

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

目 次

1	总 则	
2	术 语	
3	室内外计算参数	
3.1	室内空气计算参数	
3.2	室外空气计算参数	
3.3	夏季太阳辐射照度	
4	采 暖	
4.1	一般规定	
4.2	热负荷	
4.3	散热器采暖	
4.4	热水辐射采暖	
4.5	燃气红外线辐射采暖	
4.6	热风采暖及热空气幕	
4.7	电采暖	
4.8	采暖管道	
4.9	热水集中采暖分户热计量	
5	通 风	
5.1	一般规定	
5.2	自然通风	
5.3	机械通风	
5.4	事故通风	
5.5	隔热降温	
5.6	除尘与有害气体净化	
5.7	设备选择与布置	

5.8	风管及其他	1
6	空气调节	1
6.1	一般规定	1
6.2	负荷计算	1
6.3	空气调节系统	1
6.4	空气调节冷热水及冷凝水系统	1
6.5	气流组织	1
6.6	空气处理	1
7	空气调节冷热源	1
7.1	一般规定	1
7.2	电动压缩式冷水机组	1
7.3	热泵	1
7.4	溴化锂吸收式机组	1
7.5	蓄冷、蓄热	1
7.6	换热装置	1
7.7	冷却水系统	1
7.8	制冷和供热机房	1
7.9	设备、管道的保冷和保温	1
8	监测与控制	1
8.1	一般规定	1
8.2	传感器和执行器	1
8.3	采暖、通风系统的监测与控制	1
8.4	空气调节系统的监测与控制	1
8.5	空气调节冷热源和空气调节水系统的监测与控制	1
8.6	中央级监控管理系统	1
9	消声与隔振	1
9.1	一般规定	1
9.2	消声与隔声	1
9.3	隔振	1

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
附录 C	夏季空气调节大气透明度分布图
附录 D	加热由门窗缝隙渗入室内的冷空气的耗热量
附录 E	渗透冷空气量的朝向修正系数 n 值
附录 F	自然通风的计算
附录 G	除尘风管的最小风速

1 总 则



1.0.1 本规范宗旨。

采暖、通风与空气调节工程是基本建设领域中一个不可缺少的组成部分,它对改善劳动条件、提高生活质量、合理利用和节约能源及资源、保护环境、保证产品质量以及提高劳动生产率,都有着十分重要的意义。本次规范修订从节能、环保、安全、卫生等方面结合了近 10 年来国内外出现的新技术、新设备、新材料与设计、科研新成果,对有关设计标准、技术要求、设计方法以及其他政策性较强的技术问题等都做了具体的规定。

1.0.2 本规范的适用范围。

为了适应设计工作的需要,本次规范修订充实了民用建筑采暖、通风与空气调节的内容,并根据国家现行有关标准对原规范中防火及通风等的规定做了必要的增减。规定了本规范不仅适用于各种类型的民用建筑,其中包括居住建筑、办公建筑、科教建筑、医疗卫生建筑、交通邮电建筑、文娱集会建筑和其他公共建筑等,也适用于各种规模的工业建筑。对于新建、改建和扩建的民用建筑和工业建筑,其采暖、通风与空气调节设计,均应符合本规范各相关规定。

本规范不适用于有特殊用途、特殊净化与防护要求的建筑物、洁净厂房以及临时性建筑物的设计,是针对设计标准、装备水平以及某些特殊要求、特殊作法或特殊防护而言的,并不意味着本规范的全部内容都不适用于这些建筑物的设计。一些通用性的条文,应参照执行。有特殊要求的设计,应执行国家相关的设计规范。

1.0.3 选择设计方案和设备、材料的原则。

采暖、通风与空气调节工程,不仅在整个工程的全部投资中占有一定的份额,其运行过程中的能耗也是非常可观的。因此,设计

中必须贯彻适用、经济、节能、安全等原则,会同有关专业通过多方案的技术经济比较,确定出整体上技术先进、经济合理的设计方案。

1.0.4、1.0.5 采暖、通风与空气调节系统的维护管理要求。

这几条规定,目的是突出在设计中必须考虑维护管理问题,并为其创造必要的安全防护措施的重要性。

多年实践证明,维护管理的好坏,是采暖、通风与空气调节系统能否正常运行和达到应有效果的重要因素,能否在设计中为维护管理创造必要的条件,也是系统能否正常运行和发挥其应有作用的重要因素之一。

1.0.6 地震区或湿陷性黄土地区布置设备和管道的要求。

为了防止和减缓位于地震区或湿陷性黄土地区的建筑物由于地震或土壤下沉而造成的破坏和损失,除应在建筑结构等方面采取相应的预防措施外,布置采暖、通风和空气调节系统的设备和管道时,还应根据不同情况按照国家现行规范的规定分别采取防震或其他有效的防护措施。

1.0.7 本规范同施工验收规范的衔接。新增条文。

为保证设计和施工质量,要求采暖通风与空气调节设计的施工图内容应与国家现行标准《建筑给水排水及采暖工程施工质量验收规范》(GB 50242)、《通风与空气调节工程施工质量验收规范》(GB 50234)等保持一致。有特殊要求及现行施工质量验收规范中没有涉及的内容,在施工图文件中必须有详尽说明,以利施工、监理工作的顺利进行。

1.0.8 本规范同其他标准规范的衔接。

本规范为专业性的全国通用规范。根据国家主管部门有关编制和修订工程建设标准规范的统一规定,为了精简规范内容,凡引用或参照其他全国通用的设计标准规范的内容,除必要之外,本规范不再另设条文。本条强调在设计中除执行本规范外,还应执行与设计内容相关的安全、环保、节能、卫生等方面的国家现行的有关标准、规范等的规定。具体规范名称不一一列出。

2 术 语

2.0.1、2.0.2 预计平均热感觉指数(PMV)和预计不满意者的百分数(PPD)是按国家标准《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》(GB/T 18049)测定。国家标准 GB/T 18049 等同采用国际标准 ISO 7730。其中规定了三种测定方法,一是用热舒适方程计算,二是查表,三是用热舒适计测量。

Fanger 提出 PMV 指数在 -1 和 +1 之间(此时 PPD 指数小于 27%)的全部评价为“满意”,高于或低于此限值的全部评价为“不满意”。

2.0.3 湿球黑球温度(WBGT)指数是按国家标准《高温作业分级》(GB/T 4200)测定,经计算确定。

2.0.7 在舒适性空气调节中,可用综合温度、风速作用的有效温度差 θ 值来评价人的舒适性:

$$\theta = (t_i - t_h) - 8(v_i - 0.15) \quad (1)$$

式中 θ ——综合温度(°C);

t_i ——测点温度(°C);

t_h ——室内设计温度(°C);

v_i ——测点风速(m/s)。

根据 2001 ASHRAE Handbook 中的有关资料,在 $\theta = -1.5 \sim +1.0$ 的范围内,多数人感到舒适。空气分布特性指标(ADPI)可通过式(2)确定:

$$ADPI = \frac{(-1.5 < \theta < +1.0) \text{ 的测点数}}{\text{总测点数}} \times 100\% \quad (2)$$

3 室内外计算参数

3.1 室内空气计算参数

3.1.1 冬季室内计算温度。

1 根据国内外有关卫生部门的研究结果,当人体衣着适宜、保暖量充分且处于安静状态时,室内温度 20°C 比较舒适, 18°C 无冷感, 15°C 是产生明显冷感的温度界限。本着提高生活质量,满足室温可调的要求,并按照国家现行标准《室内空气质量标准》(GB/T 18883)要求,把民用建筑主要房间的室内温度范围定在 $16\sim 24^{\circ}\text{C}$ 。

2 工业建筑工作地点的温度,其下限是根据现行国家标准《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)制定的。轻作业时,空气温度 15°C 尚无明显冷感;中作业和重作业时,空气温度分别不低于 16°C 和 14°C 即可基本满足要求。

关于劳动强度分级标准——轻、中、重、过重作业,是按现行国家标准《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)执行的,而卫生部门还制定了《体力劳动强度分级指标》(共分四级),鉴于这两种分级方法对制定相应的室内卫生标准并无实质差别,本条及本规范其他有关条文中仍沿用原来的提法。

3.1.2 采暖建筑物冬季室内风速。

将原条文中“生活地带或作业地带”统称为“活动区”,以下同。将原条文中“集中采暖”改为“采暖”。现今采暖方式的多样化,采暖热源亦多种多样,为使室内获得热量并保持一定温度,以达到适宜的生活或工作条件,不一定必须设置集中采暖。

本条对冬季室内最大允许风速的规定,主要是针对设置热风采暖的建筑而言的,目的是为了阻止人体产生直接吹风感,影响舒

适性。

3.1.3 空气调节室内计算参数。

1 舒适性空气调节的室内参数,是基于人体对周围环境温度、相对湿度和风速的舒适性要求,并结合我国经济情况和人们的生活习惯及衣着情况等因素,参照国家现行标准《室内空气质量标准》(GB/T 18883)等资料制定。

2 对于设置工艺性空气调节的工业建筑,其室内参数应根据工艺要求,并考虑必要的卫生条件确定。在可能的条件下,应努力提高夏季室内温度基数,以节省建设投资和运行费用。另外,室温基数过低(如 20°C),由于夏季室内外温差太大,工作人员普遍感到不舒适,室温基数提高一些,对改善室内工作人员的卫生条件也是有好处的。

3.1.4 空气调节室内热舒适性评价指标参数及工业建筑夏季工作地点的温度标准。新增条文。

规定本条与国家现行标准《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》(GB/T 18049)、《高温作业分级》(GB/T 4200)一致,也做到了与国际接轨。

空气调节系统的能耗与许多因素有关,所以空气调节能耗的许多环节都有节能的潜力。假设空气调节室外计算参数为定值时,夏季空气调节室内空气计算温度和湿度越低,房间的计算冷负荷就越大,系统耗能也越大。因此,宜按照国家现行标准《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》(GB/T 18049),等同于国际标准 ISO 7730:1994 中的 PMV-PPD 指标,在不降低室内舒适度标准的前提下,通过合理组合室内空气设计参数,可以收到明显的节能效果。

3.1.5 计算通风时工业建筑夏季工作地点的温度标准。

本条是参照《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)有关条款,在工艺无特殊要求时,根据夏季通风室外计算温度与工作地点温度的允许温差制定的。

105

3.1.6 休息室的室温标准。

炎热季节,根据生产工艺特性,适当调整高温作业工作人员的劳动休息制度,缩短持续劳动的时间,是恢复人员体力和调整生理机能的重要措施之一,尤其是对高温环境下从事间断性的中、重体力劳动者来说,创造良好的休息环境更是十分必要的。

从调整人体生理机能的要求出发,在参照本规范第 3.1.3 条关于舒适性空气调节夏季室内温度标准规定的前提下,避免高温作业区与休息室的温差过大所引起的骤冷骤热,规定休息室的室温标准为 26~30℃。

3.1.7 局部送风工作地点的风速和温度。

设置局部送风的工业建筑,其室内工作地点的允许风速已在本规范第 5.5.5 条至第 5.5.7 条中做了明确规定。

3.1.8 对室内空气质量的要求。新增条文。

建筑物室内空气应符合国家现行标准《室内空气质量标准》(GB/T 18883)、《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)、《工作场所有害因素接触限值》(GBZ 2)和《民用建筑工程室内环境污染控制规范》(GB 50325)等相关规范、标准中的规定。表 1 中摘录了部分国家现行标准中室内污染物容许浓度指标。

表 1 室内空气污染物的容许浓度

污染物名称	符号	单位	容许浓度	备注
二氧化硫	SO ₂	mg/m ³	0.50	1 小时均值
二氧化氮	NO ₂	mg/m ³	0.24	1 小时均值
一氧化碳	CO	mg/m ³	10	1 小时均值
二氧化碳	CO ₂	%	0.10	日平均值
氨	NH ₃	mg/m ³	0.20	1 小时均值
臭氧	O ₃	mg/m ³	0.16	1 小时均值

续表 1

污染物名称	符号	单位	容许浓度	备注
甲 醛	HCHO	mg/m ³	0.10	1 小时均值
苯	C ₆ H ₆	mg/m ³	0.11	1 小时均值
甲 苯	C ₇ H ₈	mg/m ³	0.20	1 小时均值
二甲苯	C ₈ H ₁₀	mg/m ³	0.20	1 小时均值
苯并(a)芘	B(a)P	ng/m ³	1.0	日平均值
可吸入颗粒物	PM10	mg/m ³	0.15	日平均值
总挥发性有机物	TVOC	mg/m ³	0.60	8 小时均值
菌落总数		CFU/m ³	2500	
氡	²²² Rn	Bq/m ³	400	年平均值

3.1.9 人员所需最小新风量。新增条文。部分强制条文。

无论是工业建筑还是民用建筑,人员所需新风量都应根据室内空气的卫生要求、人员的活动和工作性质,以及在室内的停留时间等因素确定。卫生要求的最小新风量,民用建筑主要是对CO₂的浓度要求(可吸入颗粒物的要求可通过过滤等措施达到),工业建筑和医院等还应考虑室内空气的其他污染物和细菌总数等。

表 2 所示的民用建筑主要房间人员所需最小新风量,是根据国家现行标准《旅游旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准》(GB 50189)、《公共场所卫生标准》(GB 9663~GB 9673)、《饭馆(餐厅)卫生标准》(GB 16153)、《室内空气质量标准》(GB/T 18883)和《中、小学校教室换气卫生标准》(GB/T 17226)等摘录的。对于图书馆、博物馆、美术馆、展览馆、医院和公共交通等建筑的人员所需最小新风量第 3.1.9 条未做规定,可按国家现行卫生标准中 CO₂

的容许浓度进行计算确定。设计时尚应满足国家现行专项标准的特殊要求。

表 2 民用建筑主要房间人员所需的最小新风量($\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$)

建筑类型		新风量	依据	
旅游旅馆	客房	一级	50	GB 50189—93
		二级	40	GB 50189—93
		三级	30	GB 50189—93
	餐厅 宴会厅 多功能厅	一级	30	GB 50189—93
		二级	25	GB 50189—93
		三级	20	GB 50189—93
		四级	15	GB 50189—93
	商业、服务	一级~二级	20	GB 50189—93
		三级~四级	10	GB 50189—93
	大堂、四季厅	一级~二级	10	GB 50189—93
美容理发室、康乐设施		30	GB 50189—93	
旅店	客房	3~5 星级	30	GB 9663—1996
		1~2 星级	20	GB 9663—1996
文化娱乐场所	影剧院、音乐厅、录像厅(室)		20	GB 9664—1996
	游艺厅、舞厅(包括卡拉 OK 歌厅)		30	GB 9664—1996
	酒吧、茶座、咖啡厅		10	GB 9664—1996
体育馆		20	GB 9668—1996	
商场(店)、书店		20	GB 9670—1996	
饭馆(餐厅)		20	GB 16153—1996	
办公楼		30	GB/T 18883—2002	
住宅		30	GB/T 18883—2002	
学校	教室	小学	11	GB/T 17226—1998
		初中	14	GB/T 17226—1998
		高中	17	GB/T 17226—1998

3.2 室外空气计算参数

3.2.1 采暖室外计算温度。

在采暖热负荷计算中,如何确定室外计算温度是一个相当重要的问题。单纯从技术观点来看,采暖系统的最大出力,恰好等于当地出现最冷天气时所需要的冷负荷,是最理想的,但这往往同采暖系统的经济性相违背。研究一下气象资料就可以看出,最冷的天气并不是每年都会出现。如果采暖设备是根据历年最不利条件选择的,即把室外计算温度定得过低,那么,在采暖运行期的绝大多数时间里,会显得设备能力富裕过多,造成浪费;反之,如果把室外计算温度定得过高,则在较长的时间里不能保持必要的室内温度,达不到采暖的目的和要求。因此,正确地确定和合理地采用采暖室外计算温度是一个技术与经济统一的问题。

在编制原规范的过程中,为了比较合理地确定采暖室外计算温度的统计方法,曾对全国主要城市的气象资料进行了统计、分析,广泛地征求了意见,并以国内外有关资料为借鉴,结合我国国情和气候特点以及建筑物的热工情况等,制定了以日平均温度为统计基础,按照历年室外实际出现的较低的日平均温度低于室外计算温度的时间,平均每年不超过5天的原则,确定采暖室外计算温度的方法。实践证明,只要供热情况有保障,即采取连续采暖或间歇时间不长的运行制度,对于一般建筑物来说,就不会因采用这样的室外计算温度而影响采暖效果。即使在20~30年一遇的最冷年内不保证天数多一些(10天左右),与之相对应的室内温度,大部分时间仍可维持在12℃以上,高于人体卫生所限定的最低环境温度。原规范执行10多年中,关于采暖室外计算温度的规定,已经为全国广大设计人员所接受,有关部门和单位还据此制定了各自的标准、规程、规定和技术措施等或将其编入了有关设计手册中。因此,本规范对此未做修订。

“注”中所谓“不保证”,系针对室外温度状况而言的;所谓“历

年平均不保证”,系针对累年不保证总天数(或小时数)的历年平均值而言的,以免造成概念上的混淆和因理解上的不同而导致统计方法的错误。

在此必须强调指出,本规范所规定的采暖室外计算温度,适用于连续采暖或间歇时间较短的采暖系统的热负荷计算。只有这样,才能满足室内温度要求,如果间歇时间太长,室内达不到要求的时间自然就会增多。要想保持必要的室内温度,根本的途径是建立合理的运行制度,充分发挥采暖设备的效能。间歇时间的长短应随室外气温的变化而增减。在最不利的气候条件下,即在室外气温低于或等于采暖室外计算温度时,采暖系统必须按设计工况连续运行。如果因燃料不足等原因必须间歇采暖时,那只好暂时降低使用标准,非属设计者所能解决的问题。不要为了迁就目前供热制度的某些不合理现象,而盲目降低室外计算温度或增加某些变相的附加,以免助长不合理的运行制度“合法化”,造成设备和投资的浪费。

确定采暖建筑物围护结构最小传热阻所用的冬季围护结构室外计算温度,根据围护结构热惰性的不同分4挡,在本规范第4.1.9条中另有规定。详见该条文。

3.2.2 冬季通风室外计算温度。

鉴于我国绝大部分地区的累年最冷月虽然出现在1月,但个别地区也有出现在2月或12月的,因此规定以累年最冷月平均温度,作为冬季通风室外计算温度。

本条及本规范其他有关条文中的“累年最冷月”,系指累年逐月平均气温最低的月份。

3.2.3 夏季通风室外计算温度。

由于从1960年开始,全国各气象台(站)统一采用北京时间(即东经120°的地方平均太阳时)进行观测,1965年以来,各台(站)仅有北京时间14时(还有2时、8时和20时)的温度记录整理资料,因此,对于我国大部分地区来说,当地太阳时的14时与北

京太阳时的 14 时,时差达 1~2h,相差最多的可达 3h。经比较,时差问题对我国华北、华东和中南等地区影响不大,而对气候干燥的西部地区和西南高原影响较大,温差可达 1~2℃。也就是说,统一采用北京 14 时的温度记录,对于我国西部地区来说,并不是真正反映当地最热月逐日逐时气温较高的 14 时的温度,而是温度不太高的 13、12 时乃至 11 时的温度,显然,时差对温度的影响是不可忽视的。但是,考虑到需要进行时差修正的地区,夏季通风室外计算温度多在 30℃ 以下(有的还不到 20℃),把通风计算温度规定提高一些,对通风设计(主要是自然通风)效果影响不大,本规范未规定对此进行修正。如需修正,可按以下的时差订正简化方法进行修正:

1 对北京以东地区以及北京以西时差为 1h 地区,可以不考虑以北京时间 14 时所确定的夏季通风室外计算温度的时差订正;

2 对北京以西时差为 2h 的地区,可按以北京时间 14 时所确定的夏季通风室外计算温度加上 2℃ 来修正。

3.2.4 夏季通风室外计算相对湿度。

如第 3.2.3 条所述,全国统一采用北京时间最热月 14 时的平均相对湿度确定这一参数,也存在时差影响的问题,只是由于影响不大,而且大都偏于安全,可不必考虑修正问题。

3.2.5 冬季空气调节室外计算温度。

考虑到设置空气调节的建筑物,室内热环境标准要求较高,如采用平均每年不保证 5 天的采暖室外计算温度作为新风和围护结构传热的计算温度,则冬季不保证小时数约为 200h,比夏季不保证 50h 多了一些;为了使冬季的不保证小时数与夏季一致,沿用原规范的规定,把平均每年不保证 1 天的日平均温度作为空气调节设计用的冬季新风和围护结构传热的计算温度。经比较,这一温度值同美国等国家常用的标准比较相近。实践证明,一般情况下,冬季均能保证室内参数,其保证率是较高的,在技术上是可以达到要求的。

由于这个参数对整个空气调节系统的建设投资和经常运行费用影响不大,因此,没有必要将新风和围护结构传热的计算温度分开。

3.2.6 冬季空气调节室外计算相对湿度。

规定本条的目的是为了在不影响空气调节系统经济性的前提下,尽量简化参数的统计方法,同时,采用这一参数计算冬季的热湿负荷也是比较安全的。

3.2.7~3.2.10 夏季空气调节室外计算参数。

在这些条文中,分别规定了夏季空气调节室外计算干球温度、湿球温度、日平均温度和逐时温度的统计和采用方法。

1 保留了原规范第 2.2.7 条中有关按历年平均不保证 50h 统计和确定室外计算干球温度的内容。由于国内每天只有 4 次(2、8、14、20 时)的定时温度记录,因此,以每次记录代表 6h 进行统计,经比较,其所得结果同按逐时温度记录所统计出的温度值相差很小,湿球温度的统计规律亦然。

2 保留了原规范第 2.2.8 条按历年平均不保证 50h 确定夏季空气调节室外计算湿球温度的内容。实践证明,在室外干、湿球温度不保证 50h 的综合作用下,室内不保证时间不会超过 50h。

3 保留了原规范第 2.2.9 条关于按历年不保证 5 天的日平均温度统计和确定室外计算日平均温度的内容。关于夏季室外计算日平均温度的确定原则是考虑与空气调节室外计算干、湿球温度相对应的,即不保证小时数应为 50h 左右。统计结果表明,50h 的不保证小时数大致分布在 15 天左右,而在这 15 天左右的时间内,分布也是不均等的,有些天仅有 1~2h,出现较多的不保证小时数的天数一般在 5 天左右。每天仅有 1~2h 超过规定温度时,由于围护结构对温度波的衰减,对室内不会有影响,因此取不保证 5 天的日平均温度,大致与室外计算干湿球温度不保证 50h 是对应的。

