通风系统的正常工作。通风系统干管上的防火阀如处于关闭状态,对通风系统影响较大且不易判断部位,因此一定要求监控防火阀的工作状态;当干管上的防火阀只影响个别房间时,例如宾馆客房的竖井排风或新风管道,垂直立管与水平支管交接处的防火阀只影响一个房间,是否设防火阀工作状态监视,则不做强行规定。防火阀工作状态首先在消防控制室显示,如有必要也可在楼宇中央控制室显示。

## 8.2 传感器和执行器

### 8.2.1~8.2.4 温度、湿度、压力(压差)流量传感器的设置。新增条文。

本规范给出了温度、湿度、压力(压差)流量传感器设置应满足的一些条件,实际工程中,由于忽视条文中指出的有关条款,致使

以上所述参数测量不准确或根本测不出参数值的实例屡见不鲜。条文中所指的本安型仪表应符合国家现行有关自动化仪表的相关规范的要求。

**8.2.5 开关量传感器使用的条件。新增条文。**

**8.2.6 自动调节阀的选择。**

为了调节系统正常工作,保证在负荷全部变化范围内的调节质量和稳定性,提高设备的利用率和经济性,正确选择调节阀的特性十分重要。

调节阀的选择原则,应以调节阀的工作流量特性即调节阀的放大系数来补偿对象放大系数的变化,以保证系统总开环放大系数不变,进而使系统达到较好的控制效果。但是,实际上由于影响对象特性的因素很多,用分析法难以求解,多数是通过经验法粗定,并以此来选用不同特性的调节阀。

此外,在系统中由于配管阻力的存在,压力损失比  $S$  值的不同,调节阀的工作流量特性并不同于理想的流量特性。如理想线性流量特性,当  $S < 0.3$  时,工作流量特性近似为快开特性,等百分比特性也畸变为接近线性特性,可调比显著减小,因此,通常是不希望  $S < 0.3$  的。

关于水两通阀流量特性的选择,由试验可知,空气加热器和空气冷却器的放大系数是随流量的增大而变小,而等百分比特性阀门的放大系数是随开度的加大而增大,同时由于水系统管道压力损失往往较大, $S < 0.6$  的情况居多,因而选用等百分比特性阀门具有较强的适应性。

关于三通阀的选择,总的原则是要求通过三通阀的总流量保持不变,抛物线特性的三通阀当  $S = 0.3 \sim 0.5$  时,其总流量变化较小,在设计上一般常使三通阀的压力损失与热交换器和管道的总压力损失相同,即  $S = 0.5$ ,此时无论从总流量变化角度,还是从三通阀的工作流量特性补偿热交换器的静态特性考虑,均以抛物线特性的三通阀为宜,在系统压力损失较小,通过三通阀的压力损

失较大时,亦可选用线性三通阀。

关于蒸汽两通阀的选择,如果蒸汽加热中的蒸汽作自由冷凝,那么加热器每小时所放出的热量等于蒸汽冷凝潜热和进入加热器蒸汽量的乘积。当通过加热器的空气量一定时,经推导可以证明,蒸汽加热器的静态特性是一条直线,但实际上蒸汽在加热器中不能实现自由冷凝,有一部分蒸汽冷凝后再冷却使加热器的实际特性有微量的弯曲,但这种弯曲可以忽略不计。从对象特性考虑可以选用线性调节阀,但根据配管状态当  $S < 0.6$  时工作流量特性发生畸变,此时宜选用等百分比特性的阀。

调节阀的口径应根据使用对象要求的流通能力来定。口径选用过大或过小或满足不了调节质量或不经济。

### 8.2.7 三通阀和两通阀的应用。

由于三通混合阀和分流阀的内部结构不同,为了使流体沿流动方向使阀芯处于流开状态,阀的运行稳定,两者不能互为代用。但是,对于公称直径小于 80mm 的阀,由于不平衡力小,混合阀亦可用做分流。

双座阀不易保证上下两阀芯同时关闭,因而泄漏量大。尤其用在高温场合,阀芯和阀座两种材料的膨胀系数不同,泄漏会更大。因此,规定蒸汽的流量控制用单座阀。

### 8.2.8 水路切换应选用通断阀。新增条文。

### 8.2.9 必须使用气动执行器的条件。新增条文。强制条文。

## 8.3 采暖、通风系统的监测与控制

### 8.3.1 采暖、通风系统的监测点。

本条给出了应设置的采暖、通风系统监测点,设计时应根据系统设置加以确定。

### 8.3.2 暖风机热风采暖系统控制。

对于间歇供热的暖风机热风采暖系统,当停止供热或热媒温度、压力过低时,暖风机不停会使送风温度过低即出现吹冷风现

象,此时应关闭暖风机。当再次供热,并且热媒的温度达到给定值,暖风机应接通。一般做法是采用位式控制。对于蒸汽是控制入口压力,高于压力整定值时控制触点闭合,低于压力整定值时控制触点断开。对于热水,在供水侧设控制触点,用供水温度和给定值比较来控制暖风机的启停。

### 8.3.3 排风系统工作状态信号。

条文中所指的这一类排风系统,其通风机通常设在远离工作地点处,为了在工作地点处能监督通风机运行,防止由于停机导致工作地点产生剧毒或爆炸危险性物质超过允许浓度,发生火灾或爆炸及其他人身事故,应在工作地点设通风机运行状态显示信号,以确保工作现场及人身的安全。

## 8.4 空气调节系统的监测与控制

### 8.4.1 空气调节系统监测点。

本条给出了应设置的空气调节系统监测点,设计时应根据系统设置加以确定。

### 8.4.2 多工况运行方式。

本条中“变结构多工况”的含义是,在不同的工况时,其调节系统(调节对象和执行机构等)的组成是变化的。以适应室内外热湿条件变化大的特点,达到节能的目的。工况的划分也要因系统的组成及处理方式的不同而改变,但总的原则是节能,尽量避免空气处理过程中的冷热抵消,充分利用新风和回风,缩短制冷机、加热器及加湿器的时间等,并根据各工况在一年中运行的累计小时数简化设计,以减少投资。多工况同常规系统运行区别,在于不仅要进行参数的控制,还要进行工况的转换。多工况的控制、转换可采用就地的逻辑控制系统或集中监控系统等方式实现,工况少时可采用手动转换实现。

利用执行机构的极限位置,空气参数的超限信号以及分程控制方式等自动转换方式,在运行多工况控制及转换程序时交替使

用,可达到实时转换的目的。

#### 8.4.3 优先控制和分程控制。

水冷式空气冷却器采用室内温湿度的高(低)值选择器控制冷水量,在国外是较常用的控制方案,国内也有工程采用。

所谓高(低)值选择控制,就是在水冷式空气冷却器工作的季节,根据室内温湿度的超差情况,将温湿度调节器的输出信号分别输入到信号选择器内进行比较,选择器将根据比较后的高(低)值信号(只接受偏差大的为高值或只接受偏差小的为低值),自动控制调节阀改变进入水冷式空气冷却器的冷水量。

高(低)值选择器在以最不利的参数为基准,采用较大水量调节的时候,对另一个超差较小的参数,就会出现不是过冷就是过于干燥,也就是说如果冷水量是以温度为基准进行调节的,对于相对湿度调节来讲必然是调节过量,即相对湿度比给定值小;如果冷水量是以相对湿度为基准进行调节的,则温度就会出现比给定值低,要保证温湿度参数都满足要求,还需要对加热器或加湿器进行分程控制。

所谓对加热器或加湿器进行分程控制,以电动温湿度调节器为例,就是将其输出信号分为 $0\sim 5\text{mA}$ 和 $6\sim 10\text{mA}$ 两段,当采用高值选择时,其中 $6\sim 10\text{mA}$ 的信号控制空气冷却器的冷水量,而 $0\sim 5\text{mA}$ 一段信号去控制加热器和加湿器阀门,也就是说用一个调节器通过对两个执行器的零位调整进行分段控制,即温度调节器既可控制空气冷却器的阀门也可控制加热器的阀门,湿度调节器既可控制冷却器的阀门也可控制加湿器的阀门。

这里选择控制和分程控制是同时进行的,互为补充的,如果只进行高(低)值选择而不进行分程控制,其结果必然出现一个参数满足要求,另一个参数存在偏差。

#### 8.4.4 室内相对湿度的控制。

空气调节房间热湿负荷变化较小时,用恒定机器露点温度的方法可以使室内相对湿度稳定在某一范围内,如室内热湿负荷稳

定,可达到相当高的控制精度。但是,对于室内热湿负荷或相对湿度变化大的场合,宜采用不恒定机器露点温度或不达到机器露点温度的方式,即用直接装在室内工作区、回风口或总回风管中的湿度敏感元件来测量和调节系统中的相应的执行调节机构达到控制室内相对湿度的目的。系统在运行中不恒定机器露点温度或不达到机器露点温度的程度是随室内热湿负荷的变化而变化的,对室内相对湿度是直接控制的,因此,室内散湿量变化较大时,其控制精度较高。然而对于多区系统这一方法仍不能满足各房间的不同条件,因此,在具体设计中应根据不同的实际要求,确定是否应按各房间的不同要求单独控制。

#### 8.4.5 串级调节或送风补偿调节。

本条给出了串级调节或送风补偿调节系统的应用范围,说明如下:

串级调节系统采用两个调节回路:一是由副调节器、调节机构、对象 2、变送器 2 等组成的副调节回路;二是由副调节回路以外的其余部分组成的主调节回路。主调节器为恒值调节。副调节器的给定值由主调节器输入,并随输入而变化,为随动调节。主副两个调节器相串联,组成串级调节系统。这一调节系统如图 4 所示。