4 为适应关于按不稳定传热计算空气调节冷负荷的需要,保

留了夏季空气调节室外计算逐时温度的内容。

3.2.11 特殊情况下空气调节室外计算参数的确定。

按本规范上述条文确定的室外计算参数设计的空气调节系统,运行时均会出现个别时间达不到室内温湿度要求的现象,但其保证率却是相当高的。为了在特殊情况下保证全年达到既定的室内温、湿度参数(这种情况是很少的),完全确保技术上的要求,必须另行确定适宜的室外计算参数,直至采用累年极端最高或极端最低干、湿球温度等,但它对空气调节系统的初投资影响极大,必须采取极为谨慎的态度。仅在部分时间(如夜间)工作的空气调节系统,如仍按常规参数设计,将会使设备富裕能力过大,造成浪费,因此,设计时可不遵守本规范第3.2.7条至第3.2.10条的有关规定,根据具体情况另行确定适宜的室外计算参数。

3.2.12 室外风速的确定。

本条及本规范其他有关条文中的“累年最冷3个月”,系指累年逐月平均气温最低的3个月;“累年最热3个月”,系指累年逐月平均气温最高的3个月。

3.2.13 最多风向及频率。

条文中的“最多风向”即为“主导风向”(Predominant Wind Direction)。

3.2.14 室外大气压力。

3.2.15 冬季日照百分率。

3.2.16 设计计算用采暖期的确定原则。

本条中所谓“日平均温度稳定低于或等于采暖室外临界温度”,系指室外连续5天的滑动平均温度,低于或等于采暖室外临界温度。

按本条规定统计和确定的设计计算用采暖期,是计算采暖建筑物的能量消耗,进行技术经济分析、比较等不可缺少的数据,是专供设计计算应用的,并不是指具体某一个地方的实际采暖期,各地的实际采暖期应由各地主管部门根据情况自行确定。

3.2.17 室外计算参数的统计年份。

室外计算参数的统计年份长,概率性强,更具有代表性,有助于将各地的气象参数相对地稳定下来,为此有的国家统计年份采用30~50年。目前我国大部分气象台(站)都有30年以上完整的气象资料。统计结果表明,统计10年、20年和30年的数值是有差别的,但一般差别不是太大。如仅统计1年或几年,则偶然性太大、数据可靠性差。因此,条文中推荐采用30年,至少不低于10年,否则应通过调研、测试并与有长期观测记录的邻近台(站)做比较,必要时,应请气象部门进行订正。

3.2.18 山区的室外气象参数。

考虑到山区气候条件的多变性和复杂性,强调了当与邻近台站的气象资料进行比较时,要特别注意小气候的影响,注意气候条件的相似性。

3.3 夏季太阳辐射照度

3.3.1 确定太阳辐射照度的基本原则。

本规范所给出的太阳辐射照度值,是根据地理纬度和7月大气透明度,并按7月21日的太阳赤纬,应用有关太阳辐射的研究成果,通过计算确定的。

关于计算太阳辐射照度的基础数据及其确定方法。这里所说的基础数据,是指垂直于太阳光线的表面上的直接辐射照度 S 和水平面上的总辐射照度 Q 。原规范的基础数据是基于观测记录用逐时的 S 和 Q 值,采用近10年中每年6月至9月内舍去15~20个高峰值的较大值的历年平均值。实践证明,这一统计方法虽然较为繁琐,但它所确定的基础数据的量值,已为大家所接受。本规范参照这一量值,根据我国有关太阳辐射的研究中给出的不同大气透明度和不同太阳高度角下的 S 和 Q 值,按照不同纬度、不同时刻(6~18时)的太阳高度角用内插法确定的。

3.3.2 垂直面和水平面的太阳总辐射照度。

建筑物各朝向垂直面与水平面的太阳总辐射照度,是按下列公式计算确定的:

$$J_{zz} = J_z + \frac{D + D_f}{2} \quad (3)$$

$$J_{zp} = J_p + D \quad (4)$$

式中 J_{zz} ——各朝向垂直面上的太阳总辐射照度(W/m^2);

J_{zp} ——水平面上的太阳总辐射照度(W/m^2);

J_z ——各朝向垂直面的直接辐射照度(W/m^2);

J_p ——水平面的直接辐射照度(W/m^2);

D ——散射辐射照度(W/m^2);

D_f ——地面反射辐射照度(W/m^2)。

各纬度带和各大气透明度等级的计算结果列于本规范附录 C。

3.3.3 透过标准窗玻璃的太阳辐射照度。

根据有关资料,将 3mm 厚的普通平板玻璃定义为标准玻璃。透过标准窗玻璃的太阳直接辐射照度和散射辐射照度,是按下列公式计算确定的:

$$J_{cz} = \mu_g J_z \quad (5)$$

$$J_{cp} = \mu J_p \quad (6)$$

$$D_{cz} = \mu_d \left(\frac{D + D_f}{2} \right) \quad (7)$$

$$D_{cp} = \mu_d D \quad (8)$$

式中 J_{cz} ——各朝向垂直面和水平面透过标准窗玻璃的直接辐射照度(W/m^2);

μ_g ——太阳直接辐射入射率;

D_{cz} ——透过各朝向垂直面标准窗玻璃的散射辐射照度(W/m^2);

D_{cp} ——透过水平面标准窗玻璃的散射辐射照度(W/m^2);

μ_d ——太阳散射辐射入射率;

其他符号意义同前。

各纬度带和各大气透明度等级的计算结果列于本规范附录 B。

3.3.4 当地计算大气透明度等级的确定。

为了按本规范附录 A 和附录 B 查取当地的太阳辐射照度值,需要确定当地的计算大气透明度等级,为此,本条给出了根据当地大气压力确定大气透明度的等级,并在本规范附录 C 中给出了夏季空气调节用的计算大气透明度分布图。

4 采 暖

筑 龙 网

ZHULONG.COM

4.1 一 般 规 定

4.1.1 选择采暖方式的原则。新增条文。

随着社会的发展和技术的不断进步,根据当前各城市供热、供气、供电以及所处地区气象条件、生活习惯等的不同情况,采暖可以有很多方式。如何选定合理的采暖方式,达到技术经济最优化,是应通过综合技术经济比较确定的。这是因为各地能源结构、价格均不同,经济实力也存在较大差异,还要受到环保、卫生、安全等多方面的制约。而以上各种因素并非固定不变,是在不断发展和变化的。一个大、中型工程项目一般有几年周期,在这期间随着能源市场的变化而更改原来的采暖方式也是完全可能的。在初步设计时,应予以充分考虑。

4.1.2 宜采用集中采暖的地区。新增条文。

这类地区包括北京、天津、河北、山西、内蒙古、辽宁、吉林、黑龙江、山东、西藏、青海、宁夏、新疆等 13 个省、直辖市、自治区的全部,河南(许昌以北)、陕西(西安以北)、甘肃(天水以北)等省的大部分,以及江苏(淮阴以北)、安徽(宿县以北)、四川(川西)等省的一小部分,此外还有某些省份的高寒山区,如贵州的威宁、云南的中甸等,其全部面积约占全国陆地面积的 70%。

4.1.3 宜设置集中采暖的建筑。新增条文。

本条是根据国家技术经济政策制订的维护公众利益、保障人民生活最基本要求的规范性条文。对条文中规定地区的幼儿园、养老院、中小学校、医疗机构等建筑,宜考虑设置集中采暖。而对于其他地区、其他类型建筑,是否需要采暖、采用什么方式采暖等,可根据当地的具体情况,通过技术经济比较确定。

累年日平均温度稳定低于或等于 5°C 的日数为60~89天的地区包括上海,江苏的南京、南通、武进、无锡、苏州,浙江的杭州,安徽的合肥、蚌埠、六安、芜湖,河南的平顶山、南阳、驻马店、信阳,湖北的光化、武汉、江陵,贵州的毕节、水城,云南的昭通,陕西的汉中,甘肃的武都等。

累年日平均温度稳定低于或等于 5°C 的日数不足60天,但累年日平均温度稳定低于或等于 8°C 的日数大于或等于75天的地区包括浙江的宁波、金华、衢州,安徽的安庆、屯溪,江西的南昌、上饶、萍乡,湖北的宜昌、恩施、黄石,湖南的长沙、岳阳、常德、株洲、芷江、邵阳、零陵,四川的成都,贵州的贵阳、遵义、安顺、独山,云南的丽江,陕西的安康等。这两类地区的总面积,约占全国陆地面积的15%。

4.1.4 采暖室外气象参数的确定。新增条文。

采暖的气象参数,不可盲目套用临近城市的气象资料。这是因为我国地域广阔、气候复杂,特别是在山区更不能忽视由于地形、高差等对局部气候造成的影响。因此,应根据本规范第3.2节的有关规定按当地的气象资料进行计算确定。也可参照由国家暖通规范管理组和中国气象科学研究院按本规范有关规定计算整理的《采暖通风与空气调节气象资料集》选用。

4.1.5 设置值班采暖的规定。

规定本条的目的,主要是为了防止在非工作时间或中断使用的时间内,水管及其他用水设备等发生冻结的现象。当然,如果利用房间的蓄热量或采用改变热媒参数的质调节以及间歇运行等方式能使室温达到 5°C 时,也可不设值班采暖。

4.1.6 设置局部采暖和取暖室的规定。

当每名工人占用的建筑面积超过 100m^2 时,设置使整个房间都达到某一温度要求的全面采暖是不经济的,仅在固定的工作地点设置局部采暖即可满足要求。有时厂房中无固定的工作地点,设置与办公室或休息室相结合的取暖室,对改善劳动条件也会起

到一定的作用,因此做了如条文中的有关规定。

4.1.7~4.1.10 关于采暖建筑物围护结构传热阻的规定。第4.1.8条为强制条文。

表4.1.8-1中增加了与有外门窗的不采暖楼梯间相邻的隔墙1~6层及7~30层建筑的温差修正系数。

1 本规范第4.1.7条明确规定,设置全面采暖的建筑物,围护结构(包括外墙、屋顶、地面及门窗等)的传热阻应根据技术经济比较确定,即通过对初投资、运行费用和燃料消耗等的全面分析,按经济传热阻的要求进行围护结构的建筑热工设计。国内有关部门基于建筑节能的要求制定的标准、措施如《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》(JGJ 26)等,应在设计中贯彻执行。

2 本规范第4.1.8条规定了确定围护结构最小传热阻的计算公式,它是基于下列原则制定的:对围护结构的最小传热阻、最大传热系数及围护结构的耗热量加以限制;使围护结构内表面保持一定的温度,防止产生凝结水,同时保障人体不致因受冷表面影响而产生不舒适感。

3 本规范第4.1.9条规定了根据建筑物围护结构热惰性 D 值的大小不同,所应分别采用的四种类型冬季围护结构室外计算温度的取值方法。按照这一方法,不仅能保证围护结构内表面不产生结露现象,而且将围护结构的热稳定性与室外气温的变化规律紧密地结合起来,使 D 值较小(抗室外温度波动能力较差)的围护结构,具有较大的传热阻;使 D 值较大(抗室外温度波动能力较强)的围护结构,具有较小的传热阻。这些传热阻不同的围护结构,不论 D 值大小,不仅在各自的室外计算温度条件下,其内表面温度都能满足要求,而且当室外温度偏离计算温度乃至降低到当地最低日平均温度时,围护结构内表面的温降也不会超过 1°C 。也就是说,这些不同类型的围护结构,其内表面最低温度将达到大体相同的水平。对于热稳定性最差的IV类围护结构,室外计算温度不是采用累年极端最低温度,而是采用累计最低日平均温度(两

者相差 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$);对于热稳定性较好的 I 类围护结构,采用采暖室外计算温度,其值相当于寒冷期连续最冷 10 天左右的平均温度;对于热稳定性处于 I、IV 类中间的 II、III 类围护结构,则利用 I、IV 类计算温度即采暖室外计算温度和最低日平均温度并采用调整权值的方式计算确定,不但气象资料的统计工作可以简化而且也便于应用。

条文表 4.1.9 中 t_{wn} 和 $t_{\text{p,min}}$ 应根据本规范第 3.2 节的有关规定,按当地气象资料进行计算。也可参照由国家暖通规范管理组和中国气象科学研究院按本规范有关规定计算整理的《采暖通风与空气调节气象资料集》选用。

4.1.11、4.1.12 关于外窗层数和开窗面积的规定。

因《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》(JGJ 26)对建筑物的保温要求日益提高,且今后还会有所变化,所以第 4.1.11 条在原条文基础上做了相应补充修改(补充注 3、4)。

外窗层数及开窗面积对围护结构的综合传热系数影响很大,为了限制和降低采暖建筑物的能耗,除了设法提高围护结构非透明部分(外墙和屋顶等)的保温性能外,还必须十分重视其透明部分(外窗、阳台门和天窗等)的保温性能,其中包括尽量加大热阻,减小面积,提高气密程度等。从节能的角度考虑,设置全面采暖的建筑物采用双层窗一般是比较合理的,但根据我国目前的情况,尚无条件普遍采用双层窗,因此条文中对各类不同性质的建筑物分别规定了设置单层窗和双层窗的室内外温差界限。就其实质来说,相当于在采暖室外计算温度低于或等于 -15°C 的地区,一般民用建筑应采用双层窗,这和国内有关标准、规范关于在严寒地区民用建筑应采用双层窗的规定是一致的。对于干燥或正常湿度状况的工业建筑,设双层窗的地区界限相当于采暖室外计算温度低于或等于 -20°C 。当然,对于高级民用建筑以及其他经技术经济比较设置双层窗合理的建筑物,可不受此规定的限制,条文中已有明确注释。

不论是单层窗还是双层窗,在满足采光面积的前提下,均应尽量减小开窗面积。

4.1.13 采暖热媒的选择。

热水和蒸汽是集中采暖系统最常用的两种热媒。多年的实践证明,热水采暖比蒸汽采暖具有许多优点。从实际使用情况看,热水做热媒不但采暖效果好,而且锅炉设备、燃料消耗和司炉维修人员等比使用蒸汽采暖减少了30%左右。

由于热水采暖比蒸汽采暖具有明显的技术经济效果,用于民用建筑是经济合理的,近年来许多单位是这样做的,因此,条文中明确规定民用建筑的集中采暖系统应采用热水作热媒。工业建筑的情况比较复杂,有时生产工艺是以高压蒸汽为热源,单独搞一套热水系统就不一定合理,因此不宜对蒸汽采暖持绝对否定的态度(但应正视和解决蒸汽采暖存在的问题),条文中规定有一定的灵活性。当厂区只有采暖用热或以采暖用热为主时,推荐采用高温水作热媒;当厂区供热以工艺用蒸汽为主,在不违反卫生、技术和节能的条件下,可采用蒸汽作热媒。

4.1.14 改建和扩建建筑物采暖系统的设计原则。

鉴于按本规范所规定的方法确定的建筑物采暖热负荷时,其耗热量指标一般小于原有建筑物的耗热指标。为了保证与原有建筑物同一热源供热的改建、扩建和新建建筑物达到预期的采暖效果,应采取一些必要的技术措施。例如:设置单独的供热管道,在采暖室外计算温度下连续供热等,在某些情况下,亦可按原有建筑物的耗热量指标确定采暖热负荷。

按本规范所规定的方法进行选择采暖设备、计算管路等设计时,也要充分考虑与原有建筑同一热源供热的情况,采取相应的技术措施。

4.2 热 负 荷

4.2.1 确定采暖通风系统热负荷的因素。

在《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》(JGJ 26)中规定:“单位建筑面积的建筑物内部得热(包括炊事、照明、家电和人体散热),住宅建筑,取 $3.80\text{W}/\text{m}^2$ 。”当前住宅建筑户型面积越来越大,单位建筑面积内部得热量不一,且炊事、照明、家电等散热是间歇性的,这部分自由热可作为安全量,在确定热负荷时不予考虑。

4.2.2、4.2.3 围护结构耗热量的分类及基本耗热量的计算。

式(4.2.3)是按稳定传热计算围护结构耗热量的最基本的公式。在计算围护结构耗热量的时候,不管围护结构的热惰性指标 D 值大小如何,室外计算温度均采用采暖室外计算温度——平均每年不保证 5 天的日平均温度,不再分级。

增加“注”,在已知冷侧温度时或用热平衡法能计算出冷侧的温度时, t_{wn} 一项可直接用冷侧温度代入,不再进行 α 值修正。

4.2.4 计算围护结构耗热量时冬季室内计算温度的选取。

在建筑物采暖耗热量计算中,为考虑室内竖向温度梯度的影响,常用两种不同的计算方法:

- 1 对房间各部分围护结构均采用同一室内温度计算耗热量,当房间高于 4m 时计入高度附加;
- 2 对房间各部分围护结构采用不同的室内温度计算耗热量,即使房间高于 4m 时也不计入高度附加。

第一种方法对于某一具体房高只有一个与之对应的高度附加系数,方法比较简单,但无选择余地,不能做到根据建筑物的不同性质区别对待,只适用于室内散热量较小,上部空间温度增高不显著的建筑物,如民用建筑及辅助建筑物等;第二种方法比较麻烦,但可适应各种性质的建筑物,尤其是室内散热量较大、上部空间温度明显升高的工业建筑,因此,条文中规定房高大于 4m 的工业建筑应采用这种方法。

对于不同性质和高度的建筑物,其温度梯度值与很多因素(如采暖方式、工艺设备布置及散热量大小等)有关,难以在规范中给

出普遍适用的数据,设计时需根据具体情况确定。

通过分析对比,在某些情况下(如室内散热量不大的机械加工厂房),两种计算方法所得的结果,虽有差异但出入不大,因此在条文的附注中规定:“散热量小于 $23\text{W}/\text{m}^3$ 的工业建筑,当其温度梯度值不能确定时,可用工作地点温度计算围护结构耗热量,但应按本规范第 4.2.7 条的规定进行高度附加。”

4.2.5 相邻房间的温差传热计算原则。

当相邻房间的温差小于 5°C 时,为简化计算起见,可不计入通过隔墙和楼板等的传热量。当隔墙或楼板的传热阻太小,且其传热量大于该房间热负荷的 10% 时,也应将其传热量计入该房间的热负荷内。

4.2.6 围护结构的附加耗热量。

1 朝向修正率,是基于太阳辐射的有利作用和南北向房间的温度平衡要求,而在耗热量计算中采取的修正系数。本条第一款给出的一组朝向修正率是综合各方面的论述、意见和要求,在考虑某些地区、某些建筑物在太阳辐射得热方面存在的潜力的同时,考虑到我国幅员辽阔,各地实际情况比较复杂,影响因素很多,南北向房间耗热量客观存在一定的差异(10%~30%左右),以及北向房间由于接受不到太阳直射作用而使人们的实感温度低(约差 2°C),而且墙体的干燥程度北向也比南向差,为使南北向房间在整个采暖期均能维持大体均衡的温度,规定了附加(减)的范围值。这样做适应性比较强,并为广大设计人员提供了可供选择的余地,具有一定的灵活性,有利于本规范的贯彻执行。

2 风力附加率,是指在采暖耗热量计算中,基于较大的室外风速会引起围护结构外表面换热系数增大即大于 $23\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 而增加的附加系数。由于我国大部分地区冬季平均风速不大。一般为 $2\sim 3\text{m}/\text{s}$,仅个别地区大于 $5\text{m}/\text{s}$,影响不大,为简化计算起见,一般建筑物不必考虑风力附加,仅对建筑在不避风的高地、河

边、海岸、旷野上的建筑物，以及城镇、厂区内特别高出的建筑物的风力附加系数做了规定。

3 外门附加率，是基于建筑物外门开启的频繁程度以及冲入建筑物中的冷空气导致耗热量增大而打的附加系数。

关于第3款外门附加中“一道门附加 $65\% \times n$ ，两道门附加 $80\% \times n$ ”的有关规定，有人提出异议，但该项规定是正确的。因为一道门与两道门的传热系数是不同的：一道门的传热系数是 $4.65\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，两道门的传热系数是 $2.33\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

例如：设楼层数 $n=6$ ，

一道门的附加 $65\% \times n$ 为： $4.65 \times 65\% \times 6 = 18.135$

两道门的附加 $80\% \times n$ 为： $2.33 \times 80\% \times 6 = 11.184$

显然一道门附加的多，而两道门附加的少。

另外，此处所指的外门是建筑物底层入口的门，而不是各层每户的外门。

4.2.7 高度附加率。

高度附加率，是基于房间高度大于4m时，由于竖向温度梯度的影响导致上部空间及围护结构的耗热量增大而打的附加系数。由于围护结构耗热作用等影响，房间竖向温度的分布并不总是逐步升高的，因此对高度附加率的上限值做了不应大于15%的限制。

4.2.8 冷风渗透耗热量。

本条强调了门窗缝隙渗透冷空气耗热量计算的必要性，并明确计算时应考虑的主要因素。

在各类建筑物特别是工业建筑的耗热量中，冷风渗透耗热量所占比例是相当大的，有时高达30%左右。根据现有的资料，本规范附录D分别给出了用缝隙法计算民用建筑及生产辅助建筑物的冷风渗透耗热量和用百分率附加法计算工业建筑的冷风渗透耗热量，并在附录E(沿用原规范附录八)中给出了全国主要城市的冷风渗透量的朝向修正系数 n 值。

4.3 散热器采暖

4.3.1 选择散热器的规定。

1 近十几年散热器行业发展变化较大,出现了多种新型散热器,并且正在逐渐淘汰陈旧的产品,同时制定了各类型产品标准,而各标准中明确规定了各种热媒下的工作压力,因此,按产品标准中的规定选用散热器的工作压力,会更准确和适应散热器行业发展的需要。

2 社会的进步和生活水平的不断提高,促使人们对居室环境的要求也越来越高。散热器的清扫和装饰要求已引起国内制造厂商的广泛重视。目前,有些生产企业生产的铜管铝翅片对流散热器,以较为完美的外观和可以拆、装的外罩,在保障了散热器的使用效果的同时,又解决了散热器外观和清扫的问题,同时也起到了防护的作用。

3 随着我国能源政策的改变和生活水平的不断提高,传统的铸铁散热器由于生产过程的高污染、低效率、劳动强度大、外观粗糙等原因,使用受到一定的限制。钢制、铝制散热器等由于生产过程污染小、效率高、劳动强度低、散热器承压能力高、表面光滑易于清扫、外形美观且形式多样,既可满足产品的使用要求,又可起到一定的装饰作用。采用钢制散热器时,必须注意防腐问题。

钢制散热器一般由薄钢板冲压、焊接形成。由于其材料的固有特性,如何降低电化学腐蚀速度,是设计的首要问题。造成钢制散热器腐蚀的原因很多,其中电化学腐蚀和应力腐蚀最为严重。

应力腐蚀破裂是金属材料在静拉伸应力和腐蚀介质共同作用下导致破裂的现象,其应力主要来源于加工工序。所以,防止应力腐蚀主要应从合理选材,制定合理的加工工艺两方面采取措施。电化学腐蚀是水中溶解氧与钢的电化学反应:阳极反应: $\text{Fe} \rightarrow \text{Fe}^{2+} + 2\text{e}^{-}$;阴极反应: $\text{O}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 4\text{e}^{-} \rightarrow 4\text{OH}^{-}$;综合反应: $2\text{Fe} + \text{O}_2 + 2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{Fe}(\text{OH})_2$ 。腐蚀反应形成氢氧化亚铁将在热水

中进一步分解： $3\text{Fe}(\text{OH})_2 = \text{Fe}_3\text{O}_4 + 2\text{H}_2\text{O} + \text{H}_2$ 。最终产物四氧化三铁是一层黑色沉淀物，吸附在散热器的内壁上。

降低钢制散热器腐蚀速度可采取以下几个方面措施：

(1)采用闭式系统；由采暖循环泵、管道系统、采暖散热器及相关部件组成的封闭循环系统。必要时，可采用低位胶囊式密闭定压膨胀罐解决系统的定压和膨胀问题。

(2)根据现行国家标准《工业锅炉水质》(GB 1576)的要求，控制系统水质和系统补水水质的溶解氧应小于或等于 0.1mg/L ；水温 25°C 时 pH 值，给水大于或等于 7，锅炉应在 10~12 之间。

(3)采暖系统在非采暖季节应充水湿保养，不仅是使用钢制散热器采暖系统的基本运行条件，也是热水采暖系统的基本运行条件，在设计说明中应加以强调。

蒸汽采暖系统不应使用钢制柱型(指钢板制柱型)、板型及扁管式散热器。因为蒸汽系统的含氧量、pH 值不易控制，对散热器的腐蚀几率较高；而且系统压力不稳定，有杂质，运行中噪声较大，散热器表面温度过高，因此，规定蒸汽采暖系统不应采用钢制散热器。

4 铝制散热器的腐蚀问题也日益突出。铝制散热器的腐蚀主要是碱腐蚀。为避免重蹈钢制散热器的覆辙，铝制散热器应选用内防腐型铝制散热器并满足产品对水质的要求。

5 热水采暖系统选用散热器时，钢制散热器与铝制散热器不应在同一热水采暖系统中使用。铝制散热器与热水采暖系统管道应注意采用等电位连接。

在有些安装了热量表和恒温阀的热水采暖系统中，已出现由于散热器内不清洁，而使系统不能正常运行等问题，因此规定：安装热量表和恒温阀的热水采暖系统中，不宜采用水流通道内含有粘砂的铸铁等散热器。

4.3.2 散热器的布置。

1 散热器布置在外墙的窗台下，从散热器上升的对流热气流

能阻止从玻璃窗下降的冷气流,使流经生活区和工作区的空气比较暖和,给人以舒适的感觉;如果把散热器布置在内墙,流经人们经常停留地区的是较冷的空气,使人感到不舒适,也会增加墙壁积尘的可能,因此推荐把散热器布置在外墙的窗台下;款1中考虑到分户热计量时,为了有利于户内管道的布置,增加了可靠内墙安装的内容。

2 为了防止把散热器冻裂,因此规定在两道外门之间不应设置散热器。

3 把散热器布置在楼梯间的底层,可以利用热压作用,使加热了的空气自行上升到楼梯间的上部补偿其耗热量,因此规定楼梯间的散热器应尽量布置在底层或按一定比例分配在下部各层。

4.3.3 散热器的安装。

本条是根据建筑物的用途,考虑有利于散热器放热、安全、适应室内装修要求以及维护管理等方面制定的。

近几年散热器的装饰已很普遍,但很多的装饰罩设计不合理,严重影响了散热器的散热效果,因此,强调了暗装时装饰罩的作法应合理,即装饰罩应有合理的气流通道、足够的通道面积,并方便维修。

4.3.4 幼儿园散热器的安装。强制条文。

规定本条的目的,是为了保护儿童安全健康。

4.3.5 散热器的组装片数。

规定本条的目的,主要是从便于施工安装考虑的。

4.3.6、4.3.7 散热器数量的确定。

1 散热器的传热系数,是在特定条件下通过实验测定给出的。在实际工程应用中情况往往是多种多样的,与测试条件下给出的传热系数会有一些的差别,为此设计时除应按不同的传热温差(散热器表面温度与室温之差)选用合适的传热系数外,还应按本规范第4.3.6条的规定考虑其连接方式、安装形式、组装片数、

热水流量以及表面涂料等对散热量的影响。

2 明管敷设时,非保温管道的散热量有提高室温的作用,可补偿一部分耗热量,暗管敷设时,由于管道散热导致热媒温度降低,为保持必要的室温应适当增多散热器的数量,因此,在本规范第 4.3.7 条中做了有关规定。

4.3.8 采暖系统南北向房间分环设置的规定。

为了平衡南北向房间的温差、解决“南热北冷”的问题,除了按本规范第 4.2.6 条的规定对南北向房间分别采用不同的朝向修正系数外,对民用建筑和工业企业辅助建筑物的采暖系统,必要时采取南北向房间分环布置的方式,也不失为一种行之有效的办法;因此,在条文中推荐。

4.3.9 高层建筑采暖系统的布置。

本条是基于国内的实践经验并参考有关资料制定的,主要目的是为了减小散热器及配件所承受的压力,保证系统安全运行。

4.3.10、4.3.11 散热器的连接及供热。第 4.3.11 条为强制条文。

本规范第 4.3.10 条关于同一房间的两组散热器可以串联连接,某些辅助房间如贮藏室、厕所等的散热器可以同邻室连接的规定,主要是考虑在有些情况下单独设置立管有困难或不经济。对于有冻结危险的楼梯间或其他有冻结危险的场所,一般不应将其散热器同邻室连接,以防影响邻室的采暖效果,甚至冻裂散热器。因此,本规范第 4.3.11 条强制规定在这种情况下应由单独的立、支管供热,且不得装设调节阀门。

随着建筑水平和物业管理水平的提高及采暖区域的扩大,有的楼梯间已经无冻结危险,因此,对楼梯间也不能一概而论。

4.3.12 散热器恒温阀传感器的安装要求。新增条文。

由于恒温阀的特定安装位置,有时不能正确反应房间温度,为了使传感器能正确反应房间温度,强调了传感器的设置位置;对安装在装饰罩内的恒温阀,应采用外置传感器。

4.4 热水辐射采暖

4.4.1 低温热水辐射采暖的设计及要求。

低温热水辐射采暖具有节能、卫生、舒适、不占室内面积等优点,近年来在国内发展迅速。低温热水辐射采暖一般指加热管埋设在建筑构件内的采暖形式,有墙壁式、顶棚式和地板式等3种。目前我国主要采用的是地板式,称为低温热水地板辐射采暖。低温热水地板辐射采暖的设置,不应导致建筑构件产生龟裂和损坏。在具体工程中采用何种做法,要通过计算并进行技术经济比较后确定。

4.4.2 低温热水辐射采暖的要求。

根据国内外技术资料从人体舒适和安全角度考虑,对辐射采暖的辐射体表面平均温度做了具体规定。

4.4.3 低温热水地板辐射采暖的供、回水温度的要求。新增条文。

由国外资料汇集查得,地板辐射采暖的供水温度的上限值有 60°C 、 65°C 、 70°C 、 75°C 等,本条从对地板辐射采暖的安全与寿命考虑,规定民用建筑的供水温度不应超过 60°C 。

4.4.4 低温热水地板辐射采暖负荷计算。

根据国内外资料和国内一些工程的实测,低温热水地板辐射采暖用于全面采暖时,在相同热舒适条件下的室内温度可比对流采暖时的室内温度低 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。因此,规定地板辐射采暖的耗热量计算可按本规范第4.2节的有关规定进行,但室内计算温度取值可降低 2°C 或将计算耗热量乘以 $0.9\sim 0.95$ 的修正系数(寒冷地区取 0.9 ,严寒地区取 0.95)。当地板辐射采暖用于局部采暖时,耗热量还要乘以表4.4.4所规定的附加系数(局部采暖的面积与房间总面积的面积比大于 75% 时,按全面采暖耗热量计算)。

4.4.5 低温热水地板辐射采暖有效散热量的确定。新增条文。

本条针对目前一些工程不考虑房间朝向、外墙、外窗以及室内

设施、地面覆盖物等的不同情况,加热管在整个房间内等间距敷设,而室内设备、家具等地面覆盖物对采暖的有效散热量的影响较大。因此,本条强调了地板辐射采暖的有效散热量应通过计算确定。目前国内尚无统一的计算方法,大多采用国外资料。

在计算有效散热量时,必须重视室内设备、家具等地面覆盖物对有效散热面积的影响。当人均居住面积较小时,家具所占面积相对较大。目前,有以下两种可行方法:

1 室内均匀布置加热管。在计算有效散热量时,应对总面积乘以小于 1.0 的系数。

2 加热管尽量布置在通道及有门的墙面等处,即通常不布置设备、家具的地方,其他地方少设或不设加热管。

4.4.6 低温热水地板辐射采暖设置绝热层的要求。新增条文。

绝热层的设置主要是考虑热量的有效利用和阻断冷桥。加热管及其覆盖层下部不设绝热层,一部分热量就会向楼板下传,房间会形成地板式加天棚式的复合式辐射采暖形式。这样房间上部温度将会提高,降低了节能效果。同时,由于上下相邻房间热量的供给与获得呈交错状态,增加了管理与计量等方面的复杂性与难度。因此,本条规定加热管及其覆盖层与楼板结构层应设绝热层。绝热层一般用密度大于或等于 $20\text{kg}/\text{m}^3$ 的聚苯乙烯泡沫板,厚度不宜小于 25mm 。当地面荷载大于 $5\text{kN}/\text{m}^2$ 时,应选用与承压能力相适应的绝热层材质。

根据国内一些工程的经验,绝热层上的铝箔层并没有明显的防火防潮及热反射作用,但对于增加绝热层的强度、方便加热管安装还是有一定作用的。因此,本条文未对此做出具体规定。

4.4.7 低温热水地板辐射采暖设置伸缩缝的要求。新增条文。

覆盖层厚度不应过小,否则人站在上面会有颤动感。一般居住、办公建筑覆盖层厚度不宜小于 50mm 。

伸缩缝的设置间距与宽度应计算确定。一般在面积超过 30m^2 或长度超过 6m 时,伸缩缝设置间距宜小于或等于 6m ;伸缩

缝的宽度大于或等于 5mm。面积较大时,伸缩缝的设置间距可适当增大,但不宜超过 10m。

4.4.8 低温热水地板辐射采暖系统阻力计算的要求。新增条文。

低温热水地板辐射采暖系统的阻力应计算确定,否则会由于管路过长或流速过快使系统阻力超过系统供水压力或单元式热水机组水泵的扬程。为了使加热管中的空气能够被水带走,加热管内热水流速不应小于 0.25m/s,一般为 0.25~0.5m/s。

4.4.9 低温热水地板辐射采暖的工作压力。新增条文。

规定本条的目的,是为了保证低温热水地板辐射采暖系统管材与配件的强度和使用寿命。本条规定系统压力不超过 0.8MPa,系统压力过大时,应选择适当的管材并采取相应的措施。

4.4.10 低温热水地板辐射采暖的防潮、防水要求。新增条文。

设置防潮、防水层的目的是为了降低绝热层的隔热性能。

4.4.11 低温热水地板辐射采暖的管材要求。新增条文。强制条文。

低温热水地板辐射采暖所用的加热管有聚丁烯(PB)、交联聚乙烯(PE-X)、无规共聚聚丙烯(PP-R)及交联铝塑复合管(XPAP)等塑料管材。这些管材的力学特性与钢管等金属管材有较大区别。钢管的使用寿命主要取决于腐蚀速度,使用温度对其影响不大。塑料管材的使用寿命主要取决于不同使用温度和压力对管材的累计破坏作用。在不同的工作压力下,热作用使管壁承受环应力的能力逐渐下降,即发生管材的“蠕变”,以至不能满足使用压力要求而破坏。壁厚计算方法可参照现行国家有关塑料管的标准执行。

4.4.12 热水吊顶辐射板的使用范围。

热水吊顶辐射板为金属辐射板的一种,可用于层高 3~30m 的建筑物的全面采暖和局部区域或局部工作地点采暖,其使用范围很广泛,几乎涵盖了包括大型船坞、船舶、飞机和汽车的维修大厅、机器、电子和陶瓷工业的生产加工中心,建材市场,购物中心,

展览会场,多功能体育馆和娱乐大厅等许多场合,具有节能、舒适、卫生、运行费用低等特点。

4.4.13 热水吊顶辐射板适用的热媒温度范围。

热水吊顶辐射板的供水温度,宜采用 $40\sim 140^{\circ}\text{C}$ 的热水。与原规范条文的规定相比,热媒参数适用范围更广。既可用低温热水,也可用水温高达 140°C 的高温热水。但是,热水水质应符合国家现行标准《工业锅炉水质》(GB 1576)的要求。

由于蒸汽腐蚀性较大,不推荐采用。

4.4.14 热水吊顶辐射板的压力要求。新增条文。

规定本条的目的,是为了保证热水吊顶辐射板系统的正常运行。

4.4.15 热水吊顶辐射板采暖耗热量计算。

与对流散热器采暖系统相比,在舒适的条件下达到同样的采暖效果,吊顶辐射板采暖的室内温度要比对流采暖时低 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$,因此,建筑物围护结构和门窗渗透耗热量均有所降低;同时由于竖向温度梯度小,也减小了高度附加。所以辐射采暖总耗热量比对流采暖耗热量低。可按照本规范第4.2节的有关规定进行计算,并按第4.5.6条的规定进行修正。当屋顶耗热量大于房间总耗热量的30%时,应对屋顶采取保温措施,也可以用降低辐射板上部绝热层的绝热效果增加辐射板散热量的办法解决。

4.4.16 热水吊顶辐射板的有效散热量。新增条文。

热水吊顶辐射板倾斜安装时,辐射板的有效散热量会随着安装角度的不同而变化。设计时,应根据不同的安装角度,按规范表4.4.16对总散热量进行修正。

由于热水吊顶辐射板的散热量是在管道内流体处于紊流状态下进行测试的,为保证辐射板达到设计散热量,管内流量不得低于保证紊流状态的最小流量。如果流量达不到所要求的最小流量,而且不能采用多块板组成的串联连接方式时,应乘以1.18的安全系数。

4.4.17 热水吊顶辐射板的安装高度。

热水吊顶辐射板属于平面辐射体,辐射的范围局限于它所面对的半个空间,辐射的热量正比于开尔文温度的4次方,因此辐射体的表面温度对局部的热量分配起决定作用,影响到房间内各部分的热量分布。而采用高温辐射会引起室内温度的不均匀分布,使人体产生不舒适感。当然辐射板的安装位置和高度也同样影响着室内温度的分布。因此,在采暖设计中,应对辐射板的最低安装高度以及在不同安装高度下辐射板内热媒的最高平均温度加以限制。条文中给出了采用热水吊顶辐射板采暖时,人体感到舒适的允许最高平均水温。这个温度值是依据辐射板表面温度计算出来的。对于在通道或附属建筑物内,人们仅短暂停留的区域,可采用较高的允许最高平均水温。

4.4.18 热水吊顶辐射板的采暖制式。

本条是关于热水吊顶辐射板采暖制式的规定。即:热水吊顶辐射板采暖系统的管道布置宜采用同程式。众所周知,由于在异程式采暖系统中,热媒通过各环路的长度不同,阻力损失不同,因而就会引起各环路之间的水力失调现象,产生辐射板不热或者散热不均匀的问题。各组辐射板表面平均温度不均匀,就会引起室内温度分布不均匀。尤其对于作用半径较长的异程式系统,情况更为严重。因此,热水吊顶辐射板采暖系统的管道布置应尽量采取同程式布置。

4.4.19 热水吊顶辐射板连接方式。新增条文。

热水吊顶辐射板可以并联和串联,同侧和异侧等多种连接方式接入采暖系统,可根据建筑物的具体情况确定,设计出最优的管道布置方式,以保证系统各环路阻力平衡和辐射板表面温度均匀。对于较长、高大空间的最佳管线布置,可采用沿长度方向平行的内部板和外部板串联连接,热水同侧进出的连接方式,同时采用流量调节阀来平衡每块板的热水量,使辐射达到最优分布。这种连接方式所需费用低,辐射照度分布均匀,但设计时应注意能满足各

个方向的热膨胀。在屋架或横梁隔断的情况下,也可采用沿外墙长度方向平行的两个或多个辐射板串联成一排,各辐射板排之间并联连接,热水异侧进出的方式。

4.4.20 热水吊顶辐射板的布置。

热水吊顶辐射板的布置对于优化采暖系统设计,保证室内作业区辐射照度的均匀分布是很关键的。通常吊顶辐射板的布置应与最长的外墙平行设置,如果必要,也可垂直于外墙设置。沿墙设置的辐射板排规格应大于室中部设置的辐射板规格,这是由于采暖系统热负荷主要是由围护结构传热耗热量以及通过外门,外窗侵入或渗入的冷空气耗热量来决定的。因此为保证室内作业区辐射照度分布均匀,应考虑室内空间不同区域的不同热需求,如:设置大规格的辐射板在外墙处来补偿外墙处的热损失。房间建筑结构尺寸同样也影响着吊顶辐射板的布置方式。房间高度较低时,宜采用较窄的辐射板,以避免过大的辐射照度;沿外墙布置辐射板且板排较长时,应注意预留长度方向热膨胀的余地。

4.4.21 热水吊顶辐射板局部区域采暖的耗热量计算。

4.5 燃气红外线辐射采暖

4.5.1 燃气红外线辐射采暖的适用范围。

燃气红外线辐射采暖系统可用于建筑物室内全面采暖、局部采暖和室外工作地点的采暖。目前,在许多发达国家已有多种新型的燃气采暖设备,具有高效节能、舒适卫生、运行费用低等特点。该采暖方式尤其适用于有高大空间的建筑物采暖。随着我国石油工业的发展,油气田的开发和利用,这种采暖方式的应用在不断增加。实践证明,在燃气供应许可时,采用红外线辐射采暖系统,从技术上和经济上都具有一定的优越性。

4.5.2 采用燃气红外线辐射采暖的安装措施。强制条文。

燃气红外线辐射采暖通常有炽热的表面,因此,设置煤气红外线辐射采暖时,必须采取相应的防火防爆措施。

燃烧器工作时,需对其供应一定比例的空气量并放散二氧化碳和水蒸气等燃烧产物,当燃烧不完全时,还会生成一氧化碳。为保证燃烧所需的足够空气或将燃烧产物直接排至室内时的二氧化碳和一氧化碳稀释到允许浓度以下,避免水蒸气在围护结构内表面上凝结,必须具有一定的通风换气量。

采用燃气红外线辐射采暖应符合国家现行有关安全、防火规范的要求,以保证安全。

4.5.3 燃气红外线辐射采暖系统的燃料要求。

目前,我国气源已不限于人工煤气,尚有天然气、液化石油气等可供使用,本规范统称为“燃气”。

规定本条的目的是为了防止因燃气成分改变、杂质超标和供气压力不足等引起采暖效果的降低。

4.5.4 燃气红外线辐射器的安装要求。强制条文。

燃气红外线辐射器的表面温度较高,如不对其安装高度加以限制,人体所感受到的辐射照度将会超过人体舒适的要求。舒适度与很多因素有关,如采暖方式、环境温度及风速、空气含尘浓度及相对湿度、作业种类和辐射器的布置及安装方式等。当用于全面采暖时,既要保持一定的室温,又要求辐射照度均匀,保证人体的舒适度,为此,辐射器应安装得高一些;当用于局部区域采暖时,由于空气的对流,采暖区域的空气温度比全面采暖时要低,所要求的辐射照度比全面采暖大,为此辐射器应安装得低一些。由于影响舒适度的因素很多,安装高度仅是其中一个方面;因此,本条只对安装高度做了不应低于3m的限制。

4.5.5 局部采暖时燃气红外线辐射器的安装要求。

为了防止由于单侧辐射而引起人体部分受热、部分受凉的现象,造成不舒适感而规定的。

4.5.6 全面辐射采暖耗热量的计算。

采用燃气红外线辐射采暖,室内温度梯度小,且实感温度比对流采暖室内空气温度高 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$,因此,可不计算因温度梯度引起

的耗热量附加值。燃气红外线辐射采暖所采用的修正系数,仍沿用原规范规定的 0.8~0.9,这是根据实测结果并参考国内外有关资料确定的。

燃气红外线辐射器安装高度过高时,会使辐射照度减小。因此,应根据辐射器的安装高度,对总耗热量进行必要的高度修正。

4.5.7 局部区域辐射采暖耗热量的计算。

4.5.8 全面辐射采暖辐射装置的布置。

采用辐射采暖进行全面采暖时,不但要使人感受到较理想的舒适度,而且要使整个房间的温度比较均匀。通常建筑四周外墙和外门的耗热量,一般不少于总耗热量的 60%,适当增加该处的辐射器的数量,对保持室温均匀有较好的效果。

4.5.9 燃气红外线辐射采暖系统供应空气的安全要求。新增条文。强制条文。

燃气红外线辐射采暖系统的燃烧器工作时,需对其供应一定比例的空气量。当燃烧器每小时所需的空气量超过该房间每小时 0.5 次换气时,应由室外供应空气,以避免房间内缺氧和燃烧器供应空气量不足而产生故障。