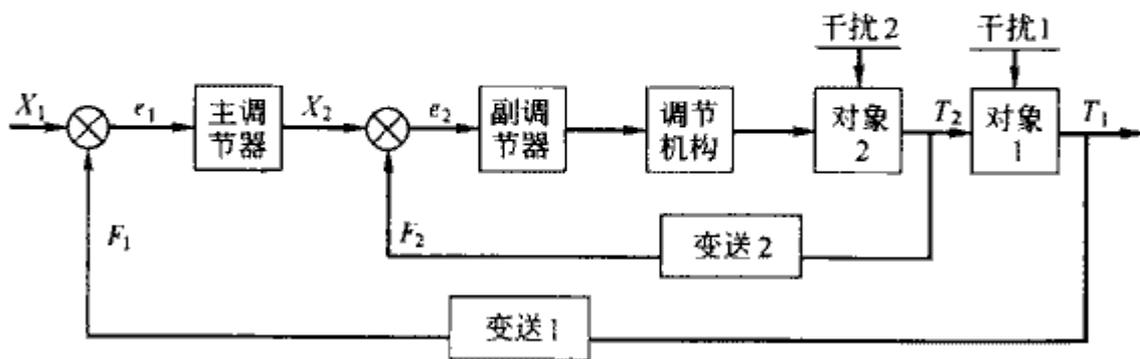


图 4 串级调节系统框图

图中  $T_1$ 、 $T_2$  分别为对象 1 及对象 2 调节参数;  $X_1$ 、 $X_2$  分别为

主副调节器的给定值; $F_1$ 、 $F_2$  分别为对象反馈信号对主副调节器的输入; $e_1$ 、 $e_2$  分别为调节偏差信号对主副调节器的输入。

串级调节系统由于副回路具有快速的调节作用,它可以减少主控制参数的波动幅值,改善调节系统的动态偏差,并且由于副回路的补偿作用,又允许使用窄比例带的调节器,静差可减少,因而提高了控制参数的精度。

下面以室温调节系统为例,分析采用这一方式的优点。假定采用冷热盘管,其热容大,送风管又相当长,采用单回路的反馈恒值调节系统时,由于调节滞后大,调节参数  $T_1$  必然超调大。尤其是来自送风的干扰(干扰 2)会较长时间作用在空气调节系统上,由于不能实时地调节,调节参数必然超调大。采用串级调节,将送风干扰 2 纳入副回路,在未对室温产生影响前,副回路已将送风温度调节到原给定值,干扰 2 则对室温不会带来什么影响;而由于干扰 1 引起的室温波动又通过主调节器的输入变化,改变副调节器的给定值,使送风温度变化而得到补偿。送风温度的变化,副回路的调节是有利于减小室温波动的。

其次,进一步分析采用副回路的快速性。例如,干扰 1、干扰 2 同时为室温减小的信号,由框图分析,主调节器输出  $X_2$  增大(即提高副调节器的给定值),副调节器的输入  $F_2$  又减小,而( $X_2 - F_2$ )的输出将比只采用一个室温调节器的输出增大的快,可加速提高送风温度,有利于室温的恢复。同理分析两信号反相时,送风温度调节器感受的变化相反,因而送风温度变化小,有利于调节的稳定,可见采用两个调节器会更大地改善调节品质。

综合以上理由,本条规定串级调节适用于调节对象纯滞后大、时间常数大或热湿扰量大的场合。

#### 8.4.6 变风量系统送风温度设定值。

在单管变风量系统中,冷却工况和加热工况是不能同时出现的。当系统处于冷却工况时,送风温度一直保持接近于冷却工况的设计设定值,末端装置的控制器按照需要调节进入房间的送风

量。当转换到加热工况时,送风湿度的设定值当应改变,并且要求改变所有房间末端装置控制器的作用方向。例如:在冷却工况下,当房间的温度降低时,末端装置控制器操纵末端装置的风阀向关小的位置调节;当房间温度升高时,再向开大的位置调节。在加热工况下将产生相反的调节过程。

#### 8.4.7 变风量系统机组送风量的调节。新增条文。

变风量系统,当末端风量减少后,特别在多数房间的负荷同时减少时,风管静压增加了,造成能量多余消耗;过量的节流还会引起噪声的增加或使风机处在不稳定区工作。因此,在低负荷时,应对静压进行控制以改变机组的送风量。

风机变转数是最节能的运行方式,随着目前变频控制技术的成熟,推荐改变变频风机转数这一方式来改变机组送风量。

#### 8.4.8 电加热器的联锁与保护。强制条文。

要求电加热器与送风机联锁,是一种保护控制,可避免系统中因无风电加热器单独工作导致的火灾。为了进一步提高安全性,还要求设无风断电、超温断电保护措施,例如,用监视风机运行的风压差开关信号及在电加热器后面设超温断电信号与风机启停联锁等方式,来保证电加热器的安全运行。

联接电加热器的金属风管接地,可避免因漏电造成触电类的事故。

#### 8.4.9 热水盘管的防冻保护控制。

位于冬季有冻结可能地区的新风或空气调节机组,应防止因某种原因热水盘管或其局部水流断流而造成冰冻的可能。通常的做法是在机组盘管的背风侧加设感温测头(通常为毛细管或其他类型测头),当其检测到盘管的背风侧温度低于某一设定值时,与该测头相联的防冻开关发出信号,机组即通过集中监控系统的控制器程序或电气设备的联动、联锁等方式运行防冻保护程序,例如:关新风门、停风机、开大热水阀、防止热水盘管冰冻面积进一步扩大。