4.5.10 燃气红外线辐射采暖室外进风口的要求。新增条文。

燃气红外线辐射采暖当采用室外供应空气时,可根据具体情况采取自然进风或机械进风。

4.5.11 燃气红外线辐射采暖尾气排放要求及排风口的要求。新增条文。

燃气燃烧后的尾气为二氧化碳和水蒸气。在农作物、蔬菜、花卉温室等特殊场合,采用燃气红外线辐射采暖时,允许其尾气排至室内。

4.5.12 燃气红外线辐射采暖控制要求。新增条文。

当工作区发出火灾报警信号时,应自动关闭采暖系统,同时还应连锁关闭燃气系统入口处的总阀门,以保证安全。当采用机械进风时,为了保证燃烧器所需的空气量,通风机应与采暖系统连锁

工作并确保通风机不工作时,采暖系统不能开启。

4.6 热风采暖及热空气幕

4.6.1 热风采暖的适应范围。

1 对于设置机械送风系统的建筑物,采用与送风相结合的热风采暖,一般在技术经济上是比较合理的。通过对某些工程的调查,其设计原则也是凡有机械送风的,其设备能力都考虑了补偿围护结构的部分或全部耗热量,因此,条文中予以推荐。至于公共建筑 and 一班制的工业建筑,由于在间断使用或非工作时间内须考虑值班采暖问题,以热风采暖补偿围护结构的全部耗热量而不设置散热器采暖是否可行与是否经济合理,则应根据具体情况确定,不能一概而论。

2 对于室内空气允许循环使用的公共建筑和工业建筑,是否采用热风采暖,需要通过技术经济比较确定。

3 有些建筑物和房间,由于防火防爆和卫生等方面的要求,不允许利用循环空气采暖,也不允许设置散热器采暖。如:生产过程中放散二硫化碳气体的工业建筑,当二硫化碳气体同散热器和热管道表面接触时有引起自燃的危险。在这种情况下,必须采用全新风的热风采暖系统。

4.6.2 热风采暖的热媒要求。新增条文。

热风采暖系统的优劣,与热媒温度有很大关系。为了保证其运行效果,条文中对热媒的压力和温度做了必要的限制。

采用燃气、燃油加热或电加热做热风采暖的热源,国内外已有成熟的技术和设备。但是,在选用时应符合国家现行有关规范的要求。

4.6.3 热风采暖时在窗下设置散热器的规定及热风采暖系统数量的规定。

调查表明,在我国北方地区设置热风采暖的工业建筑,在外窗下普遍有设置散热器的情况和要求。这是因为外窗的热阻较小,

内表面温度较低,加之冷风渗透和在对流采暖作用下窗户附近下降冷气流的影响,人体的辐射散热量增大会产生不舒适感。南方地区由于室内外温差较小,矛盾不突出。因此本条规定:“位于严寒地区或寒冷地区的工业建筑,当采用热风采暖且距外窗 2m 或 2m 以内有固定工作地点时,宜在窗下设置散热器”。在可能的情况下,将散热器采暖系统作为值班采暖使用,既可减少热风系统的耗电量,又使系统运行简单化。

本条规定在不设置值班采暖的条件下,热风采暖不宜少于两个系统(两套装置),以保证当其中一个系统因故停止运行或检修时,室内温度仍能满足工艺的最低要求且不致低于 5℃,这是从安全角度考虑的。如果整个房间只设一个热风采暖系统,一旦发生故障,采暖效果就会急剧恶化,不但无法达到正常的室温要求,还会使室内供排水管道和其他用水设备有冻结的可能。

4.6.4 选择暖风机或空气加热器时散热量的安全系数。

暖风机和空气加热器产品样本上给出的散热量都是在特定条件下通过对出厂产品进行抽样热工试验得出的数据,在实际使用过程中,受到一些因素的影响,其散热量会低于产品样本标定的数值。影响散热量的因素主要有以下几点:

- 1 加热器表面积尘未能定期清扫;
- 2 加热盘管内壁结垢和锈蚀;
- 3 绕片和盘管间咬合不紧或因腐蚀而加大了热阻;
- 4 热媒参数未能达到测试条件下的要求。

为了保证热风采暖效果,在选择暖风机和空气加热器时应采用一定的安全系数。

4.6.5 采用暖风机的有关规定。

设计暖风机台数及位置时,应考虑厂房内部的几何形状,工艺设备布置情况及气流作用范围等因素,做到气流组织合理,室内温度均匀。

本条第 2 款规定室内换气次数不宜小于每小时 1.5 次,目的

是为了使热射流同周围空气混合的均匀程度达到最起码的要求,保证采暖效果。

增加第3款,主要考虑到:目前蒸汽系统压力普遍不足,使疏水装置背压偏小,影响排水,造成暖风机效果较差。每台暖风机单独装设阀门和疏水装置,既可改善运行状况,也便于维修,不致影响整个系统的供热。

4.6.6 采用集中热风采暖的有关规定。

据调查,有的工业建筑由于集中送风的出风口装得太低或出口射流向下倾斜角太大,使得部分作业区处于射流区,温度不均匀,工人有直接吹风感,不愿使用。另外,射流的扩散区处于下部地区时,射程也比较短,应使生产区或作业区处于回流区。规定最小平均风速,目的是为了防止出现空气停滞的“死区”。

送风口出口风速的范围,是参照国内外有关资料确定的。

送风口的安装高度,同房间高度、要求回流区的分布位置等因素有关,一般为3.5~7.0m。

回风口的底边至地面保持一定的距离,一是为了形成合理的气流组织,使送风设备附近的下部地区的气流不致停滞,以免造成不均匀的温度场,因此,不宜过高;二是为了防止吸入尘土,回风口离地面又不宜过低。

对于出口温度的确定,除考虑减少风量、节省设备投资外,还要考虑热射流在全部射程内向上弯曲的影响。由于射流向上弯曲,必然会使沿房间高度方向的温度梯度增加,从而增加房间的无益耗热量。根据近年来工程实际的信息反馈,对最低送风温度进行修改,从原来规定的最低温度30℃调整到35℃,最高温度不得超过70℃。

4.6.7 设置热空气幕的条件。

把“热风幕”一词改为“热空气幕”。

4.6.8 热空气幕送风方式的要求。

对于公共建筑推荐由上向下送风,是由于公共建筑的外门开

启频繁,而且往往向内外两个方向开启,不便采用侧面送风,如采用由下向上送风,卫生条件又难以保证。

允许设置单侧送风的大门宽度界限定为 3m,是根据实际调查情况得出的结论。在实际应用中采用单侧送风的很少,而且效果不好保证,离风口远的地方往往有强烈的冷风侵入室内,有些单侧送风已改为双侧送风。当大门宽度超过 18m 时,双侧送风也难以达到预期效果,推荐由上向下送风。

4.6.9 热空气幕送风温度的要求。

热空气幕送风温度,主要是根据实践经验并参考国内外有关资料制定的。条文中所谓的“工业建筑的外门”系指非高大的外门,而“高大的外门”系指可通行汽车和机车等的大门。

4.6.10 热空气幕出口风速的要求。

热空气幕出口风速的要求,主要是根据人体的感受、噪声对环境的影响、阻隔冷空气效果的实践经验并参考国内外有关资料制定的。

4.7 电 采 暖

4.7.1 采用电采暖的原则。新增条文。

合理利用能源、提高能源利用率、节约能源是我国的基本国策。使用高品位的电能直接转换为低品位的热能进行采暖,在能源的合理利用上存在问题,一般情况下是不适宜的。考虑到当前电力供应的情况和一些地区环境保护的特殊要求,本条对电采暖的应用做了一些规定。总原则是:采暖热源的选择,应符合国家的长远能源政策。

4.7.2~4.7.4 电采暖的适用条件及安全要求。新增条文。第 4.7.4 条为强制条文。

近年来电采暖在我国东北、北京等地区有了较快的推广应用,并且得到了一些地方电力、环保等部门的推荐。由于某些电采暖技术从国外引进的时间较短,对外国技术的消化和国内技术的开

发、经验的总结不多。本规范仅就采用电采暖时的安全性、可靠性等做了原则规定。

采用电采暖时,应根据房间用途、特点和安全防火等要求,分别选用低温加热电缆采暖、踢脚板散热器及低温辐射电热膜采暖等方式。低温加热电缆采暖系统是由可加热电缆和感应器、恒温器等构成,通常采用地板式,将电缆埋设于混凝土中,有直接供热及存储供热等系统形式;踢脚板散热器由不锈钢管子元件构成,外包金属散热叶片,其表面温度较低,并设有自动恒温控制,可直接安装在地板上,外形美观且便于清洁,易与建筑结合布置;低温辐射电热膜采暖方式是以电热膜为发热体,大部分热量以辐射方式散入采暖区域,它是一种通电后能发热的半透明聚酯薄膜,由可导电的特制油墨、金属载流条经印刷、热压在两层绝缘聚酯薄膜之间制成的,电热膜通常布置在顶棚上,同时配以独立的温控装置。

电采暖系统均可根据需要调节室温达到节能的目的,而低温加热电缆和低温辐射电热膜采暖方式,由于隐形安装,即取消了暖气片及其支管,相应增加了使用面积;此外还有节水,节省锅炉房、储煤、堆灰等一系列占地问题,减少了环境污染;使用寿命长,计量方便、准确,管理简便等优点。但是电采暖的使用受到电力资源、经济性等条件的限制。

4.8 采暖管道

4.8.1 采暖管道选择的要求。新增条文。

本条是根据近年来采暖方式多样化和各种非金属管材的有关标准而制定。

4.8.2 关于散热器采暖系统和其他系统分设供、回水管道的规定。

本条是根据常用的设计方法并参照国内外有关资料制定的。因为热风采暖、送风加热、热水供应和生产供热系统等,同散热器采暖系统比较,无论从使用条件、使用时间和系统压力平衡上,大

都不是完全一致的,因此,提出对各系统管道宜在热力入口处分开设置。

4.8.3 热水采暖系统的热力入口装置。

强调了在热力入口处“应”设置除污器,并补充“应装设热量表”的规定。

热水采暖系统应在热力入口处的供回水总管上设置温度计、压力表,其目的主要是为调节温度、压力提供方便条件。如果热网供应的范围不大或者建筑物很小,也可不设,只在入口处的供回水总管上预留安装接口即可。为适应热水热量计费的要求,促进采暖系统的节能和科学管理,条文中还规定,必要时,应装设热量表。除污器是保证管道配件及热量表等不堵塞、不磨损的主要措施,因此应当装设。

4.8.4 蒸汽采暖系统的热力入口装置。

补充规定“必要时,应安装计量装置”。减压阀和计量装置前应设除污器。

4.8.5 高压蒸汽采暖系统的压力损失。

规定本条的目的,主要是为了有利于系统各并联环路在设计流量下的压力平衡。过去,国内有的单位对蒸汽系统的计算不够仔细,供热干管单位摩阻选择偏大,加之供汽制度不正常,供汽压力不稳定,严重影响采暖效果,常出现末端不热的现象。为此本条参考国内外有关资料规定,高压蒸汽采暖系统最不利环路的供汽管,其压力损失不应大于起始压力的 25%。

4.8.6 热水采暖系统各并联环路的压力平衡。

本条关于热水采暖系统各并联环路之间的计算压力损失允许差额不大于 15% 的规定,是基于保证采暖系统的运行效果,参考国内外资料规定。

4.8.7 关于采暖系统末端管径的规定。

在考虑到热媒为低压蒸汽时,蒸汽干管末端管径 20mm 偏小,参考有关资料补充规定低压蒸汽的供汽干管可适当放大。

4.8.8 采暖管道中的热媒流速。

关于采暖管道中的热媒最大允许流速,目前国内尚无专门的试验资料和统一规定,但设计中又很需要这方面的数据,因此,参考前苏联建筑法规的有关篇章并结合我国管材供应等的实际情况,略加调整做出了条文中的有关规定。据分析,我们认为这一规定是可行的。这是因为:第一,最大允许流速与推荐流速不同,它只在极少数公用管段中为消除剩余压力或为了计算平衡压力损失时使用,如果把最大允许流速规定得过小,则不易达到平衡要求,不但管径较大,还需增加调压板等装置。第二,前苏联在关于机械循环采暖系统中噪声的形成和水的极限流速的专门研究中得出的结论表明,适当提高热水采暖系统的热媒流速不致产生明显的噪声,其他国家的研究结果也证实了这一点。

4.8.9 关于机械循环热水采暖系统考虑自然作用压力的规定。

规定本条的目的,是为了防止或减少热水在散热器和管道中冷却产生的自然压力而引起的系统竖向水力失调。

4.8.10 采暖系统计算压力损失的附加值。

规定本条是基于计算误差,施工误差和管道结垢等因素考虑的安全系数。

4.8.11 蒸汽采暖系统的凝结水回收方式。

蒸汽采暖系统的凝结水回收方式,目前设计上经常采用的有三种。即:利用二次蒸汽的闭式满管回水;开式水箱自流或机械回水;地沟或架空敷设的余压回水。这几种回水方式在理论上都是可以应用的,但具体使用有一定的条件和范围。从调查来看,在高压蒸汽系统供汽压力比较正常的情况下,有条件就地利用二次蒸汽时,以闭式满管回水为好;低压蒸汽或供汽压力波动较大的高压蒸汽系统,一般采用开式水箱自流回水,当自流回水有困难时,则采用机械回水;余压回水设备简单,凝结水热量可集中利用,因此,在一般作用半径不大、凝结水量不多、用户分散的中小型厂区,应用的比较广泛。但是,应当特别注意两个问题:一是高压蒸汽的凝

结水在管道的输送过程中不断汽化,加上疏水器的漏汽,余压凝结水管中是汽水两相流动,极易产生水击,严重的水击能破坏管件及设备;二是余压凝结水系统中有来自供汽压力相差较大的凝结水合流,在设计与管理不当时会相互干扰,以致使凝结水回流不畅,不能正常工作。

4.8.12 对疏水器出入口凝结水管的要求。

在疏水器入口前的凝结水管中,由于汽水混流,如果向上抬升,容易造成水击或因积水不易排除而导致采暖设备不热,因此,疏水器入口前的凝结水管不应向上抬升;疏水器出口端的凝结水管向上抬升的高度应根据剩余压力的大小经计算确定,但实践经验证明不宜大于5m。

4.8.13 凝结水管的计算原则。

在蒸汽凝结水管内,由于通过疏水器后有二次蒸汽及疏水器本身漏汽存在,因此,自疏水器至回水箱之间的凝结水管段,应按汽水乳状体进行计算。

4.8.14 采暖系统的关闭和调节装置。

采暖系统各并联环路设置关闭和调节装置的目的,是为系统的调节和检修创造必要的条件。当有调节要求时,应设置调节阀,必要时尚应同时装设关闭用的阀门;无调节要求时,只需装设关闭用的阀门。

4.8.15 采暖系统的调节和检修装置。新增条文。

规定本条的目的,是为了便于调节和检修工作。

4.8.16 采暖系统的排气、泄水、排污和疏水装置。

保证系统的正常运行并为维护管理创造必要的条件。

热水和蒸汽采暖系统,根据不同情况设置必要的排气、泄水、排污和疏水装置,是为了保证系统的正常运行并为维护管理创造必要的条件。

不论是热水采暖还是蒸汽采暖都必须妥善解决系统内空气的排除问题。通常的作法是:对于热水采暖系统,在有可能积存空气

的高点(高于前后管段)排气,机械循环热水干管尽量抬头走,使空气与水同向流动;下行上给式系统,在最上层散热器上装排气阀或做排气管;水平单管串联系统在每组散热器上装排气阀,如为上进上出式系统,在最后的散热器上装排气阀。对于蒸汽采暖系统,采用干式回水时,由凝结水管的末端(疏水器入口之前)集中排气;采用湿式回水时,如各立管装有排气管时,集中在排气管的末端排气,如无排气管时,则在散热器和蒸汽干管的末端设排气装置。

4.8.17 采暖管道设置补偿器的要求。强制条文。

采暖系统的管道由于热媒温度变化而引起膨胀,不但要考虑干管的热膨胀,也要考虑立管的热膨胀。这个问题很重要,必须重视。在可能情况下,利用管道的自然弯曲补偿是简单易行的,如果这样做不能满足要求时,则应根据不同情况设置补偿器。

4.8.18 采暖管道的坡度。

补充规定立管与散热器相连接的支管的坡度不得小于 0.01。

本条是考虑便于排除空气和蒸汽、凝结水分流,参考国外有关资料并结合具体情况制定的。当水流速度达到 0.25m/s 时,方能把管中的空气裹挟走,使之不能浮升;因此,采用无坡度敷设时,管内流速不得小于 0.25m/s。

4.8.19 关于采暖管道穿过建筑物基础和变形缝的规定。

将原规范中“镶嵌”一词改为“埋设”,以明确意义。

在布置采暖系统时,若必须穿过建筑物变形缝,应采取预防由于建筑物下沉而损坏管道的措施,如:在管道穿过基础或墙体处理设大口径套管内填以弹性材料等。

4.8.20 采暖管道穿过防火墙的要求。

将原条文中“密封措施”改为“防火封堵措施”。根据《建筑设计防火规范》(GB 50016)的要求做了原则性规定。具体要求可参照有关规范的规定。

规定本条的目的,是为了保持防火墙墙体的完整性,以防发生火灾时,烟气或火焰等通过管道穿墙处波及其他房间。

4.8.21 采暖管道与其他管道同沟敷设的要求。

规定本条的目的,是为了防止表面温度较高的采暖管道,触发其他管道中燃点低的可燃液体、可燃气体引起燃烧和爆炸或其他管道中的腐蚀性气体腐蚀采暖管道。

4.8.22 采暖管道与其他管道同沟敷设的要求。

本条是基于使热媒保持一定参数、节能和防冻等因素制定的。根据国家新的节能政策,对每米管道保温后的允许热耗,保温材料的导热系数及保温厚度,以及保护壳作法等都必须要在原有基础上加以改善和提高,设计中要给予重视。

4.9 热水集中采暖分户热计量

4.9.1 新建住宅热水集中采暖系统分户热计量的要求。新增条文。强制条文。

为贯彻执行《中华人民共和国节约能源法》和建设部第76号令,自2000年10月1日起施行《民用建筑节能管理规定》,在新建住宅建筑中,推行热水集中采暖的分户热计量。本节是为了贯彻上述规定而制订的设计原则。

根据《民用建筑节能管理规定》的第五条“新建居住建筑的集中采暖系统应当使用双管系统,推行温度调节和户用热计量装置,实行供热计量收费”的精神,本条强调了新建住宅建筑采用热水集中采暖系统时,应设置分户热计量和室温控制装置。

对于住宅建筑的底商、门厅、地下室和楼梯间等公共用房和公用空间,其采暖系统应单独设置。对于系统的热计量装置视情况设置。

4.9.2 分户热计量采暖系统热负荷的计算。新增条文。

分户热计量采暖耗热量计算的基本规则和方法,应符合本规范第4.2节的有关规定。在实施分户热计量和室温控制后,将会出现部分房间采暖的间歇使用或较大幅度调节室温等情况,这就必须考虑户间传热负荷的问题。而解决这个问题有许多不同

见解:

1 是否对户间隔墙和楼板进行保温,以及保温的最小经济传热阻取值多少,内围护结构保温的经济性如何,需要经过技术经济分析和工程实践加以验证。

2 与热源状况综合考虑的耗热量附加系数的方法。同一热源条件下,对于所有房间采暖热负荷的影响,比例大致相同,可采用同一修正系数;但户间的建筑热工条件不同,不同房间的户间传热负荷,与外围护结构负荷不会形成同一比例,存在着较大差异,不能采用同一修正系数,而应具体计算。

3 与邻户因室温差异而形成的热传递,还可采用提高室内计算温度的方法进行计算。但是,户间传热负荷的温差取值多少,室内计算温度提高多少度为宜等问题,在缺乏足够的设计实践经验之前,进行较为细致的计算是必要的。需要经过较多工程的设计计算及工程实践的验证,才有可能提出相对可靠的简化计算方法。

4 不同地区的热价情况、不同的物业管理模式,会有不同的热费征收方式。可根据热量表计费占总热费的比例不同来确定采暖耗热量的计算方法。

综上所述,分户热计量采暖的户间传热有许多不能确定的因素,它是分户热计量热负荷计算的主要问题,还需要进一步的工程实践和试验研究。因此,计算分户热计量采暖耗热量时,应会同有关专业通过综合技术经济比较确定。

4.9.3 户内采暖设备的容量和户内管道的计算。新增条文。

户间传热不会使采暖总耗热量增加,但由于分户计量和室温控制,会引起间歇使用、居住者外出时降低室温或停止采暖等情况。因此,户间的传热应作为确定采暖设备、采暖管道的因素,不应统计在集中采暖系统的总热负荷内。

4.9.4 分户热计量热水集中采暖系统热力入口的要求。新增条文。

在建筑物热力入口设置热计量装置,便于对整个建筑物用热

量进行计量。设置分户热计量和室温控制装置的集中采暖系统,若户内系统为单管跨越式,在热力入口安装流量调节装置,保证系统定流量,满足用户要求;若户内系统为双管系统,在热力入口安装差压控制装置,保证系统流量、压降为设计值。为了使热量表和系统不被污物堵塞,需在建筑物热力入口的热量表前设置过滤器。

4.9.5 采用热量表分户热计量装置的热水集中采暖系统的要求。新增条文。

1 系统要求:按照《民用建筑节能管理规定》推行室温调节和户用热计量装置,实行供热计量收费的要求,本条规定热水集中采暖系统分户热计量装置采用热量表计量时,每户应单独形成一个系统环路;对多层和高层建筑,采用共用立管,实现分户独立系统是一种较好的形式。

2 对户用热量表的安装要求:提倡将热量表的流量计设置在供水管上,可避免人为失水的常见弊病。热媒中的杂质,会堵塞系统构件,因此,应在表前设置过滤器。

3 对系统水质的要求:欧洲的热水采暖系统设计均有软化和除氧处理,对水质有严格要求。尽管如此,在其5年周检时,拆下来的热量表还是锈迹斑斑。因此,必须对水质有严格要求,以保证系统正常使用。热量表同其他计量仪表一样,不应有杂质流过,否则会影响仪表的测量准确度和使用寿命。

4 热量表分户热计量的户内系统形式:通过近几年进行的分户热计量的试点工程,探讨了多种采暖系统形式,总结后普遍认为:单管水平跨越式、双管水平并联式、上供下回式是较适合分户热计量的户内系统,因此,本条做了推荐。

5 对户内系统管道布置的要求:分户热计量后,室内地面的管道增多,给房间面积的有效使用带来诸多不便,国外已有成熟的地面暗埋布置技术,国内也有成功的试点工程,并被认为是较好的布置方式,但是地面的构造层厚度有所增加。为了管道安全运行,不允许暗埋管道有连接头,且暗埋的管道要求外加塑料软性套管。

这样既有利于管道的维修更换,也有利于管道的胀缩。

6 对分户热计量热水集中采暖系统共用立管和入户装置的要求:共用立管及户内系统的入户装置应设置在户外,可满足对公共功能管道的设置要求,也利于防止人为破坏、避免入户读表。

7 对热量表的要求:用于测量及显示热载体为水,流过热交换系统所释放或吸收热量的仪表称为热量表。它是采暖分户计量收费不可缺少的装置,由流量传感器、计算器、配对温度传感器等部件组成。鉴于我国当前市场热量表品种较多,市场较为混乱,容易造成计量偏差。为保证热计量的准确性,要求设计时应选用符合国家现行标准《热量表》(CJ 128)要求的热量表。

5 通 风

5.1 一般规定

5.1.1 保障劳动和环境卫生条件的综合预防和治理措施。

某些工业企业在生产过程中放散大量热、蒸汽、烟尘、粉尘及有毒气体等,如果不采取治理措施,不但直接危害操作工作人员的身体健康,影响职工队伍的稳定和企业经济效益的提高,还会污染工厂周围的自然环境,对农作物和水域造成污染,影响城乡居民的健康。因此,对于工业企业放散的有害物质,必须采取综合有效的预防、治理和控制措施。

经验证明,对工业企业有害物质的治理和控制,必须以预防为主。应强调在总体规划中,从工艺着手,使之不产生或少产生有害物质,然后再采取综合的治理措施,才能收到事半功倍的效果。因此,条文中规定工艺、建筑和通风等有关专业必须密切配合,采取有效的综合预防和治理措施。

5.1.2 对有害物的控制及工艺改革的要求。

对于放散有害物质的生产过程和设备,应采用机械化、自动化,采取密闭、隔离和在负压下操作的措施,避免直接操作,以改善工作人员的工作条件。如:精密铸造的蜡模涂料、撒砂自动线、电缆工件成批生产自动流水线、油漆工件的电泳涂漆自动流水线等,都以自动化代替了人工操作,改善了劳动条件。在工业发达国家生产自动化程度高,采用遥控、电视监视以及用机器人等先进手段代替人工操作生产,如振动落砂机现场无人,因而降低了人员活动区的防尘要求。这些先进手段,可供借鉴。

对生产过程中不可避免放散的有害物质,在排放前必须予以净化,以满足现行国家的《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)、《大

气污染物综合排放标准》(GB 16297)、《污水综合排放标准》(GB 8978)、《环境空气质量标准》(GB 3095)等有关大气环境质量和各种污染物排放标准的要求。

5.1.3 关于湿式作业以及防止二次扬尘的规定。

对于产生粉尘的生产过程,当工艺条件允许时,采用湿式作业是经济和有效的防尘措施之一。如在物料破碎或粉碎前喷水、粉碎后润水,铸件清理前在水中浸泡,耐火材料车间和铸造车间地面洒水等,都可以减少粉尘的产生并防止扬尘。采用定向或不定向的风扇喷雾,可使悬浮于空气中的粉尘沉降,从而减少空气中的含尘浓度。

对除尘设备捕集的粉尘,应采用如螺旋输送机、刮板输送机、真空输送、水力输送等不扬尘的运输工具输送。

对放散粉尘的车间,为了消除地面、墙壁和设备等的二次扬尘,采用湿法冲洗是一项行之有效的措施。多年以来一些选矿厂、烧结厂、耐火材料厂均将湿法冲洗列为经常性的重要防尘措施之一,收到了良好的效果。当工艺不允许湿法冲洗,且车间防尘要求严格时,可以采用真空吸尘装置。如:有色冶炼的有毒粉尘用水冲洗会造成污染转移;电石车间以及其他遇水容易发生爆炸的场合,均宜采用真空吸尘装置。

真空吸尘装置主要有集中固定和可移动整体机组等两种形式。集中固定式适用于大面积清除大量积尘的场合。近年来,国内外发展了多种形式和用途的真空清扫机,其中真空度较高的机组可用于真空吸尘。

5.1.4 热源的布置原则及隔热措施。

进行工艺布置时,将散热量大的热源尽可能远离工作人员操作地点或布置在室外,是隔热降温的有效措施。如:将锻压车间的钢锭钢坯加热炉设在边跨或坡屋内,水压机车间高压泵房的乳化液冷却罐设在室外,铸造车间的浇注流水线的冷却走廊尽可能设在室外等。

为了改善劳动条件,除对工艺散热设备本身采取绝缘隔热措施外,还可以采用隔热水箱、隔热水幕、隔热屏等措施或采用远距离控制或计算机控制,使工作人员离开热源操作。

5.1.5 关于厂房方位的确定。

确定建筑物方位时,本专业应与建筑、工艺等专业配合,使建筑尽量避免或减少东西向的日晒。以自然通风为主的厂房,在方位选择时,除考虑避免西向外,还应根据厂房的主要进风面和建筑物的形式,按夏季最多风向布置,即将主要的进风面,置于夏季最多风向的一侧或按与夏季风向频率最多的两个方向的中心线垂直或接近垂直或与厂房纵轴线成 $60^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 布置。厂房的平面布置不宜采取封闭的庭院式。如布置成“L”和“Ⅲ”、“Ⅱ”型时,其开口部分应位于夏季最多风向的迎风面,各翼的纵轴应与夏季最多风向平行或呈 $0^{\circ}\sim 45^{\circ}$ 。

5.1.6 建筑物设置通风屋顶及隔热的条件。

过去夏热冬冷或夏热冬暖地区的建筑物大都采用通风屋顶进行隔热,收到了良好效果。近些年来,民用建筑设置通风屋顶的也越来越多,所需费用很少,但效果却很显著。某些存放油漆、橡胶、塑料制品等的仓库,由于受太阳辐射的影响,屋顶内表面及室内温度过高,致使所存放的上述物品变质或损坏,乃至有引起自燃和爆炸的危险,除应加强通风外,设置通风屋顶也是一种有效的隔热措施。

夏热冬冷或夏热冬暖地区散热量小于 $23\text{W}/\text{m}^3$ 的冷车间,夏季经围护结构传入的热量,占传入车间总热量的85%以上,其中经屋顶传入的热量又占绝大部分,以致造成屋顶对工作区的热辐射。为了减少太阳辐射热,当屋顶离地面平均高度小于或等于8m时,宜采用屋顶隔热措施。

5.1.7 放散热或有害气体的生产设备的布置原则。新增条文。

本条规定了放散热或有害气体的生产设备的布置原则,其目的是有利于采取通风措施,改善车间的卫生条件。

1 放散毒害大的设备与放散毒害小的设备应隔开布置,既防止了交叉污染,又有利于设置局部排风系统。

2 放散热和有害气体的生产设备布置在厂房的天窗下或通风的下风侧,就能充分利用自然通风,将有害气体排出室外,不致污染整个车间。

3 放散热和有害气体的生产设备,当布置在多层厂房内时,宜集中布置在顶层,这能有效地避免由于设在下层可能造成对上层房间空气的污染,也有利于设置排风系统。如必须布置在下层,就应采取有效措施防止污染上层空气。

5.1.8 整体通风与局部通风的配合。

对于放散热、蒸汽或有害物质的车间,为了不使生产过程中产生的有害物质在室内扩散,在工艺设备上或有害物质放散处设置自然或机械的局部排风,予以就地排除是经济有效的措施。有时由于受生产过程、工艺布置及操作等条件限制,不能设置局部排风或者采用了局部排风仍然有部分有害物质扩散在室内,在有害物质的浓度有可能超过国家标准时,则应辅以自然的或机械的全面排风或者采用自然的或机械的全面排风。例如:焊接车间有固定工作台的手工焊接,局部排风罩能将焊接烟尘基本上抽走;如果焊接地点不固定时,则电焊烟尘难以用局部排风排除,此时必须辅以或另行设置全面排风来排除烟尘。

5.1.9 通风方式的选择。

自然通风对改善热车间人员活动区的卫生条件是最经济有效的方法。因此,对同时散发热量和有害物质的车间,在夏季,应尽量采用自然通风;在冬季,当室外空气直接进入室内不致形成雾气和在围护结构内表面不致产生凝结水时,也应考虑采用自然通风。只有当自然通风达不到要求时,才考虑增设机械通风或自然与机械的联合通风。例如:放散大量水分的车间(印染、漂洗、造纸和电解等),冬季由于进入室外空气,车间内可能形成雾,围护结构内表面可能产生凝结水;寒冷地区还会使室温降低,影响生产和人员活

动区的卫生条件。在这种情况下,应考虑采取将室外空气加热的机械送风等设施,但此时排风仍可采用自然排风。

5.1.10 室内新风量的要求。新增条文。强制条文。

规定本条是为了使住宅、办公室、餐厅等民用建筑的房间能够达到室内空气质量的要求;无论是采暖房间还是分散式空气调节房间,都应具备通风条件。

通风方式包括自然通风和机械通风。

5.1.11 室内气流组织。

规定本条是为了避免或减轻大量余热、余湿或有害物质对卫生条件较好的人员活动区的影响。

送风气流首先应送入车间污染较小的区域,再进入污染较大的区域,同时应该注意送风系统不应破坏排风系统的正常工作。当送风系统补偿采暖房间的机械排风时,送风可送至走廊或较清洁的邻室、工作部位,但是送风量不应超过房间所需风量的50%,这主要是为了防止送风气流受到一定污染而规定的。

5.1.12 排风系统的划分原则。强制条文。

1 防止不同种类和性质的有害物质混合后引起燃烧或爆炸事故。如:淬火油槽与高温盐浴炉产生的气体混合后有可能引起燃烧,盐浴炉散发的硝酸钾、硝酸钠气体与水蒸气混合时有可能引起爆炸。

2 避免形成毒性更大的混合物或化合物,对人体造成危害或腐蚀设备及管道,如:散发氰化物的电镀槽与酸洗槽散发的气体混合时生成氢氰酸,毒害更大。

3 为防止或减缓蒸汽在风管中凝结聚积粉尘,从而增加风管阻力甚至堵塞风管,影响通风系统的正常运行。

4 避免剧毒物质通过排风管道及风口窜入其他房间,如:将放散铅蒸气、汞蒸气、氰化物和砷化氢等剧毒气体的排风与其他房间的排风设为同一系统时,当系统停止运行,剧毒气体可能通过风管窜入其他房间。

5 根据《建筑设计防火规范》(GB 50016)和《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045)的规定,建筑中存有容易引起火灾或具有爆炸危险的物质的房间(如:放映室、药品库和用甲类液体清洗零配件的房间),所设置的排风装置应是独立的系统,以免使其中容易引起火灾或爆炸的物质窜入其他房间,防止造成火灾蔓延,招致严重后果。

由于建筑物种类繁多,具体情况颇为繁杂,条文中难以做出明确的规定,设计时应根据不同情况妥善处理。

5.1.13 全面通风量的计算。

国家现行标准《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)中规定,当数种溶剂(苯及其同系物或醋酸酯类)蒸气或数种刺激性气体(三氧化硫及二氧化硫或氟化氢及其盐类等)同时放散于空气中时,全面通风换气量应按各种气体分别稀释至接触限值所需要的空气量的总和计算。除上述有害物质的气体及蒸气外,其他有害物质同时放散于空气中时,通风量应仅按需要空气量最大的有害物质计算,无须进行叠加。

5.1.14 换气次数的确定。

由于我国工业企业行业众多,其生产性质和特点差异很大,无法在本规范中予以统一规定换气次数。国家针对不同的行业都制定了行业标准;各个行业部门也根据各自行业的特点,相继编制了有关设计技术规定、技术措施等。各行业设计单位通过多年的实践,在总结本行业经验的基础上,在其设计手册中都列入了有关换气次数的数据可供设计参考。

5.1.15 高层和多层民用建筑的防排烟设计。

近20年来,在我国各大中城市及某些经济开发区的建设中,兴建了许多高层和多层民用建筑,其中包括居住、办公类建筑和大型公共建筑。在某些建筑中,由于执行标准、规范不力和管理不善等原因,仍缺乏必要的或有效的防烟、排烟系统及其他相应的安全、消防设施,在使用过程中一旦发生火灾事故,就会影响楼内人

员安全、迅速地进行疏散,也会给消防人员进入室内灭火造成困难,所以设计时必须予以充分重视。在国家现行标准《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045)中,对防烟楼梯间及其前室、合用前室、消防电梯间前室以及中庭、走道、房间等的防烟、排烟设计,已做了具体规定。多年来,国内在这方面也逐渐积累了比较好的设计经验。鉴于各设计部门对防烟、排烟系统的设计,大部分是安排本专业人员会同各有关专业配合进行,为此在本条中予以提示,并指出设计中应执行国家现行标准《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045)和《建筑设计防火规范》(GB 50016)的有关规定。

5.2 自然通风

5.2.1 自然通风的一般规定。新增条文。

规定本条的主要目的是为了节能。此外,建筑物应有外窗。有一些建筑外窗可开启面积很小,有的甚至被固定不可开启,这是不合理的,设计时应充分考虑自然通风换气的要求。

5.2.2 民用建筑的通风要求。

据普遍反映,一般民用居住建筑的厨房、厕所等通风条件很差,寒冷地区的居住建筑和办公类建筑的通风也未受到应有的重视,对室内卫生条件影响很大,因此规定本条内容。

5.2.3 自然通风的设计计算。

放散热量的工业建筑自然通风设计仅考虑热压作用,主要是因为热压比较稳定、可靠,而风压变化较大,即使在同一天内也不稳定。有些地区在炎热的日子里往往风速较低,所以在设计时不计入风压,而把它做为实际使用中的安全因素。热车间自然通风的计算方法见本规范附录 F。

5.2.4 高温厂房的朝向要求。新增条文。

在高温厂房的自然通风设计中主要考虑热压作用。某些地区室外通风计算温度较高,因为室温的限制,热压作用就会有所减小。为此,在确定该地区高温厂房的朝向时,应考虑利用夏季最多

风向来增加自然通风的风压作用或对厂房形成穿堂风。因而要求厂房的迎风面与最多风向成 $60^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 。

5.2.5 自然通风进排风口或窗扇的选择。

为了提高自然通风的效果,应采用流量系数较大的进排风口或窗扇,如在工程设计中常采用的性能较好的门、洞、平开窗、上悬窗、中悬窗及隔板或垂直转动窗、板等。

供自然通风用的进排风口或窗扇,一般随季节的变换要进行调节。对于不便于人员开关或需要经常调节的进排风口或窗扇,应考虑设置机械开关装置,否则自然通风效果将不能达到设计要求。总之,设计或选用的机械开关装置应便于维护管理并能防止锈蚀失灵,且有足够的构件强度。

5.2.6 进风口的位置。

夏季由于室内外形成的热压小,为保证足够的进风量,消除余热、提高通风效率,应使室外新鲜空气直接进入人员活动区。自然进风口的位置应尽可能低。参考国内外一些有关资料,本条将夏季自然通风进风口的下缘距室内地坪的上限定为 1.2m 。冬季为防止冷空气吹向人员活动区,进风口下缘不宜低于 4m ,冷空气经上部侧窗进入,当其下降至工作地点时,已经过了一段混合加热过程,这样就不致使工作区过冷。如进风口下缘低于 4m ,则应采取防止冷风吹向人员活动区的措施。

5.2.7 进风口与热源的相互位置。

本条规定是从防止室外新鲜空气流经散热设备被加热和污染考虑的。

5.2.8、5.2.9 设置避风天窗的条件。

我国幅员辽阔,气候复杂,有关避风天窗的设置条件,南北方应区别对待。设置避风天窗与否,取决于当地气象条件(特别是夏季通风室外计算温度的高低)、车间散热量的大小、工艺和室内卫生条件要求以及建筑结构形式等因素。从所调查的部分热车间来看,设置避风天窗和散热量之间的关系大致为:南方炎热地区,车

间散热量超过 $23\text{W}/\text{m}^3$; 其他地区, 车间散热量超过 $35\text{W}/\text{m}^3$, 用于自然排风的天窗均采用避风天窗, 因此, 做了如条文中的有关规定。

放散有害物质且不允许空气倒灌的车间, 如: 铝电解车间, 在电解过程中产生余热、烟气和粉尘(主要是氟化氢及沥青挥发物)等大量有害物质, 采用自然通风的目的是排除车间的余热和有害物质。为使上升气流不致产生倒灌而恶化人员活动区的卫生条件, 也应装设避风天窗。

我国南方有少数地区夏季室外平均风速不超过 $1\text{m}/\text{s}$, 风压很小, 经试算对比远不致对天窗的排风形成干扰, 实测调查的结果也证实了这一点, 因此, 规定夏季室外平均风速小于或等于 $1\text{m}/\text{s}$ 的地区, 可不设置避风天窗。

5.2.10 防止天窗或风帽倒灌。

规定本条的目的是为了避免风吹在较高建筑的侧墙上, 因风压作用使天窗或风帽处于正压区, 引起倒灌现象。

5.2.11 封闭天窗端部的要求及设置横向隔板的条件。

将挡风板与天窗之间, 以及作为避风天窗的多跨工业建筑相邻天窗之间的端部加以封闭, 并沿天窗长度方向每隔一定距离设置横向隔板, 其目的是为了保证避风天窗的排风效果, 防止形成气流倒灌。

关于横向隔板的间距, 国内各单位采取的数值不尽相同, 有的采用 $40\sim 50\text{m}$, 有的采用 $50\sim 60\text{m}$ 。有关单位的试验研究结果表明, 当端部挡风板上缘距地坪的高度约 13m 的情况下, 沿天窗长度方向的气流下降至挡风板上缘处的位置距端部约 42m , 相当于端部高度的 $3\sim 3.5$ 倍。综合各单位的实际经验及研究成果, 做了如条文中的有关规定。为了便于清理挡风板与天窗之间的空间, 规定在横向隔板或封闭物上应设置检查门。

挡风板下缘距离屋面留有距离是为了排水、清扫污物等。

5.2.12 设置不带窗扇的避风天窗的条件及要求。

有些高温车间的天窗(特别是在南方炎热地区)由于全年厂房内的散热量都比较大,无须按季节调节天窗窗扇的开启角度,可采用不带窗扇的避风天窗,不但能降低造价,还能减小天窗的局部阻力,提高通风效率,但在这种情况下,应采取必要的防雨措施。

5.3 机械通风

5.3.1 关于补风和设置机械送风系统的规定。

设置集中采暖且有排风的建筑物,设计上存在着如何考虑冬季的补风和补热的问题。在排风量一定的情况下,为了保持室内的风量平衡,有两种补风的方式:一是依靠建筑物围护结构的自然渗透;二是利用送风系统人为地予以补偿。无论采取哪一种方式,为了保持室内达到既定的室温标准,都存在着补热的问题,以实现设计上况下的热平衡。

本条规定应考虑利用自然补风,包括利用相邻房间的清洁空气补风的可能性。当自然补风达不到卫生条件和生产要求或在技术经济上不合理时,则以设置机械送风系统为宜。“不能满足室内卫生条件”是指室内环境温度过低或有害物浓度超标,影响操作人员的工作和健康;“生产工艺要求”是指生产工艺对渗入室内的空气含尘量及温度要求;“技术经济不合理”是指为了保持热平衡需设置大量的散热器等,不及设置机械送风系统合理。

设置集中采暖的建筑物,为负担通风所引起的过多的耗热量,会增加室内的散热设备。而在实际使用中通风系统停止运行时,散热设备提供的过多的热量会使建筑物内温度过高。如果仅按围护结构的负荷,不考虑新风负荷而设置散热设备,在通风系统运行时又难以保证建筑物内的采暖温度。因此本条规定在设置机械送风系统时,应进行风量平衡及热平衡计算。

5.3.2 机械送风系统的室外空气计算参数的选取。

5.3.3 室内保持正压的要求。强制条文。

在设置机械通风的民用建筑和工业建筑物中有些比较清洁的

房间,为了防止受周围环境和相邻房间的污染,室内应保持正压,一般采用送风量大于排风量来实现;反之,有些工业建筑,如电镀、酸洗和电解等车间放散有害气体,为了防止其扩散形成对周围环境和相邻房间的污染,室内应保持负压,一般采用送风量小于排风量来实现。

5.3.4 机械送风系统进风口的位置。部分强制条文。

关于机械送风系统进风口位置的规定是根据国内外有关资料,并结合国内的实践经验制定的。其基本点为:

1 为了使送入室内的空气免受外界环境的不良影响而保持清洁,因此规定把进风口直接布置在室外空气较清洁的地点。

2 为了防止排风(特别是放散有害物质的工业建筑的排风)对进风的污染,所以规定进风口应低于排风口;对于放散有害物质的工业建筑,其进、排风口的相互位置,当设在屋面上同一高度时,按本条第4款执行。

3 为了防止送风系统把进风口附近的灰尘、碎屑等扬起并吸入,规定进风口下缘距室外地坪不宜小于2m,同时还规定当布置在绿化地带时,不宜小于1m。

5.3.5 进风口的布置及进、排风口的防火防爆要求。强制条文。

对进风口的布置做出规定,是为了防止互相干扰,特别是当甲、乙类物质厂房的送风系统停运时,避免其他类建筑物的送风系统把甲、乙类建筑内的易燃易爆气体吸入并送到室内。

规定进、排风口的防火防爆要求,是为了消除明火引起燃烧或爆炸危险。

5.3.6 对采用循环空气的限制。强制条文。

甲、乙类物质易挥发出可燃蒸气,可燃气体易泄漏,会形成有爆炸危险的气体混合物,随着时间的增长,火灾危险性也越来越大。许多火灾事例说明,含甲、乙类物质的空气再循环使用,不仅卫生上不许可,而且火灾危险性增大。因此,含甲、乙类物质的厂房应有良好的通风换气,室内空气应及时排至室外,不应循环