**8.4.10** 送风风口转换装置设置的条件。新增条文。

**8.4.11** 采用风机盘管控制宜具备的条件。新增条文。

### **8.5 空气调节冷热源和空气调节水系统的监测与控制**

**8.5.1** 空气调节冷热源和空气调节水系统的监测点。新增条文。

冷热源和空气调节水系统应设置的监测点,设计时应根据系统设置加以确定。

**8.5.2** 蓄冷、蓄热系统的监测点。新增条文。

蓄冷(热)系统宜设置的监测点,设计时应根据系统设置加以确定。

**8.5.3** 冷水机组水系统的联锁。新增条文。

规定本条的目的是为了保护制冷机安全运行,由于制冷机运行时,一定要保证它的蒸发器和冷凝器有足够的水量流过。为达到这一目的,制冷机水系统中其他设备,包括电动水阀、冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔风机等应先于制冷机开机运行,停机则应按相反顺序进行。通常通过水流开关检测与制冷机相联锁的水泵状态,即确认水流开关接通后才允许制冷机启动。

**8.5.4** 冰蓄冷系统二次冷媒侧换热器的防冻保护。新增条文。

一般空气调节系统夜间负荷往往很小,甚至处在停运状态,而冰蓄冷系统主要在夜间电网低谷期进行蓄冰。因此,在两者进行换热的板热处,由于空气调节系统的水侧冷水基本不流动,如果乙二醇侧的制冰低温传递过来,必然引起另一侧水的冻结,造成板热的冻裂破坏。因此,必需随时观察板热处的乙二醇侧的溶液温度,调节好有关电动调节阀的开度,防止事故发生。

**8.5.5** 旁通调节阀的设置要求。新增条文。

设置旁通调节阀的目的,可控制进入冷水机组冷却水温度在设定范围内,是一种冷水机组保护措施。

**8.5.6** 闭式变水量空气调节水系统控制。

设置二次泵系统的目的是改变水泵流量,从而达到节能,因此

规定应设置能够使系统变流量的二通阀,一次泵系统则不做硬性规定。

由于冷量与流量并不成线性关系,显然用冷水系统的负荷量大小确定制冷机台数更为合理,与冷机相配套的一次泵通常采用一机对一泵,因此一次泵运行台数也由负荷变化确定。

对于并联运行的二次泵,可采用压差(二次泵供回水集管间压差)控制二次泵运行台数或转数。但是,要解决转换的稳定性。

一次泵系统设压差控制环节是为了保证在系统末端水量变化时流经蒸发器的流量不变,满足制冷机运行的要求。二次泵系统设压差控制环节是为了保证末端装置水系统压力稳定,温湿度参数控制效果好。

**8.5.7 集中监控系统与冷水机组控制器之间的通讯要求。新增条文。**

冷水机组控制器通讯接口的设立,可使集中监控系统的中央主机系统能够监控冷水机组的运行参数以及使冷水系统能量管理更加合理。

## 8.6 中央级监控管理系统

**8.6.1~8.6.8 中央级监控管理系统的设置要求。新增条文。**

指出了中央级监控管理系统应具有的基本操作功能。包括监视功能、显示功能、操作功能、控制功能、数据管理辅助功能、安全保障管理功能等。它是由监控系统的软件包实现的,各厂家的软件包虽各有特点,但软件包功能类似。实际工程中,由于不能以条文中的要求去做,致使所安装的集中监控系统管理不善的例子屡见不鲜。如果不设立安全机制,任何人都可进入修改程序的级别,就会造成系统运行故障;不定期统计系统的能量消耗并加以改进,就达不到节能的目标;不记录系统运行参数并保存,就缺少改进系统运行性能的依据等。

**8.6.9 中央级监控管理系统的共享。新增条文。**

随着智能建筑技术的发展,主要以管理暖通空气调节系统为主的集中监控系统只是大厦弱电子系统之一。为了实现大厦各弱电子系统数据共享,就要求各子系统间(例如消防子系统、安全防范子系统等)有统一的通讯平台,因而必须预留与统一的通讯平台相连接的接口。

## 9 消声与隔振



### 9.1 一般规定

#### 9.1.1 消声与隔振的设计原则。

采暖、通风与空气调节系统产生的噪声与振动,只是建筑中噪声和振动源的一部分。当系统产生的噪声和振动影响到工艺和使用的要求时,就应根据工艺和使用要求、各自的允许噪声标准及对振动的限制、系统的噪声和振动的频率特性及其传播方式(空气传播或固体传播)等方面进行消声与隔振设计,并应做到技术经济合理。

#### 9.1.2 室内及环境噪声标准。

室内和环境噪声标准是消声设计的重要依据。因此,本条规定由采暖、通风和空气调节系统产生的噪声传播至使用房间和周围环境的噪声级,应满足国家现行标准《工业企业噪声控制设计规范》(GBJ 87)、《民用建筑隔声设计规范》(GBJ 118)、《城市区域环境噪声标准》(GB 3096)和《工业企业厂界噪声标准》(GB 12348)等的要求。

#### 9.1.3 振动控制设计标准。新增条文。

振动对人体健康的危害是很严重的,在采暖、通风与空气调节系统中振动问题也是相当严重的。因此,本条规定了振动控制设计应满足国家现行标准《城市区域环境振动标准》(GB 10070)等的要求。