使用。

含丙类物质的房间内的空气以及含有有害物质、容易起火或有爆炸危险物质的粉尘、纤维的房间内的空气,应在通风机前设过滤器,对空气进行净化,使空气中的粉尘、纤维含量低于其爆炸下限的 25%,不再有燃烧爆炸的危险并符合卫生条件才能循环使用。

5.3.7 送风方式。

根据有害物质以及所采用的排风方式,本条规定了三种可供设计选择的送风方式:

1 放散热或同时放散热、湿和有害气体的工业建筑,当采用上部全面排风(用以消除余热)或采用上、下部同时全面排风(用以消除余热、余湿和有害气体)时,将新鲜空气送至人员活动区,以使送风气流既不致为房间上部的高温空气所预热,也不致为室内的有害物质所污染,从而有助于改善人员活动区的劳动条件。

2 放散粉尘或比空气重的有害气体和蒸气,而不同时放散热的工业建筑,当主要从下部区域排风时(包括局部排风和全面排风),由于室内不会形成稳定的上升气流,将新鲜空气送至上部区域,以便不使送风气流短路,对保持室内人员活动区温度场分布均匀、防止粉尘飞扬和改善劳动条件都是有好处的。

当有害物质的放散源附近有固定工作地点,但因条件限制不可能安装有效的局部排风装置时,直接向工作地点送风(包括采用系统式局部送风),以便在固定工作地点造成一个有害物浓度符合卫生标准的人工小气候,使操作人员的劳动条件得以改善。在这种情况下,必须妥善地合理地组织排风气流,以免有害物质为送风气流所裹携到处飘逸和飞扬。

5.3.8、5.3.9 置换通风的设计条件。新增条文。

置换通风是将经过处理或未经处理的空气,以低风速、低紊流度、小温差的方式,直接送入室内人员活动区的下部。送入室内的空气先在地板上均匀分布,随后流向热源(人员或设备)形成热气

流以热烟羽的形式向上流动,在上部空间形成滞流层,从滞留层将余热和污染物排出室外。

在建筑空间中,人们只在活动区停留。以净高大于等于2.4m的民用建筑及层高为5.5m的工业建筑为例,人的呼吸带高度与建筑空间高度之比约为0.46~0.27。将新鲜空气直接送入人员活动区,既满足了室内的卫生要求,也保证了良好的热舒适性,最大限度地保证了通风的有效性。

置换通风的竖向流型是以浮力为基础,室内污染物在热浮力的作用下向上流动。气流在上升的过程中,卷吸周围空气,热烟羽流量不断增大。在热力作用下,建筑物内空气出现分层现象。

置换通风在稳定状态时,室内空气在流态上将形成上下两个不同的区域:即上部紊流混合区和下部单向流动区。下部区域(人员活动区)内没有循环气流(接近置换气流),而上部区域(滞留区)内有循环气流。室内热浊空气滞留在上部区域而下部区域是凉爽的清洁空气。两个区域分层界面的高度取决于送风量、热源特性及其在室内的分布情况。在设计置换通风系统时,该分层界面应控制在人员活动区以上,以确保人员活动区内空气质量及热舒适性。

与通常的混合通风相比,置换通风的设计要求确保人员活动区内的气流掺混程度最小。置换通风的目的是为了在人员活动区内维持接近于送风状态的空气质量。同时,由于置换通风是先在地板上均匀分布,然后再向上流动,为了避免下部送风对人体产生的不舒适性,人员头脚处空气的温差不大于 3°C ,置换通风器的出风速度对于工业建筑不大于 0.5m/s ,民用建筑不大于 0.2m/s 。

5.3.10 对全面排风的要求。

将原规范条文的“注”改为正文。

本条规定了设计全面排风的几点要求。为了防止有害气体在厂房的上部空间聚集,特别是装有吊车时,有害气体的聚积会影响吊车司机的健康和造成安全事故;因此规定,工业建筑上部空间的

全面排风量不宜小于全部房间容积的每小时 1 次换气。当房间高度大于 6m 时,换气次数允许稍有减少,仍按 6m 高度时的房间容积计算全面排风量,即可满足要求。

5.3.11 全面排风系统吸风口的布置及风量分配。

采用全面排风消除余热、余湿或其他有害物质时,把吸风口分别布置在室内温度最高、含湿量和有害物质浓度最大的区域,一是为了满足本规范第 5.1.10 条关于合理组织室内气流的要求,避免使含有大量余热、余湿或有害物质的空气流入没有或仅有少量余热、余湿或有害物质的区域;二是为了提高全面排风系统的效果,创造较好的劳动条件。因而考虑了有害气体的密度和室内热气流的诱导作用,所以把排风量分为上、下两个区域不同的排风量。

室内有害物浓度的分布是不均匀的,影响其分布状况的原因有两个方面:第一,由于某种原因(如:热气流或横向气流的影响等)造成含有有害物的空气流动或环流,即对流扩散;第二,有害物分子本身的扩散运动,但在有对流的情况下其影响甚微。对流扩散对有害物的分布起着决定性的作用。只有在没有对流的情况下,才会使一些密度较大的有害气体沉积在房间的下部区域;并使一些比较轻的气体,如汽油、醚等挥发物,由于蒸发而冷却周围空气也有下降的趋势。在有强烈热源的工业建筑内,即使密度较大的有害气体,如氯等,由于受稳定上升气流的影响,最大浓度也会出现在房间的上部。如果不考虑具体情况,只注意有害气体密度的大小(比空气轻或重),有时会得出浓度分布的不正确的结论。因此,参考国内外有关资料,对全面排风量的分配做了如条文中的规定并着重强调了必须考虑是否会形成稳定上升气流的影响问题。

当有害气体分布均匀且其浓度符合卫生标准时,从有害气体与空气混合后与室内空气的相对密度的作用已不会构成分上下区域排风的理由。

5.3.12 系统风量的确定。强制条文。

规定本条是为了保证安全。

5.3.13 设置局部排风罩的要求。

局部排风罩的形式很多,不同形式的排风罩适用于不同的场合,主要取决于工艺设备种类及布置、有害物性质及数量、工作人员的操作方式和便于安装、维护与管理等因素。本条推荐优先采用密闭罩。密闭罩的特点是可以将有害物质的散发源全部罩住,除留有必不可少的操作口外,其他部分都完全封闭起来,把污染的空气控制在罩子里面,不但所需通风量最小,而且能防止横向气流的干扰,效果较好。因此规定在可能的情况下,应采用密闭罩。

除密闭罩外,伞形罩、环形罩、侧吸罩、吹吸式排风罩、槽边排风罩、移动式排风罩等,一般称为开敞式排风罩。这类排风罩和密闭罩不同,罩子本体并不包住污染源,而是设置在污染源附近,适用于因生产操作的限制不允许把污染源全部或部分地封闭起来的地方。伞形罩(固定的和回转的)设在污染源的上部,如用于坩埚炉、浇注流水线上的小型落砂机等设备;侧吸罩设在污染源的一侧,如用于焊接工作台、木工车床等;槽边排风罩设在污染源的一侧或两侧,如用于电镀槽、酸洗槽等;吹吸式排风罩设在污染源的两侧,如用于大型酸洗槽、振动落砂机及炼钢电炉等设备。由于具体情况千差万别,设计时应根据不同条件选择适宜的排风罩,必要时还须进行技术经济比较,而后再决定取舍。

5.3.14 全面排风系统吸风口的布置要求。新增条文。强制条文。

规定建筑物全面排风系统吸风口的位置,在不同情况下应有不同的设计要求,目的是为了保证有效的排除室内余热、余湿及各种有害物质。对于由于建筑结构造成的有爆炸危险气体排出的死角,例如:在生产过程中产生氢气的车间,会出现由于顶棚内无法设置排风口而聚集一定浓度的氢气发生爆炸的情况。在结构允许的情况下,在结构梁上设置连通管进行导流排气,以避免事故发生。

5.3.15 局部排风的排放要求。

规定本条的目的,是为了使局部排风系统排出的剧毒物质、难闻气体或浓度较高的爆炸危险性物质得以在大气中扩散稀释,以免降落到建筑物的空气动力阴影区和正压区内,污染周围空气或导致向车间内倒流。

所谓“建筑物的空气动力阴影区”,系指室外大气气流撞击在建筑物的迎风面上形成的弯曲现象及由此而导致屋顶和背风面等处由于静压减小而形成的负压区;“正压区”系指建筑物迎风面上由于气流的撞击作用而使静压高于大气压力的区域。一般情况下,只有当它和风向的夹角大于 30° 时,才会发生静压增大,即形成正压区。

5.3.16 采用燃气加热的采暖装置、热水器或炉灶时的安全要求。新增条文。

为保证安全,防火防爆,在采用燃气加热的采暖装置、热水器或炉灶时,应符合《城镇燃气设计规范》(GB 50028)的规定。

5.3.17 民用建筑厨房及卫生间设置机械通风的条件及措施。新增条文。

对民用建筑的厨房、卫生间的竖向排风道,应具有防火、防倒灌并具有均匀排气的功能。为防止污浊气体或油烟处于正压渗入室内,宜在顶部设总排风机。

住宅建筑无外窗的卫生间,在符合本条文规定的条件下,尚应满足国家现行的《住宅设计规范》(GB 50096)中的要求。

5.4 事故通风

5.4.1~5.4.6 设置事故通风的要求。第5.4.6条为强制条文。

在这些条文中分别规定了设置事故通风的条件、系统要求、风量的确定、设备的配备、吸风口和排风口的布置原则以及对事故通风用电器的要求等。

1 事故通风是保证安全生产和保障人民生命安全的一项必

要的措施。对生产、工艺过程中可能突然放散有害气体的建筑物,在设计中均应设置事故排风系统。有时虽然很少或没有使用,但并不等于可以不设,应以预防为主。这对防止设备、管道大量逸出有害气体而造成人身事故是至关重要的。

2 第 5.4.2 条指出放散有爆炸危险的可燃气体、蒸气或粉尘气溶胶等物质时,应采用防爆通风设备,也可采用诱导式事故排风系统。诱导式排风系统可采用一般的通风机等设备。具有自然通风的单层厂房,当所放散的可燃气体或蒸气密度小于室内空气密度时,宜设事故送风系统,而较轻的可燃气体、蒸气经天窗或排风帽排出室外。

3 关于事故通风的通风量,考虑到各行业具体情况相距甚远,为安全起见本规范根据国家现行标准《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)中的规定,把换气次数的下限定为每小时 12 次。有特殊要求的部门可不受此条件限制,允许取得大一些。

4 第 5.4.4 条关于布置事故排风吸风口的规定,其理由可参见本规范第 5.3.14 条的说明。

5 第 5.4.5 条所规定的事故排风口的布置是从安全角度考虑的,为的是防止系统投入运行时排出的有毒及爆炸性气体危及人身安全和由于气流短路时送风空气质量造成影响。

6 第 5.4.6 条规定事故排风系统(包括兼作事故排风用的基本排风系统)的通风机,其开关装置应装在室内、外便于操作的地点,以便一旦发生紧急事故时,使其立即投入运行。事故排风系统其供电系统的可靠等级应由工艺设计确定,并应符合国家现行标准《工业与民用供电系统设计规范》以及其他规范的要求。

5.5 隔热降温

5.5.1 采取隔热措施的界限。

工作人员较长时间内直接受到辐射热影响的工作地点,在多大辐射照度下设置隔热措施,一般是以人体所能接受的辐射照度

及时间确定的。本条参照国外有关资料,确定了设置隔热的辐射照度界限。

由于隔热措施投资少、收效大,我国高温车间较普遍采用。实践证明,只要设计人员密切结合工艺操作条件,因地制宜地进行设计,都能取得较好的效果。

另外,通过调查,高温车间内装有冷风机的吊车司机室、操纵室等,由于小室位于高温、强辐射热的环境中,为了提高降温效果,节约电能,这些小室应采取良好的隔热、密封措施。

5.5.2 隔热方式的选择。

据调查,水幕隔热大多数用于高温炉的操作口处,一般系定点采用。但是,水幕的采用受到工艺条件和供水条件等的约束,所以设计时要根据工艺、供水和室内风速等条件,有选择地分别采用水幕、隔热水箱和隔热屏等隔热方式。

5.5.3 隔热标准。

隔热水箱和串水地板常用在高温炉壁、轧钢车间操纵室的外墙或底部以及铸锭车间底板四周等处。以轧钢车间为例,地面常用钢板铺成,当 600°C 以上的红热钢件经常沿操纵室地面运输时,钢板地面温度能逐渐升高到 $120\sim 150^{\circ}\text{C}$ 甚至更高,在这种情况下,往往利用隔热水箱做成串水地板。其表面平均温度不应高于 40°C 。

当采用隔热水箱或串水地板时,为了防止水中悬浮物结垢,规定排水温度不宜高于 45°C 。

5.5.4 设置局部送风(空气淋浴)的条件。

局部送风是工作地点通风降温的一项措施,它能改变局部范围内的空气参数,在工作地点或局部工作区造成一个小气候。当工作地点固定或相对固定时,在条文中所规定的情况下,设置局部送风是合适的。

设置局部送风的目的,既要保证《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)对工作地点的温度要求,又要消除辐射热对人体的影响。

因为人体在较长时间内受到照度较大的辐射热作用时,会造成皮肤蓄热,影响人体的正常生理机能。一般情况下,高温工作地点的辐射热和对流热是同时存在的,但在冶金炉或炼钢、轧钢车间等是以辐射热为主的,这都需要设置局部送风。

局部送风的方式分两种:一种是单体式局部送风,借助于轴流风机或喷雾风扇,利用室内循环空气直接向工作地点送风,适用于工作地点单一或分散的场合;另一种是系统式局部送风,用通风机将室外新鲜空气(经处理或未经处理的)通过风管送至工作地点,适用于工作地点较多且比较集中的场合。

5.5.5、5.5.6 采用单体式局部送风时工作地点的风速。

1 采用不带喷雾的轴流风机进行局部送风时,由于不能改变工作地点的温湿度参数,只能依靠保持一定的风速达到改善劳动条件的目的,因此本规范的第 5.5.5 条根据现行《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)的有关规定(可用风速范围为 $2\sim 6\text{m/s}$),并按作业强度的不同,把工作地点的风速分为三挡:轻作业时, $2\sim 3\text{m/s}$;中作业时, $3\sim 5\text{m/s}$;重作业时, $4\sim 6\text{m/s}$ 。

2 采用喷雾风扇进行局部送风时,由于借助于细小雾滴能够起到一定的隔热作用,具有显著的降温效果,本规范的第 5.5.6 条针对其适用对象,把工作地点的风速控制在 $3\sim 5\text{m/s}$ 。

鉴于多年来国内有关单位研制和使用喷雾风扇的经验,为避免对生产操作人员的健康造成不良影响,因此,把使用范围限制在工作地点温度高于 35°C (高于人体皮肤温度),热辐射强度大于 $1400\text{W}/\text{m}^2$,且工艺不忌细小雾滴的中、重作业的工作地点,并规定喷雾雾滴直径不应大于 $100\mu\text{m}$ 。

5.5.7 采用系统式局部送风时工作地点的温度和风速。

采用系统式局部送风时,工作地点所应保持的温度和风速,与操作人员的劳动强度、工作地点周围的辐射照度等因素有关。鉴于到目前为止,我国尚无适用于设计系统式局部送风方面的卫生标准,为适应设计工作需要,本条参考国内外有关资料并结合我国

情况,给出了如条文中所列的数据。

5.5.8 局部送风空气处理计算参数的确定。

5.5.9 设置系统式局部送风的要求。

据调查,以前有些地方采用的系统式局部送风,气流大多是从背后倾斜吹到人体上部躯干的。在受辐射热影响的工作地点,工作人员反映“前烤后寒”,效果不好。这主要是因为受热面吹不到风的缘故。因此认为最好是从人体的前侧上方倾斜吹风。医学卫生界认为,头部直接受辐射热作用,会使辐射能作用于大脑皮质,产生过热;胸背受辐射热作用,会使肺部的大量血液受热;颈部受辐射热作用,会使流经大脑的血液受热;而手足等其他部位受辐射热作用,影响则较小。气流自上而下或由一边吹向人体时,人体前部和背部都能均匀地受到降温作用。综合上述情况,对气流方向做了规定。

送到人体上的气流宽度,宜使操作人员处于气流作用的范围内,这样效果较好。在满足送风速度要求的情况下,较大的气流宽度对提高局部送风的效果有利。一般情况下,以1m作为设计宽度是合适的。但是,对于某些工作地点较固定的轻作业,为减少送风量,节约投资,气流宽度可适当减少至0.6m。

5.5.10 特殊高温工作小室的降温措施。

在特殊高温工作地点,由于气温高、辐射照度大,采用一般水冷式降温机组,如用蒸发冷却方式处理空气,仍不能满足降温要求,尤其是南方炎热、潮湿地区。据调查,某钢厂吊车司机室,当室外空气温度为 31.5°C ,车间空气温度为 37.7°C 时,司机室内气温达 43.2°C ,采用循环水蒸发冷却后,司机室内气温所降无几,而使用冷风机组时,司机室内可降低至 25°C 左右,效果很好。因此,特殊高温工作地点的降温应采用冷风机组或空气调节机组,并符合国家现行标准《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1)的要求。同时,为保证降温效果,节省能量消耗,必须采用很好的密闭和隔热措施。

5.6 除尘与有害气体净化

5.6.1 有害气体的净化要求。

保护环境,防止污染,是我国实行的重大技术政策之一。为此国家颁布了环境保护法,有关部门还相继颁布了一系列有害物排放标准,例如《环境空气质量标准》(GB 3095)和《大气污染物综合排放标准》(GB 16297)。为了达到排放标准的要求,排除有害气体的局部排风系统,有时必须设置净化设备。净化设备的种类繁多,本条指出应采取有效的净化措施。净化设备的选择原则及考虑的因素,同本规范第 5.6.9 条规定的除尘器选择原则相类似,只是与有害物的物理化学性质关系更为密切。设计时,应该根据不同情况,分别选择洗涤(包括吸收)、吸附、过滤、燃烧、电子束、生化、激光等净化措施,有回收价值的应加以回收。

5.6.2 除尘方式的选择。

湿法除尘包括采用喷嘴向扬尘点喷水促使粉尘凝聚,减少扬尘的水力除尘和采用喷雾设施向工业建筑含尘空气中喷雾以促使浮游粉尘加速沉降,防止二次扬尘的喷雾降尘等。在某些情况下,湿法除尘是较为经济的一种方法,又可达到较好的除尘效果。

因此,对于放散粉尘的生产过程,当湿法除尘不致影响生产和改变物料性质时,应采用湿法除尘;当采用湿法除尘不能满足环保、卫生要求时,应采用机械除尘、机械与湿法的联合除尘或静电除尘。某些放散粉尘的生产过程,虽允许加湿,但对加湿量有一定限制,如冶金企业的破碎、筛分等,过量加湿会使产量下降,采用湿法除尘就受到一些限制。至于加湿后会影响到产品质量,引起物质的水解或发生化学反应,从而产生有害、有毒或爆炸性气体的生产过程,如食品、纺织、化工、耐火和建筑材料工厂的某些生产过程。生产上不允许或不宜加湿物料时,则应采用其他的除尘方式。

5.6.3 密闭形式的选择。

密闭是综合防尘措施的关键环节之一。水力除尘、机械除尘

和联合除尘的效果好坏,首先取决于扬尘地点的密闭程度。密闭得好,机械除尘的排风量就可大为减少;反之,即使增大机械除尘系统的排风量,也难以取得良好的效果。据调查,有的厂过去密闭不严,排风后粉尘仍大量外逸;加强密闭后,风量为原风量的 1/8 时,罩内仍有 10Pa 负压,满足了除尘要求;有些厂的某些生产过程,在采用同样机械除尘的条件下,采取较严格的密闭措施与未采取密闭措施,对车间内空气含尘浓度影响很大,有的差 8~9 倍,有的差 10 倍以上,甚至有的差 100 多倍。

至于密闭形式,对于集中、连续的扬尘点(如胶带机受料点),且瞬时增压不大的尘源,多在设备扬尘处采用局部密闭;对于全面扬尘或机械振动力大的设备,多采用留有观察孔和操作门并将设备(除电动机、减速箱外)大部封闭在罩内的整体密闭,特点是密闭罩本身为独立整体,易于密闭;对于大面积扬尘且操作和检修频繁,采用整体密闭不便者,多采用留有观察孔和操作门并将扬尘设备全部密闭在罩内的大容积密闭。一般说来,大容积密闭罩比小容积密闭罩效果要好,特点是罩内容积大,可缓冲含尘气流,减小局部正压,这种密闭罩适用于多点扬尘、阵发性扬尘和含尘气流速度大的设备或地点,如多卸料点的胶带机转运点等。但是,具体情况不同,不能一律对待,应根据设备特点、生产要求以及便于操作、维修等,分别采用不同的密闭形式。

5.6.4 吸风点排风量的确定。

在机械除尘系统的设计中,如何确定吸风点的排风量是一个重要的问题。排风量过小会使含尘空气逸入室内达不到除尘的目的;排风量过大会使除尘系统复杂,设备庞大,造价和运行费用高。所以,在保证粉尘不外逸的情况下,排风量愈小愈好。为此,设计时必须通过计算或采用实测与经验数据正确确定吸风点的排风量。

吸风点的排风量主要包括以下几部分:工艺过程本身产生的烟尘量(包括处理热物料时,由于热压作用和体积膨胀等而增加的

空气量);物料输送过程中所带人的诱导风量和保持罩内负压(包括有时消除罩内正压)所需的空气量等。

5.6.5 吸风口的位置及风速。

在密闭罩上装设位置和开口面积适宜的吸风罩同除尘风管连接,使罩口断面风速均匀,为了防止排风把物料带走,还应对吸风口的风速加以控制。在吸风点的排风量一定的情况下(见本规范第 5.6.4 条),吸风口风速主要取决于物料的密度和粒径大小以及吸风口与扬尘点之间的距离远近等。本条参照国内外有关资料,针对破碎筛分工艺特点规定:对于细粉料的筛分过程,采用不大于 0.6m/s ;对于物料的粉碎过程,采用不大于 2m/s ;对于粗粒径物料的破碎过程,采用不大于 3m/s ,由于各行业的具体情况不同,难以做出更为详尽的规定。