#### 9.1.4 降低风系统噪声的措施。

本条规定了降低风系统噪声应注意的事项。系统设计安装了消声器,其消声效果也很好,但经消声处理后的风管又穿过高噪声房间,再次被污染,又回复到了原来的噪声水平,最终不能起到消

声作用,这个问题,过去往往被人们忽视。同样道理,噪声高的风管穿过要求噪声低的房间时,它也会污染低噪声房间,使其达不到要求。因此,对这两种情况必须引起重视。当然,必须穿过时还是允许的,但应对风管进行良好的隔声处理,以避免上述两种情况发生。

#### 9.1.5 风管内的风速。

通风机与消声装置之间的风管,其风道无特殊要求时,可按经济流速采用即可,根据国内外有关资料介绍,经济流速 $6\sim 13\text{m/s}$ ,本条推荐采用的 $8\sim 10\text{m/s}$ 在经济流速的范围内。

消声装置与房间之间的风管,其空气流速不宜过大,因为风速增大,会引起系统内气流噪声和管壁振动加大,风速增加到一定值后,产生的气流再生噪声甚至会超过消声装置后的计算声压级;风管内的风速也不宜过小,否则会使风管的截面积增大,既耗费材料又占用较大的建筑空间,这也是不合理的。因此,本条给出了适应四种室内允许噪声级的主管和支管的风速范围。

#### 9.1.6 机房位置及噪声源的控制。

通风、空气调节与制冷机房是产生噪声和振动的地方,是噪声和振动的发源处,其位置应尽量不靠近有较高防振和消声要求的房间,否则对周围环境影响颇大。

通风、空气调节与制冷系统运行时,机房内会产生相当高的噪声,一般为 $80\sim 100\text{dB(A)}$ ,甚至更高,远远超过环境噪声标准的要求。为了防止对相邻房间和周围环境的干扰,本条规定了噪声源位置在靠近有较高隔振和消声要求的房间时,必须采取有效措施。这些措施是在噪声和振动传播的途径上对其加以控制。为了防止机房内噪声源通过空气传声和固体传声对周围环境的影响,设计中应首先考虑采取把声源和振源控制在局部范围内的隔声与隔振措施,如采用实心墙体、密封门窗、堵塞空洞和设置隔振器等,这样做仍达不到要求时,再辅以降低声源噪声的吸声措施。大量实践证明,这样做是简单易行、经济合理的。

### 9.1.7 室外设备噪声控制。新增条文。

对露天布置的通风、空气调节和制冷设备及其附属设备如冷却塔、空气源冷(热)水机组等,其噪声达不到环境噪声标准要求时,亦应采取有效的降噪措施,如在其进、排风口设置消声设备或在其周围设置隔声屏障等。

## 9.2 消声与隔声

### 9.2.1 噪声源声功率级的确定。

进行采暖、通风与空气调节系统消声与隔声设计时,首先必须知道其设备,如通风机、空气调节机组、制冷压缩机和水泵等声功率级,再与室内外允许的噪声标准相比较,通过计算最终确定是否需要设置消声装置。

### 9.2.2 再生噪声与自然衰减量的确定。

当气流以一定速度通过直风管、弯头、三通、变径管、阀门和送、回风口等部件时,由于部件受气流的冲击湍振或因气流发生偏斜和涡流,从而产生气流再生噪声。随着气流速度的增加,再生噪声的影响也随之加大,以至成为系统中的一个新噪声源。所以,应通过计算确定所产生的再生噪声级,以便采取适当措施来降低或消除。

本条规定了在噪声要求不高,风速较低的情况下,对于直风管可不计算气流再生噪声和噪声自然衰减量。气流再生噪声和噪声自然衰减量是风速的函数。

### 9.2.3 设置消声装置的条件及消声量的确定。

通风与空气调节系统产生的噪声量,应尽量用风管、弯头和三通等部件以及房间的自然衰减降低或消除。当这样做不能满足消声要求时,则应设置消声装置或采取其他消声措施,如采用消声弯头等。消声装置所需的消声量,应根据室内所允许的噪声标准和系统的噪声功率级分频带通过计算确定。

### 9.2.4 选择消声设备的原则。

选择消声设备时,首先应了解消声设备的声学特性,使其在各频带的消声能力与噪声源的频率特性及各频带所需消声量相适应。如对中、高频噪声源,宜采用阻性或阻抗复合式消声设备;对于低、中频噪声源,宜采用共振式或其他抗性消声设备;对于脉动低频噪声源,宜采用抗性或微穿孔板阻抗复合式消声设备;对于变频带噪声源,宜采用阻抗复合式或微穿孔板消声设备。其次,还应兼顾消声设备的空气动力特性,消声设备的阻力不宜过大。

### 9.2.5 消声设备的布置原则。

为了减少和防止机房噪声源对其他房间的影响,并尽量发挥消声设备应有的消声作用,消声设备一般应布置在靠近机房的气流稳定的管段上。当消声器直接布置在机房内时,消声器、检查门及消声器后至机房隔墙的那段风管必须有良好的隔声措施;当消声器布置在机房外时,其位置应尽量临近机房隔墙,而且消声器前至隔墙的那段风管(包括拐弯静压箱或弯头)也应有良好的隔声措施,以免机房内的噪声通过消声设备本体、检查门及风管的不严密处再次传入系统中,使消声设备输出端的噪声增高。

在有些情况下,如系统所需的消声量较大或不同房间的允许噪声标准不同时,可在总管和支管上分段设置消声设备。在支管或风口上设置消声设备,还可适当提高风管风速,相应减小风管尺寸。

### 9.2.6 管道穿过围护结构的处理。

管道本身会由于液体或气体的流动而产生振动,当与墙壁硬接触时,会产生固体传声,因此应使之与弹性材料接触,同时也为防止噪声通过孔洞缝隙泄露出去而影响相邻房间及周围环境。

## 9.3 隔 振

### 9.3.1 设置隔振的条件。

通风、空气调节和制冷装置运行过程中产生的强烈振动,如不予以妥善处理,将会对工艺设备、精密仪器等的工作造成影响,并且有害于人体健康,严重时,还会危及建筑物的安全。因此,本条规定当通风、空气调节和制冷装置的振动靠自然衰减不能达到允许程度时,应设置隔振器或采取其他隔振措施,这样做还能起到降低固体传声的作用。

### 9.3.2~9.3.4 选择隔振器的原则。

1 从隔振器的一般原理可知,工作区的固有频率或者说包括振动设备、支座和隔振器在内的整个隔振体系的固有频率,与隔振体系的质量成反比,与隔振器的刚度成正比,也可以借助于隔振器的静态压缩量用下式计算:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \approx \frac{5}{\sqrt{x}} \quad (15)$$

式中  $f_0$ ——隔振器的固有频率(Hz);

$k$ ——隔振器的刚度(kg/cm<sup>2</sup>);

$m$ ——隔振体系的质量(kg);

$x$ ——隔振器的静态压缩量(cm);

$\pi$ ——圆周率。

振动设备的扰动频率取决于振动设备本身的转速,即:

$$f = \frac{n}{60} \quad (16)$$

式中  $f$ ——振动设备的扰动频率(Hz);

$n$ ——振动设备的转速(r/min)。

隔振器的隔振效果一般以传递率表示,它主要取决于振动设备的扰动频率与隔振器的固有频率之比,如忽略系统的阻尼作用,其关系式为:

$$T = \left| \frac{1}{1 - \left(\frac{f}{f_0}\right)^2} \right| \quad (17)$$

式中  $T$ ——振动传递率(Hz);

其他符号意义同前。

由式(17)可以看出,当  $f/f_0$  趋近于 0 时,振动传递率接近于 1,此时隔振器不起隔振作用;当  $f=f_0$  时,传递率趋于无穷大,表示系统发生共振,这时不仅没有隔振作用,反而使系统的振动急剧增加,这是隔振设计必须避免的;只有当  $f/f_0 > \sqrt{2}$  时,亦即振动传递率小于 1,隔振器才能起作用,其比值愈大,隔振效果愈好。虽然在理论上, $f/f_0$  愈大愈好,但因设计很低的  $f_0$ ,不但有困难、造价高,而且当  $f/f_0 > 5$  时,隔振效果提高得也很缓慢,通常在工程设计上选用  $f/f_0 = 2.5 \sim 5$ ,因此规定设备运转频率(即扰动频率或驱动频率)与隔振器的固有频率之比,应大于或等于 2.5。

弹簧隔振器的固有频率较低(一般为 2~5Hz),橡胶隔振器的固有频率较高(一般为 5~10Hz),为了发挥其应有的隔振作用,使  $f/f_0 = 2.5 \sim 5$ ,因此,本规范规定当设备转速小于或等于 1500 r/min 时,宜选用弹簧隔振器;设备转速大于 1500r/min 时,宜选用橡胶等弹性材料垫块或橡胶隔振器。对弹簧隔振器适用范围的限制,并不意味着它不能用于高转速的振动设备,而是因为采用橡胶等弹性材料已能满足隔振要求,而且做法简单,比较经济。

原规范规定设备运转频率与弹簧隔振器或橡胶隔振器垂直方向的固有频率之比,应大于或等于 2,此次修订改为 2.5,这意味着隔振效率由 67% 提高到 80%。各类建筑由于允许噪声的标准不同,因而对隔振的要求也不尽相同。由设备隔振而使与机房毗邻房间内的噪声降低量  $NR$  可由经验公式(18)得出:

$$NR = 12.5 \lg(1/T) \quad (18)$$

允许振动传递率  $T$  随着建筑和设备不同而不同,具体建议值见表 11。

**表 11 不同建筑类别允许的振动传递率  $T$  的建议值**

建筑类别	振动传递率 $T$
音乐厅、歌剧院	0.01~0.05
办公室、会议室、医院、住宅、学校、图书馆	0.05~0.2
多功能体育馆、餐厅	0.2~0.4
工厂、车库、仓库	0.8~1.5