5.6.6 除尘系统的排风量。

为保证除尘系统的除尘效果和便于生产操作,对于一般除尘系统,设备能力应按其所联接的全部吸风点同时工作计算,而不考虑个别吸风口的间歇修正。

当一个除尘系统的非同时工作吸风点的排风量较大时,为节省除尘设施的投资和运行费用,则该系统的排风量可按同时工作的吸风点的排风量加上各非同时工作的吸风点的排风量的 $15\% \sim 20\%$ 的总合计算。后者 $15\% \sim 20\%$ 的漏风量为由于阀门关闭不严的漏风量。如某厂的 4 个除尘系统,按 15% 漏风量附加,间歇点用蝶阀关闭,阀板周围用软橡胶垫密封,使用效果良好。

5.6.7 附录 G 的引文。

为了防止粉尘因速度过小在风管中沉降、聚积甚至堵塞风管,因此本规范附录 G 中根据不同物料给出了除尘系统风管中的最小风速。

5.6.8 除尘系统的划分原则。

除尘系统的划分原则,除了应遵循本规范第 5.1.11 条的规定外,尚应考虑吸风点作用半径不宜过大,便于粉尘的回收利用以及

由于不同性质的粉尘混合后会引起的不良影响因素或导致风机功率过大的浪费电能现象。这些因素对有爆炸危险性粉尘的除尘系统正常运行有重要意义。

5.6.9 选择除尘器应考虑的因素。

除尘器也称除尘设备,是用于分离空气中的粉尘达到除尘目的的设备。除尘器的种类繁多,构造各异,由于其除尘机理不同,各自具有不同的特点;因此,其技术性能和适用范围也就有所不同。根据是否用水作除尘媒介,除尘器分为两大类:干式除尘器和湿式除尘器。干式除尘器可分为重力沉降室、惰性除尘器、旋风除尘器、袋式除尘器和干式电除尘器等;湿式除尘器可分为喷淋式除尘器、填料式除尘器、泡沫除尘器、自激式除尘器、文氏管除尘器和湿式电除尘器等。

选择除尘器时,除考虑所处理含尘气体的理化性质之外,还应考虑能否达到排放标准、使用寿命、场地布置条件、水电条件、运行费、设备费以及维护管理等进行全面分析。

5.6.10 设置泄压装置以及净化有爆炸危险粉尘的干式除尘器和过滤器的设置要求。强制条文。

有爆炸危险的粉尘和碎屑,包括铝粉、镁粉、硫矿粉、煤粉、木屑、人造纤维和面粉等。由于上述物质爆炸下限较低,容易在除尘器和过滤器等处发生爆炸,为减轻爆炸时的破坏力,应设置泄压装置。泄压面积应根据粉尘等的危险程度通过计算确定。泄压装置的布置应考虑防止产生次生灾害的可能性。

对于处理净化上述易爆粉尘所用的干式除尘器和过滤器,为缩短输送含有爆炸危险粉尘的风管长度,减少风管内积尘,减少粉尘在风机中摩擦起火的机会,避免因把干式除尘器布置在系统的正压段上引起漏风等,本条规定干式除尘器和过滤器应设置在系统的负压段上,并可以选用高效风机代替低效除尘风机。

5.6.11 净化有爆炸危险粉尘的干式除尘器和过滤器的布置要求。

在国家现行标准《建筑设计防火规范》(GB 50016)中,对用于净化有爆炸危险粉尘的干式除尘器的布置位置、与其他建筑的间距等均有明确的安全规定,本规范不再罗列。

5.6.12、5.6.13 粉尘和污水的回收处理方式。

这两条是从保障除尘系统的正常运行,便于维护管理,减少二次扬尘,保护环境和提高经济效益等方面出发,并结合国内各厂矿、企业的实践经验制定的。据调查,对粉尘的处理回收方式主要有以下几种:

1 对于干式除尘器,有人工清灰、机械清灰和除尘器的排灰管直接接至工艺流程等三种。人工清灰多用于粉尘量少,不直接回收利用或无回收价值的粉尘;机械清灰包括机械输送、水力输送和气力输送等,其处理方式一般是将收集的粉尘纳入工艺流程回收处理。机械清灰的输送灰尘设施较复杂,但操作简单、可靠。排灰管直接接至工艺流程(如接到溜槽、漏斗、料仓),用于有回收价值且能直接回收的粉尘,是一种较经济有效的方式。

2 对于湿式除尘器,污水处理方式一般有单独小型沉淀池、集中沉淀池和接至就近湿式作业的工艺流程的3种,沉淀池的污泥采用人工定期清理或采用机械化、半机械化清理。

除尘器收集的粉尘或排出的含尘污水的回收与处理方式,直接关系到系统的正常运行、除尘效果和综合利用等方面。因此,须根据具体情况采取妥善的回收处理措施。工艺允许时,纳入工艺流程回收处理,则对于保证除尘系统的正常运行和操作维护等方面都有好处,而且往往也是经济的。

5.6.14 卸尘管和排污管的防漏风要求。

防止卸尘管和排污管漏风的措施,是在干式除尘器的卸尘管和湿式除尘器的污水排出管上,装设有效的卸尘装置。卸尘装置(包括集尘斗、卸尘阀或水封等)是除尘设备的一个不可忽视的重要组成部分,它对除尘器的运行及除尘效率有相当大的影响。如果卸尘装置装设不好,就会使大量空气从排尘口或排污口吸入,破

坏除尘器内部的气流运动,大大降低除尘效率。例如,当旋风除尘器卸尘口漏风达 15% 时,就会使除尘器完全失去作用。其他种类的除尘器漏风对除尘效率的影响也是非常显著的。

5.6.15 除尘系统设调节阀的要求。

对于吸风点较多的机械除尘系统,虽然在设计时进行了各并联环路的压力平衡计算,但是由于设计、施工和使用过程中的种种原因,出现压力不平衡的情况实际上是难以避免的。为适应这种情况,保障除尘系统的各吸风点都能达到预期效果,因此,条文规定在各分支管段上应设置调节阀门。

在吸入段风管上,一般不容许采用直插板阀,因为它容易引起堵塞。作为调节用的阀门,无论是蝶阀、调节瓣或斜插板阀,都必须装设在垂直管段上。如果把这类阀门装在倾斜或水平风管上,由于阀板前后产生强烈涡流,粉尘容易沉积,妨碍阀门的开关,有时还会堵塞风管。

5.6.16 除尘器的布置及通风机的选择。

在设计机械除尘系统时,大都把除尘器布置在系统的负压段,其最大优点是保护通风机壳体和叶片免受或减缓粉尘的磨损,延长通风机的使用寿命。由于某种需要也有把除尘器置于系统正压段的,例如,采用袋式除尘器时,为了节省外部壳体的金属耗量,避免因考虑漏风问题而增加除尘器的负荷,延长布袋的使用期限及便于在工作状况下进行检修等,有时把除尘器安装在正压段就具有一定的优点。在这种情况下,应选择排尘通风机。由于同普通通风机相比,排尘通风机价格较贵,效率较低,能量消耗约增加 25% 以上;因此,设计时应根据具体情况进行技术经济比较确定。

5.6.17 湿式除尘器的防冻措施。

为了保证湿式除尘器在冬季的时候还能够正常工作,在设计上应该采取的防冻措施有:把湿式除尘器安装在采暖房间内,对除尘器壳体进行保温,对水池进行保温、加热等。

5.6.18 对湿法除尘和湿式除尘器的限制。

有些物质遇水或水蒸气时,将有燃烧或爆炸危险,如活泼金属锂、钠、钾以及氢化物、电石、碳化铝等,这类物质又称为忌水物质。有些忌水物质,如生石灰、无水氯化铝、苛性钠等,与水接触时所发生的热能将其附近可燃物质引燃着火。

遇水燃烧物质根据其性质和危险性大小,可分为两极:一级遇水燃烧物质,遇水后立即发生剧烈的化学反应,单位时间内放出大量可燃气体和热量,容易引起猛烈燃烧或爆炸。例如,铝粉与镁粉混合物就是这样;二级遇水燃烧物质,遇水后反应速度比较缓慢,同时产生可燃气体,若遇点火源,即能引起燃烧,如:金属钙、锌及其某些化合物氢化钙、磷化锌等。因此规定遇水后产生可燃或有爆炸危险混合物的生产过程,不得采用湿法除尘或湿式除尘器。

5.6.19 高温烟气的降温要求。新增条文。

高温烟气进入除尘净化设备前,由于设备材料和结构对温度的限制,必须予以冷却降温。一般可分为水冷和风冷。水冷又可分为直接水冷的喷雾冷却,间接水冷的水冷式换热器等;直接风冷俗称掺冷风,间接风冷系借管外常温空气将管内烟气的热量带走而降温的冷却方式。

5.6.20 民用建筑中厨房排烟净化要求。新增条文。

规定本条是为了保证环保及室内卫生要求。对于旅馆、饭店及餐饮业建筑物以及大、中型公共食堂的厨房,应设有净化油烟的机械排风,以达到国家现行标准《饮食业油烟排放标准》(GWPB 5)的规定:排放浓度不超过 $2\text{mg}/\text{m}^3$ 。

5.7 设备选择与布置

5.7.1、5.7.2 选择通风设备时附加漏风量的规定。

在通风和空气调节系统运行过程中,由于风管和设备的漏风会导致送风口和排风口处的风量达不到设计值,甚至会引起室内参数(其中包括温度、相对湿度、风速和有害物浓度等)达不到设计和卫生标准的要求。为了弥补系统漏风可能产生的不利影响,选

· 000 ·

择通风机时,应根据系统的类别(低压、中压或高压系统)以及风管内的工作压力等因素,按本规范第 5.8.2 条的规定附加风管的漏风量,并应根据加热器、冷却器和除尘器的布置情况及系统特点等,计入设备的漏风量,如:把袋式或静电除尘器布置在除尘系统的负压段时,就应考虑除尘器本身的漏风量。由于系统的漏风量有时需要进行处理,如加热、冷却或净化等,因此在选择空气加热器、冷却器和除尘器时,应附加风管漏风量。某些除尘设备,如袋式除尘器和静电除尘器等,当布置在系统的负压段时,尚应计入通过检查孔等不严密处的渗漏风量。

当系统的设计风量和计算阻力确定以后,选择通风机时,应考虑的主要问题之一是通风机的效率。在满足给定的风量和风压要求的条件下,通风机在最高效率点工作时,其轴功率最小。在具体选用中由于通风机的规格所限,不可能在任何情况下都能保证通风机在最高效率点工作,因此条文中规定通风机的设计工况效率不应低于最高效率的 90%。一般认为在最高效率的 90% 以上范围内均属于通风机的高效率区。根据我国目前通风机的生产及供应情况来看,做到这一点是不难的。

5.7.3 输送非标准状态空气时选择通风机及电动机的有关规定。

从流体力学原理可知,当所输送的空气密度改变时,通风系统的通风机特性和风管特性曲线也将随之改变。对于离心式和轴流式通风机,容积风量保持不变,而风压和电动机轴功率与空气密度成正比变化。

目前,常用的通风管道计算表和通风机性能图表,都是按标准状态下的空气即温度一般为 20℃,大气压力为 1010hPa 而编制的。当所输送的空气为非标准状态时,以实际风量借助于标准状态下的风管计算表所算得的系统压力损失,并不是系统的实际压力损失,两者有如下关系:

$$H' \frac{\rho}{1.2} = H \frac{B}{1010} \cdot \frac{273+20}{273+t} \quad (9)$$

式中 H' ——非标准状态下系统的实际压力损失(Pa);
 H ——以实际风量用标准状态下的风管计算表所算得的系统压力损失(Pa);
 ρ ——所输送空气的实际密度(kg/m³);
 B ——当地大气压力(hPa);
 t ——风管中的空气温度(℃)。

同样,非标准状态时通风机产生的实际风压也不是通风机性能图表上所标定的风压,两者也有如式(9)的关系。在通风空气调节系统中的通风机的风压等于系统的压力损失。在非标准状态下系统压力损失或大或小的变化,同通风机风压或大或小的变化不但趋势一致,而且大小相等。也就是说,在实际的容积风量一定的情况下,按标准状态下的风管计算表算得的压力损失以及据此选择的通风机,也能够适应空气状态变化了的条件。为了避免不必要的反复运算,选择通风机时不必再对风管的计算压力损失和通风机的风压进行修正。但是,对电动机的轴功率应进行验算,核对所配用的电动机能否满足非标准状态下的功率要求,其式如下:

$$P_z = \frac{LH'}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \quad (10)$$

式中 P_z ——电动机的轴功率(kW);
 L ——通风机的风量(m³/h);
 H' ——非标准状态下,系统的实际压力损失(Pa);
 η_1 ——通风机的效率;
 η_2 ——通风机的传动效率。

上述道理虽然不难理解,但鉴于多年来有的设计人员在选择通风机时却存在着随意附加的现象,为此,条文中特加以规定。

5.7.4 通风机的并联与串联。

通风机的并联与串联安装,均属于通风机联合工作。采用通风机联合工作的场合主要有两种:一是系统的风量或阻力过大,无法选到合适的单台通风机;二是系统的风量或阻力变化较大,选用

单台通风机无法适应系统工况的变化或运行不经济。并联工作的目的,是在同一风压下获得较大的风量;串联工作的目的,是在同一风量下获得较大的风压。在系统阻力即通风机风压一定的情况下,并联后的风量等于各台并联通风机的风量之和。当并联的通风机不同时运行时,系统阻力变小,每台运行的通风机之风量,比同时工作时的相应风量大;每台运行的通风机之风压,则比同时运行的相应风压小。通风机并联或串联工作时,布置是否得当是至关重要的。有时由于布置和使用不当,并联工作不但不能增加风量,而且适得其反,会比一台通风机的风量还小;串联工作也会出现类似的情况,不但不能增加风压,而且会比单台通风机的风压小,这是必须避免的。

由于通风机并联或串联工作比较复杂,尤其是对具有峰值特性的不稳定区在多台通风机并联工作时易受到扰动而恶化其工作性能;因此设计时必须慎重对待,否则不但达不到预期目的,还会无谓地增加能量消耗。为简化设计和便于运行管理,条文中规定,在通风机联合工作的情况下,应尽量选用相同型号、相同性能的通风机并联或串联。当不同型号、不同性能的通风机并联或串联安装时,必须根据通风机和系统的风管特性曲线,确定通风机的合理组合方案,并采取相应的技术措施,以保证通风机联合工作的正常运行。

5.7.5~5.7.9 通风设备的选择与布置。第 5.7.5 条、第 5.7.8 条为强制条文。

这些条文都是从保证安全的角度制定的。

1 直接布置在有甲、乙物质产生的场所中的通风、空气调节和热风采暖的设备,用于排除有甲、乙类物质的通风设备以及排除含有燃烧或爆炸危险的粉尘、纤维等丙类物质,其含尘浓度高于或等于其爆炸下限的 25% 时的设备,由于设备内外的空气中均含有燃烧或爆炸危险性物质,遇火花即可能引起燃烧或爆炸事故,为此,本规范规定,其通风机和电动机及调节装置等均应采用防爆

型的。

同时,当上述设备露天布置时,通风机应采用防爆型的,电动机可采用密闭型的。

2 空气中含有易燃易爆危险物质的房间中的送风、排风设备,当其布置在单独隔开的送风机室内时,由于所输送的空气比较清洁,如果在送风干管上设有止回阀门时,可避免有燃烧或爆炸危险性物质窜入送风机室,本规范规定通风机可采用普通型的。

3 因为甲、乙类物质场所的排风系统有可能在通风机室内泄漏,如果将通风、空气调节和热风采暖的送风设备同排风设备布置在一起,就有可能把排风设备及风管的漏风吸入系统再次被送入有甲、乙类物质的场所中,因此,第 5.7.8 条规定用于甲、乙类物质的场所的送、排风设备不应布置在同一通风机室内。

用于排除有甲、乙类物质的排风设备,不应与其他系统的通风设备布置在同一通风机室内,但可与排除有爆炸危险的局部排风的设备布置在同一通风机室内。因为排出的气体混合物均具有燃烧或爆炸危险,只是浓度大小不同,所以排风设备可布置在一起。

4 对于甲、乙类工业建筑全面和局部送风、排风系统,以及其他类排除有爆炸危险物的局部排风系统的设备,不应布置在地下室、半地下室内。这主要从安全出发,一旦发生事故便于扑救。

5.7.10 通风设备及管道的防静电接地等要求。

当静电积聚到一定程度时,就会产生静电放电,即产生静电火花,使可燃或爆炸危险物质有引起燃烧或爆炸的可能;管内沉积不易导电的物质和会妨碍静电导出接地,有在管内产生火花的可能。防止静电引起灾害的最有效办法是防止其积聚,采用导电性能良好(电阻率小于 $10^6 \Omega \cdot \text{cm}$)的材料接地。因此做了如条文中的有关规定。

法兰跨接系指风管法兰连接时,两法兰之间须用金属线搭接。

5.7.11 通风设备和风管的保温、防冻。

通风设备和风管的保温、防冻具有一定的技术经济意义,有时

还是安全生产的必要条件。条文中所列的五款是应采取保温或防冻措施的主要方面。例如,某些降温用的局部送风系统和兼作热风采暖的送风系统,如果通风机和风管不保温,不仅冷热耗量大不经济,而且会因冷热损失使系统内所输送的空气温度显著升高或降低,从而达不到既定的室内参数要求。又如,苯蒸气或锅炉烟气等可能被冷却而形成凝结物堵塞或腐蚀风管。位于严寒地区和寒冷地区的湿式除尘器,如果不采取保温、防冻措施,冬季就可能冻结而不能发挥应有的作用。此外,某些高温风管如不采取保温的办法加以防护,也有烫伤人体的危险。

5.8 风管及其他

5.8.1 选用风管截面及规格的要求。

规定本条的目的,是为了使设计中选用的风管截面尺寸标准化,为施工、安装和维护管理提供方便,为风管及零部件加工工厂化创造条件。据了解,在《全国通用通风管道计算表》中,圆形风管的统一规格,是根据 R20 系列的优先数制定的,相邻管径之间具有固定的公比($\sqrt[20]{10} \approx 1.12$),在直径 100~1000mm 范围内只推荐 20 种可供选择的规格,各种直径间隔的疏密程度均匀合理,比以前国内常采用的圆形风管规格减少了许多;矩形风管的统一规格,是根据标准长度 20 系列的数值确定的,把以前常用的 300 多种规格缩减到 50 种左右。经有关单位试算对比,按上述圆形和矩形风管系列进行设计,基本上能满足系统压力平衡计算的要求。对于要求较严格的除尘系统,除以 R20 作为基本系列外,还有辅助系列可供选用,因此是足以满足设计要求的。另外,还根据《通风与空气调节工程施工质量验收规范》(GB 50243)做了风管尺寸计量的规定。

5.8.2 风管漏风量的确定。

风管漏风量的大小取决于很多因素,如风管材料、加工及安装质量、阀门的设置情况和管内的正负压大小等。风管的漏风量(包

括负压段渗入的风量和正压段泄漏的风量),是上述诸因素综合作用的结果。由于具体条件不同,很难把漏风量标准制定得十分细致、确切。为了便于计算,条文中根据我国常用的金属和非金属材料风管的实际加工水平及运行条件,规定一般送排风系统附加5%~10%,除尘系统附加10%~15%。需要指出,这样的附加百分率适用于最长正压管段总长度不大于50m的送风系统,和最长负压管段总长度不大于50m的排风及除尘系统。对于比这更大的系统,其漏风百分率可适当增加。有的全面排风系统直接布置在使用房间内,则不必考虑漏风的影响。

5.8.3 系统中并联管路的阻力平衡。

把通风、除尘和空气调节系统各并联管段间的压力损失差额控制在一定范围内,是保障系统运行效果的重要条件之一。在设计计算时,应用调整管径的办法使系统各并联管段间的压力损失达到所要求的平衡状态,不仅能保证各并联支管的风量要求,而且可不装设调节阀门,对减少漏风量和降低系统造价也较为有利。特别是对除尘系统,设置调节阀害多利少,不仅会增大系统的阻力,而且会增加管内积尘,甚至有导致风管堵塞的可能。根据国内的习惯做法,本条规定一般送排风系统各并联管段的压力损失相对差额不大于15%,除尘系统不大于10%,相当于风量相差不大于5%。这样做既能保证通风效果,设计上也是能办到的,如在设计时难于利用调整管径达到平衡要求时,则以装设调节阀门为宜。

5.8.4 除尘系统的风管。

1 强调了风管宜明设,且其接头和接缝处应严密、平滑,以减少漏风量、防止尘埃堵塞风管。

2 除尘风管直径,根据所输送的含尘粒径的大小,做了最小直径的补充规定,以防产生堵塞问题。

3 除尘风管以垂直或倾斜敷设为好,但考虑到客观条件的限制,有些场合不得不水平敷设,尤其大管径的风管倾斜敷设就比较困难。倾斜敷设时,与水平面的夹角越大越好,因此,规定应大于

45°,为了减少积尘的可能,本款强调了应尽量缩短小坡度或水平敷设的管段。

4 支管从主管的上面连接比较有利。但是施工安装不方便,鉴于具体设计中支管从主管底部连接的情况也不少,所以本款规定为“宜”。对于三通管夹角,考虑到大风管常采用45°夹角的三通,除尘风管的三通夹角也可以用到45°,因此,本款规定三通夹角宜采用15°~45°。

5.8.5 输送高温气体风管的热补偿。新增条文。强制条文。

5.8.6 机械通风风管的风速。

本条表中所给出的通风系统风管内的风速,是基于经济流速和防止在风管中产生空气动力噪声等因素,参照国内外有关资料制定的。对于一般工业建筑的机械通风系统,因背景噪声较大、系统本身无消声要求,即使按表中较大的经济流速取值,也能达到允许噪声标准的要求。对于某些有消声要求的通风、空气调节系统,风管内的风速尚应符合本规范第9.1节中的相关规定。