2 为了保证隔振器的隔振效果并考虑某些安全因素,橡胶隔振器的计算压缩变形量,一般按制造厂提供的极限压缩量的  $1/3 \sim 1/2$  采用;橡胶隔振器和弹簧隔振器所承受的荷载,均不应超过允许工作荷载;由于弹簧隔振器的压缩变形量大,阻尼作用小,其振幅也较大,当设备启动与停止运行通过共振区其共振振幅达到最大时,有可能对设备及基础起破坏作用。因此,条文中规定,当共振振幅较大时,弹簧隔振器宜与阻尼大的材料联合使用。

3 当设备的运转频率与弹簧隔振器或橡胶隔振器垂直方向的固有频率之比为 2.5 时,隔振效率约为 80%,自振频率之比为 4~5 时,隔振效率大于 93%,此时的隔振效果才比较明显。在保证稳定性的条件下,应尽量增大这个比值。根据固体声的特性,低频声域的隔声设计应遵循隔振设计的原则,即仍遵循单自由度系统的强迫振动理论,高频声域的隔声设计不再遵循单自由度系统的强迫振动理论,此时必须考虑到声波沿着不同介质传播所发生的现象,这种现象的原理是十分复杂的,它既包括在不同介质中介面上的能量反射,也包括在介质中被吸收的声波能量。根据上述现象及工程实践,在隔振器与基础之间再设置一定厚度的弹性隔振垫,能够减弱固体声的传播。

### 9.3.5 对隔振台座的要求。

加大隔振台座的质量及尺寸等,是为了加强隔振基础的稳定性和降低隔振器的固有频率,提高隔振效果。设计安装时,要使设备的重心尽量落在各隔振器的几何中心上,整个振动体系的重心要尽量低,以保证其稳定性。同时应使隔振器的自由高度尽量一

致,基础底面也应平整,使各隔振器在平面上均匀对称,受压均匀。

### 9.3.6、9.3.7 减缓固体传振和传声的措施。

为了减缓通风机和水泵设备运行时,通过刚性连接的管道产生的固体传振和传声,同时防止这些设备设置隔振器后,由于振动加剧而导致管道破裂或设备损坏,其进出口宜采用软管与管道连接。这样做还能加大隔振体系的阻尼作用,降低通过共振时的振幅。同样道理,为了防止管道将振动设备的振动和噪声传播出去,支吊架与管道间应设弹性材料垫层。管道穿过机房围护结构处,其与孔洞之间的缝隙,应使用具备隔声能力的弹性材料填充密实。

## 附录 A 夏季太阳总辐射照度

## 附录 B 夏季透过标准窗玻璃的太阳辐射照度

本规范附录 A 和附录 B 分 7 个纬度(北纬 20°、25°、30°、35°、40°、45°和 50°),6 种大气透明度等级给出了太阳辐射照度值,表达形式比较简捷,而且概括了全国情况,便于设计应用。在附录 B 中,分别给出了直接辐射和散射辐射值(直接辐射与散射辐射值之和,即为相应时刻透过标准窗玻璃进入室内的太阳总辐射照度),为空气调节负荷计算方法的应用和研究提供了条件。根据当地的地理纬度和计算大气透明度等级,即可直接从附录 A、附录 B 中查到当地的太阳辐射照度值,从设计应用的角度看,还是比较方便的。

## 附录 C 夏季空气调节大气透明度分布图

夏季空气调节用的计算大气透明度等级分布图,其制定条件是在标准大气压力下,大气质量  $M=2$ 。(  $M=\frac{1}{\sin\beta}$ ,  $\beta$ ——太阳高度角,这里取  $\beta=30^\circ$ )

根据附录 C 所标定的计算大气透明度等级,再按本规范第 3.3.4 条表 3.3.4 进行大气压力订正,即可确定出当地的计算大气透明度等级。这一附录是根据我国气象部门有关科研成果中给出的我国七月大气透明度分布图,并参照全国日照率等值线图改制的。

## 附录 D 加热由门窗缝隙渗入室内的冷空气的耗热量

本附录根据近年来冷风渗透的研究成果及其工程应用情况,在修改原规范附录七的基础上,给出了采用缝隙法确定多层和高层民用建筑渗透冷空气量的计算方法,并增加了多层建筑渗透冷空气量的换气次数法计算公式。因工业建筑的冷风渗透过程受到大门及孔口冷空气侵入等诸多复杂因素的影响,其冷风渗透量难以计算确定,本附录沿用原规范中估算生产厂房渗透耗热量的百分率附加法。

在采用缝隙法进行计算时,本附录沿用原规范以单纯风压作用下的理论渗透冷空气量  $L_0$  为基础的模式,但在以下方面进行了修改和完善。

1 在确定  $L_0$  时,本附录取消原规范附表 7.1,而应用通用性公式(D.0.2-2)进行计算。原因是规范难以涵盖目前出现的多种门窗类型,且同一类型门窗的渗风特性也有不同,而因计算条件的改变,以风速分级的计算列表也已无必要。式(D.0.2-2)中的外门窗缝隙渗风系数  $\alpha_1$  值可由供货方提供或根据现行国家标准《建筑外窗空气渗透性能分级及其检测方法》,按表 D.0.2-1 采用。

2 根据朝向修正系数  $n$  的定义和统计方法, $v_0$  应当与  $n=1$  的朝向对应,而该朝向往往是冬季室外最多风向;若  $n$  值以一月平均风速为基准进行统计, $v_0$  应当取为一月室外最多风向的平均风速。考虑一月室外最多风向的平均风速与冬季室外最多风向的平均风速相差不大,且后者可较为方便地应用《采暖通风与空气调节气象资料集》,本附录式(D.0.2-2)中的  $v_0$  取为冬季室外最多风向的平均风速,而非原规范的冬季室外平均风速。

3 本附录采用冷风渗透压差综合修正系数  $m$  的概念,取代原规范中渗透冷空气量的综合修正系数  $m$ 。本附录中  $m$  值的计算式(D.0.2-3)对原规范中风压与热压共同作用时的压差叠加方式进行了修改,并引入热压系数  $C_r$  和风压差系数  $\Delta C_f$ ,使其成为反映综合压差的物理量。当  $m > 0$  时,冷空气渗入。

4 当渗透冷空气流路径确定时,热压系数  $C_r$  仅与建筑内部隔断情况及缝隙渗风特性有关。因建筑日趋多样化,且确定  $C_r$  的解析值需求解非线性方程,获取  $C_r$  的理论值非常困难。本附录根据典型建筑门窗设置情况及其缝隙特性,通过对有关参数的数量级分析,提供了热压系数  $C_r$  的推荐值。一般认为,渗透冷空气经外窗、内(房)门、前室门和楼梯间(电梯间)门进入气流竖井。本规范表 D.0.2-2 中,若前室门或楼梯间(电梯间)设门,则  $0.2 \leq C_r \leq 0.6$ ; 否则,  $C_r \geq 0.6$ 。对于内(房)门也是如此。所谓密闭性好与差是相对于外窗气密性而言的。 $C_r$  的幅值范围应为  $0 \sim 1.0$ ,但为便于计算且偏安全,可取下限为  $0.2$ 。有条件时,应进行理论分析与实测。

5 风压差系数  $\Delta C_f$  不仅与建筑表面风压系数  $C_f$  有关,而且与建筑内部隔断情况及缝隙渗风特性有关。当建筑迎风面与背风面内部隔断等情况相同时,  $\Delta C_f$  仅与  $C_f$  有关;当迎风面与背风面  $C_f$  分别取绝对值最大,即  $1.0$  和  $-0.4$  时,  $\Delta C_f = 0.7$ ,可见该值偏安全。有条件时,应进行理论分析与实测。

6 因热压系数  $C_r$  对热压差与风压差均有作用,本附录中有效热压差与有效风压差之比  $C$  值的计算式(D.0.2-5)中不包括  $C_r$ ,且以风压差系数  $\Delta C_f$  取代原规范中建筑表面风压系数  $C_f$ 。

7 竖井计算温度  $t'_n$ ,应根据楼梯间等竖井是否采暖等情况经分析确定。

## 附录 E 渗透冷空气量的朝向修正系数 $n$ 值

本规范附录 E 给出的全国 104 个城市的渗透冷空气量的朝向修正系数  $n$  值,是参照国内有关资料提出的方法,通过具体地统计气象资料得出的。所谓渗透冷空气量的朝向修正系数,乃是 1971~1980 年累年一月份各朝向的平均风速、风向频率和室内外温差三者的乘积与其最大值的比值,即以渗透冷空气量最大的某一朝向  $n=1$ ,其他朝向分别采取  $n<1$  的修正系数。在附录中所列的 104 个城市中,有一小部分城市  $n=1$  的朝向不是采暖问题比较突出的北、东北或西北,而是南、西南或东南等。如乌鲁木齐南向  $n=1$ ,北向  $n=0.35$ ;哈尔滨南向  $n=1$ ,北向  $n=0.30$ 。有的单位反映这样规定不尽合理,有待进一步研究解决。考虑到各地区的实际情况及小气候等因素的影响,为了给设计人员留有选择的余地,在附录的表述中给予一定灵活性。

## 附录 F 自然通风的计算

本规范附录 F 列出的自然通风计算方法是适用于热车间自然通风的比较常用的计算方法。这里仅做一点说明。

本附录公式附 F.0.3 中的散热量有效系数  $m$  值,其影响因素较多。例如热源的布置情况、热源的高度和辐射强度等,一个热车间当热源的布置、保温等情况一定时,就有一个客观存在的  $m$  值,它可以通过实测得到比较符合实际的数值。其他相同或类似布置的热车间,就可以沿用这个实测数据进行设计计算。不是每种类型的热车间都有实测数据,这样就会给热车间的自然通风计算带来困难。经过对一些资料的分析对比,本附录给出了式 F.0.3 的计算方法,该计算公式除考虑了热设备占地面积的因素外,还考虑了热设备的高度和辐射强度对  $m$  值的影响,比较全面,计算结果也比较切合实际,具体内容可参见原规范参考资料《关于夏季自然通风计算中的排风温度和  $m$  值的分析》。

## 附录 G 除尘风管的最小风速

本规范附录 G 给出的除尘风管最小风速,是根据国内外有关资料归纳整理的。由于所依据的资料较多,所载数据不尽相同。取舍的原则是:凡数据有出入的,按与其关系最直接的部门的数据采用。