5.8.7 通风设备和风管的防腐。

规定本条的目的,是为了防止或延缓通风设备和风管的腐蚀,延长使用寿命。据调查,有些输送强烈腐蚀性气体的通风系统,由于防腐措施不力,通风机和风管等使用很短一段时间就报废了,不但影响生产,恶化工作条件,而且很浪费,给维护管理也增加了负担。在这种情况下,应尽量采用塑料、玻璃钢、不锈钢等防腐材料制作的通风机和风管。如因条件限制,则应根据具体情况采取有效的防腐措施,如涂防腐油漆、衬橡胶、喷涂防腐层等。

5.8.8 风管布置、防火阀、排烟阀等的设置要求。

在国家现行标准《建筑设计防火规范》(GB 50016)及《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045)中,对风管的布置、防火阀、排烟阀的设置要求均有详细的规定,本规范不再另行规定。

5.8.9 甲、乙、丙类工业建筑送排风管道的布置。

本条文是根据《建筑设计防火规范》(GB 50016)中的有关条

文规定的,目的是为了以防一旦发生火灾时火势沿风管蔓延,扩大灾害范围。

5.8.10 风管材料。

规定本条的目的,是为了防止火灾蔓延。有些工业建筑所排出的气体腐蚀性较大,需要用硬聚氯乙烯塑料等材料制作风管以及风管的柔性接头处难以采用不燃材料制作,因此规定在这些情况下,风管及挠性接头可用难燃材料制作。

5.8.11 甲、乙类工业建筑排风管道的布置。

规定本条的目的,是防止一旦风管爆炸时破坏建筑物并为了便于检修。

5.8.12、5.8.13 有爆炸危险物质和含有剧毒物质的排风系统管道设置要求。

通过式风管穿过建筑物的墙、隔断和楼板处应用防火材料密封,是为了保证被穿越的围护结构具有规定的耐火极限。对排除剧毒物质排风系统的正压管段长度加以限制,并规定该系统的正压管段不得穿过其他房间,目的是为了以防因剧毒物质漏出而污染其他房间和毒害人体。

排除有爆炸危险物质的排风管各支管节点处不应设置调节阀,以免在间歇使用时关闭阀门处聚集有爆炸危险的气体浓度达到爆炸浓度,一旦开机运行时引起爆炸。

5.8.14 风管的敷设。

规定本条的目的,是为了尽量缩小灾害事故的涉及范围。

5.8.15~5.8.19 风管敷设安全事宜。第5.8.15条为强制条文。

1 可燃气体(煤气等)、可燃液体(甲、乙、丙类液体)、排风管道和电线等,由于某种原因常引起火灾事故。为以防火势通过风管蔓延,因此规定:这类管道及电线不得穿过风管的内腔,也不得沿风管的外壁敷设;可燃气体或可燃液体管道不应穿过通风机室。

2 为以防某些可燃物质同热表面接触引起自燃起火及爆炸事故,因此规定,热媒温度高于 110°C 的供热管道不应穿过排除有

燃烧或爆炸危险物质的风管,也不得沿其外壁敷设。有些物质自燃点较低,如二硼烷、磷化氢、二硫化碳和硝酸乙酯等,为安全规定同这些物质接触的供热管道和热媒温度不应高于相应物质自燃点的80%。

3 为防止外表面温度超过80℃的风管,由于辐射热及对流热的作用导致输送有燃烧或爆炸危险物质的风管及管道表面温度升高而发生事故,规定两者的外表面之间应保持一定的安全距离(以外表面温度稍高于80℃为例,其间距不宜小于0.3m);互为上下布置时,表面温度较高者应布置在上面。

4 为防止高温风管长期烘烤建筑物的可燃或难燃结构发生火灾事故,因此规定:当输送温度高于80℃的空气或气体混合物时,风管穿过建筑物的可燃或难燃烧体结构处,应设置不燃材料隔热层,保持隔热层外表面温度不高于80℃;非保温的高温金属风管或烟道沿可燃或难燃烧体结构敷设时,应设遮热防护措施或保持必要的安全距离。

5.8.20 关于风管坡向的规定。

为防止比空气轻的可燃气体混合物在风管内局部积存,使浓度增高发生事故,因此规定水平风管应顺气流方向有一定的向上坡度。

5.8.21 通风系统排除凝结水的措施。

排除潮湿气体或含水蒸气的通风系统,风管内表面有时会因其温度低于露点温度而产生凝结水。为了防止在系统内积水腐蚀设备及风管影响通风机的正常运行,因此条文中规定水平敷设的风管应有一定的坡度并在风管的最低点和通风机的底部排除凝结水。

5.8.22 电加热器的安全要求。

规定本条是为了减少发生火灾的因素,防止或减缓火灾通过风管蔓延。

5.8.23 通风机启动阀门的设置。

此规定依据两点:一是把通风机的范围局限于通风、空气调节系统常用的中、低压离心式通风机;二是强调供电条件是否允许。一般情况下,电动机的直接启动与供电系统的电源和线路有直接关系。电动机的启动电流约为正常运行电流的6~7倍,这样的电流波动一般对大型变电站影响不大,对负荷小的变电站有时会造成一定的影响。如供电变压器的容量为 $180\text{kV}\cdot\text{A}$ 时,允许直接启动的鼠笼型异步电动机的最大功率为 40kW (启动时允许电压降为10%)和 55kW (启动时允许电压降为15%)。一台 75kW 的电动机,需要具有 $320\text{kV}\cdot\text{A}$ 的变压器方可直接启动,对于大、中型工厂来说,这当然是没有问题的。由于我国在城市供电设计上要求较高,电压降允许值一般为5%~6%,其他如供电线路的长短、启动方式等均与供电设计有密切关系,因此本条规定了“供电条件允许”这样的前提。

5.8.24 对通风设备接管的要求。

与通风机、空气调节器及其他振动设备连接的风管,其荷载应由风管的支吊架承担。一般情况下风管和振动设备间应装设挠性接头,目的是保证其荷载不传到通风机等设备上,使其呈非刚性连接。这样既便于通风机等振动设备安装隔振器,有利于风管伸缩,又可防止因振动产生固体噪声,对通风机等的维护、检修也有好处。

5.8.25 对排除有害气体或含尘系统的排风口要求。新增条文。

对于排除有害气体或含有粉尘的通风系统的排风口,宜采用锥形风帽或防雨风管,目的是把这些有害物排入高空,以利于稀释。

6 空气调节



6.1 一般规定

6.1.1 设置空气调节的条件。

随着经济建设的发展和人民生活水平的日益提高,当设置空气调节后,提高了人员的劳动生产率和工作效率,从而增加了经济效益;在医疗、高温作业等方面,设置空气调节后有益于疾病的康复和恢复疲劳等作用;对于诸如发热量较大的地下室设备用房采用通风方式降温,通风系统投资多,进排风口设置困难,而如采用简单的空气调节设备实现降温目的,往往更经济。因此本条增加了后三款设置空气调节的条件。

6.1.2 对空气调节区的面积、散热散湿设备和设置全室性空气调节的要求。

本次修订将“空气调节房间”均改称“空气调节区”。以下同。

本条是从减少空气调节区的面积,以节约投资和运行费用为目的。

对于工艺性空气调节,宜采取经济有效的局部工艺措施或局部区域的空气调节代替全室性空气调节,以达到节能降耗的目的。如储存受潮后易生锈的金属零件,若采用全室性空气调节保持低温要求是不经济的,而在工艺上采用干燥箱储存这些零件是行之有效的好办法;又如,电表厂的标准电阻要求温度波动小,而将标准电阻放在油箱内用半导体制冷,保持油箱内的温度就可不设全室性空气调节;再如,对于厂房内个别设备或工艺生产线有空气调节要求,采用罩子等将其隔开,在此局部区域内进行空气调节,既可满足工艺要求又较整个区域空气调节节约投资。

空气调节区的散热散湿设备越少越容易达到温湿度的要求,

同时也比较经济,因此规定宜减少空气调节区的散热散湿设备。

对于高大空间,取消了层高大于 10m 的限制。当工艺或使用要求允许仅在下部区域进行空气调节时,采用分层式送风或下部送风的气流组织方式,以达到节能的目的。

6.1.3 有压差要求的空气调节区的压差要求。

保持正压,能防止室外空气渗入,有利于保证房间清洁度和室内参数少受外界干扰。

舒适性空气调节室内正压值不宜过小,也不宜过大。当室内正压为 5Pa 时,相当于由门窗缝隙压出的风速为 2.85m/s。也就是说,当室外平均风速小于 2.85m/s 时,采用 5Pa 的正压值,一般就可以满足要求。当室内正压值为 10Pa 时,保持室内正压所需的风量,每小时约为 1.0~1.5 次换气,舒适性空气调节的新风量一般都能满足此要求。室内正压值超过 50Pa 时,会使人体感到不舒适,而且需加大新风量,增加能耗,同时开门也较困难。因此规定不应大于 50Pa。

对于工艺性空气调节,因与其相通房间的压力差有特殊要求,其压差值应按工艺要求确定。

6.1.4 空气调节区的布置要求。

空气调节区集中布置是为了减少空气调节区的外墙、与非空气调节区相邻的内墙及楼板的保温隔热工程量,减少系统的冷热负荷,以降低空气调节系统投资及建筑造价,便于维护管理。

6.1.5 围护结构的传热系数。

提高围护结构传热系数要求的严格程度,由“不宜”改为“不应”,以满足节能要求。

建筑物围护结构的传热系数 K 值的大小是能否保证空气调节区正常生产条件,影响空气调节工程综合造价高低,维护费用多少的主要因素之一。 K 值愈小,则耗冷量愈小,空气调节系统愈经济。 K 值又受建筑结构与材料等投资影响,不能无限制地减小。 K 值的选择与保温材料价格及导热系数、室内外计算温差、

初投资费用系数、年维护费用系数以及保温材料的投资回收年限等各项因素有关。不同地区的热价、电价、水价、保温材料价格及系统工作时间等也不是不变的。因此,很难给出一个固定不变的经济 K 值。本条除强调应通过技术经济比较确定合理的 K 值外,对工艺性空气调节,给出了围护结构最大 K 值。目前的公共建筑(尤其商业建筑)围护结构热工参数往往达不到严寒、寒冷地区《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》(JGJ 26)、《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ 134)、《旅游旅馆建筑热工及空气调节节能设计标准》(GB 50189)中有关的规定。为了节约能源、降低能耗,在《公共建筑节能设计标准》未颁布之前,舒适性空气调节围护结构 K 值应参照执行现行节能设计标准确定。

6.1.6 围护结构的热惰性指标。

提高围护结构热惰性指标 D 值要求的严格程度,由“不宜”改为“不应”,以满足热稳定要求。

热惰性指标 D 值直接影响室内温度波动范围,其值大则室温波动范围就小,其值小则相反。热惰性指标 D 值直接影响室内温度波动范围,其值大则室温波动范围就小,其值小则相反。

6.1.7 关于空气调节区外墙、外墙朝向及其所在层次的规定。

根据实测表明,对于空气调节区西向外墙,当其传热系数为 $0.34\sim 0.40\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$,室内外温差为 $10.5\sim 24.5^\circ\text{C}$ 时,距墙面 100mm 以内的空气温度不稳定,变化在 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 以内;距墙面 100mm 以外时,温度就比较稳定了。因此,对于室温允许波动范围大于或等于 $\pm 1.0^\circ\text{C}$ 的空气调节区来说,有西向外墙,也是可以的,对人员活动区的温度波动不会有什么影响。从减少室内冷负荷出发,则宜减少西向外墙以及其他朝向的外墙;如有外墙时,最好为北向,且应避免将空气调节区设置在顶层。

为了保持室温的稳定性和不减少人员活动区的范围,对于室温允许波动范围为 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 的空气调节区,不宜有外墙,如有外墙,应北向;对于室温允许波动范围为 $\pm 0.1\sim 0.2^\circ\text{C}$ 的空气调节区,不

应有外墙。

屋顶受太阳辐射热的作用后,能使屋顶表面温度升高 35~40℃,屋顶温度的波幅可达±28℃。为了减少太阳辐射热对室温波动要求小于或等于±0.5℃空气调节区的影响,所以规定当其在单层建筑物内时,宜设通风屋顶。

在北纬 23.5°及其以南的地区,北向与南向的太阳辐射照度相差不大,且均较其他朝向小,可采用南向或北向外墙。对于本规范第 6.1.9 条来说,则可采用南向或北向外窗。

6.1.8 空气调节建筑的外窗要求。

外窗面积的大小不仅影响空气调节区的负荷大小,而且影响到空气调节区温湿度波动范围。普通窗户的保温隔热性能比外墙差很多,夏季白天通过窗户进入的太阳辐射热也比外墙多得多,窗面积比越大,则空气调节的能耗也越大。因此,从节能的角度考虑应限制外窗的传热系数。为了节约能源、降低能耗,在《公共建筑节能设计标准》未颁布之前,应参照国家现行的有关节能设计标准执行。

条文中还对外窗玻璃的遮阳系数做了规定,此数据是参考了《旅游旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准》(GB 50189),本条文作“宜”考虑。

6.1.9 工艺性空气调节区的外窗朝向。

根据调查、实测和分析:当室温允许波动范围大于±1.0℃时,从技术上来看,可以不限制外窗朝向,但从降低空气调节系统造价考虑,应尽量采用北向外窗;室温允许波动范围为±1.0℃的空气调节区,由于东、西向外窗的太阳辐射热可以直接进入人员活动区,不应有东、西向外窗;据实测,室温允许波动范围为±0.5℃的空气调节区,对于双层毛玻璃的北向外窗,室内外温差为 9.4℃时,窗对室温波动的影响范围在 200mm 以内,如果有外窗,应北向。

6.1.10 设置门斗的要求。

从调查来看,一般空气调节区的外门均设有门斗,内门(指空气调节区与非空气调节区或走廊相通的门)一般也设有门斗(走廊两边都是空气调节区的除外,在这种情况下,门斗设在走廊的两端)。与邻室温差较大的空气调节区,设计中也有未设门斗的,但在使用过程中,由于门的开启对室温波动影响较大,因此在后来也采取了一定的措施。按北京、上海、南京、广州等地空气调节区的实际使用情况,规定门两侧温差大于或等于 7°C 时,应采用保温门;同时对工艺性(即对室内温度波动范围要求较严格的)空气调节区的内门和门斗,做了如条文中表 6.1.10 的有关规定。

对舒适性空气调节区开启频繁的外门也做了宜设门斗,必要时设置空气幕的规定,并增加了宜设置旋转门、弹簧门等要求。旋转门或弹簧门在现在的建筑物中被广泛应用,它能有效地阻挡通过外门的冷、热空气渗透。

6.1.11 空气调节全年能耗分析的要求。新增条文。

对规模较大、要求较高或功能复杂的建筑物,在确定空气调节方案时,原则上宜对各种可行的方案及运行模式进行全年能量分析,才能使系统的配置最合理,运行模式及控制策略最优化。

6.2 负荷计算

6.2.1 逐时冷负荷计算的要求。新增条文。强制条文。

近些年来,全国各地暖通工程设计过程中滥用单位冷负荷指标的现象十分普遍。估算的结果当然总是偏大,并由此造成“一大三大”的后果,即总负荷偏大,从而导致主机偏大、管道输送系统偏大、末端设备偏大。由此给国家和投资者带来巨大损失,给节能和环保带来的潜在问题也是显而易见的。因此,规范必须对这个问题有个明确的规定。

6.2.2 空气调节区的夏季得热量。

在计算得热量时,只能计算空气调节区域得到的热量(包括空气调节区自身的得热量和由空气调节区外传入的得热量,例如:分

层空气调节中的对流热转移和辐射热转移等),处于空气调节区域之外的得热量不应计算。因此取消原条文中的“室内”二字。明确指出食品的散热量应予以考虑,因为该项散热量对于若干民用建筑(如饭店、宴会厅等)的空气调节负荷影响颇大。

6.2.3 空气调节区的夏季冷负荷。

提升条文的严格程度,将“宜”改为“应”。得热量与冷负荷是两个不同的概念,不能再留混淆余地。

本条从现代负荷计算方法的基本原理出发,规定了计算夏季冷负荷所应考虑的基本因素;强调指出得热量与冷负荷是两个不同的概念;明确规定了应按非稳态传热方法进行负荷计算的各种得热项目。

以空气调节房间为例,通过围护结构进入房间的,以及房间内部散出的各种热量,称为房间得热量。为保持所要求的室内温度必须由空气调节系统从房间带走的热量称为房间冷负荷。两者在数值上不一定相等,这取决于得热中是否含有时变的辐射成分。当时变的得热量中含有辐射成分时或者虽然时变得热曲线相同但所含的辐射百分比不同时,由于进入房间的辐射成分不能被空气调节系统的送风消除,只能被房间内表面及室内各种陈设所吸收、反射、放热、再吸收,再反射、再放热……在多次放热过程中,由于房间及陈设的蓄热——放热作用,得热当中的辐射成分逐渐转化为对流成分,即转化为冷负荷。显然,此时得热曲线与负荷曲线不再一致。比起前者,后者线型将产生峰值上的衰减和时间上的延迟,这对于削减空气调节设计负荷有重要意义。

6.2.4 室外或邻室计算温度。

6.2.5~6.2.7 外墙、屋顶和外窗传热形成的逐时冷负荷。

6.2.5条对于原条款增加“注”,提醒设计人员在局部区域空气调节负荷计算时,不要把不处于空气调节区的屋顶形成的负荷全部考虑进去。

冷负荷计算温度的确定过程比较复杂,而且有不同的计算方

法,国内一些技术手册中均有现成的表格可查。在此必须说明,本条用冷负荷计算温度计算冷负荷的公式,是基于国内各种计算方法的一种综合的表达形式,并不是特指某一种具体计算方法。

对于一般要求的空气调节区,由于室外扰动因素经历了围护结构和空气调节区的双重衰减作用,负荷曲线已相当平缓。为减少计算工作量,对非轻型外墙,室外计算温度可采用平均综合温度代替冷负荷计算温度。

6.2.8 内围护结构传热形成的冷负荷。

当相邻空气调节区的温差大于 3°C 时,通过隔墙或楼板等传热形成的冷负荷,在空气调节区的冷负荷中占有一定比重,在某些情况下是不宜忽略的,因此做了本条规定。

6.2.9 地面传热形成的冷负荷。

对于工艺性空气调节区,当有外墙时,距外墙 2m 范围内的地面,受室外气温和太阳辐射热的影响较大。测定结果表明,例如对西外墙,当其为 $K=0.34\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 的混凝土地面时,距地面 1.2m 高处测得西外墙的内表面温度比室温高 $0.77\sim 0.95^{\circ}\text{C}$,距西外墙内表面 0.7m 处,测得地面的表面温度比室温高 $1.2\sim 1.26^{\circ}\text{C}$,即地面温度比西外墙的内表面温度还高。分析其原因,可能是混凝土地面的 K 值比西外墙的要大一些的缘故,所以规定距外墙 2m 范围内的地面须计算传热形成的冷负荷。

对于舒适性空气调节区,夏季通过地面传热形成的冷负荷所占的比例很小,可以忽略不计。

6.2.10 透过玻璃窗进入的太阳辐射热量。

对于有外窗的空气调节区,透过玻璃窗进入室内的太阳辐射热形成的冷负荷,在空气调节区总负荷中占有举足轻重的地位。因此,正确计算透过窗户进入室内的太阳辐射热量十分重要。本规范附录B所列夏季透过标准窗玻璃的太阳辐射照度,是针对裸露的单位净面积标准窗玻璃给出的。对于实际使用的玻璃窗,当计算其透过太阳辐射热量时,则不但要考虑窗框、窗玻璃种类及窗

户层数的影响,更重要的是要考虑各种遮阳物的影响,其中包括内遮阳设施、外遮阳设施(包括窗洞、窗套的遮阳作用)以及位于空气调节建筑物附近的高大建筑物和构筑物的影响。一些遮阳设施的遮阳作用,则应通过建筑光学中关于阴影的计算方法加以考虑。

6.2.11 透过玻璃窗进入的太阳辐射热形成的冷负荷。

提升严格程度,将“宜”改为“应”,并使表述更确切。

本规范第 6.2.3 条的说明所述,由于透过玻璃窗进入空气调节区的太阳辐射热量随时间变化,而且其中的辐射成分又随着遮阳设施类型和窗面送风状况的不同而异,因此,这项得热量形成的冷负荷,应根据实际采用的遮阳方法、窗内表面空气流动状态以及空气调节区的蓄热特性计算确定。由于计算过程比较复杂,可直接使用专门的计算表格或计算机程序求解。

6.2.12 人体、照明和设备等散热形成的冷负荷。

非全天工作的照明、设备、器具以及人员等室内热源散热量,因具有时变性质,且包含辐射成分,所以这些散热曲线与它们所形成的负荷曲线是不一致的。根据散热的特点和空气调节区的热工状况,按照负荷计算理论,依据给出的散热曲线可计算出相应的负荷曲线。在进行具体的工程计算时,可直接查计算表或使用计算机程序求解。

人员“群集系数”,系指人员的年龄构成、性别构成以及密集程度等情况的不同而考虑的折减系数。年龄不同和性别不同,人员的小时散热量就不同。例如成年女子的散热量约为成年男子散热量的 85%,儿童散热量相当于成年男子散热量的 75%。

设备的“功率系数”,系指设备小时平均实耗功率与其安装功率之比。

设备的“通风保温系数”,系指考虑设备有无局部排风设施以及设备热表面是否保温而采取的散热量折减系数。

6.2.13 空气调节区的夏季散湿量。

空气调节区的计算散湿量,直接关系到空气处理过程和空气

调节系统的冷负荷。把散湿量的各个项目一一列出,单独形成一条,是为了把湿量问题提得更加明确,并且与本规范 6.2.2 条 8 款相呼应,强调了与显热得热量性质不同的各项有关的潜热得热量。

6.2.14 散湿量的计算。

本条所说的人员“群集系数”,指的是集中在空气调节区内的各类人员的年龄构成、性别构成和密集程度不同而使人均小时散湿量发生变化的折减系数。例如儿童和成年女子的散湿量约为成年男子相应散湿量的 75% 和 85%。考虑人员群集的实际情况,将会把以往计算偏大的湿负荷减低下来。

“通风系数”,系指考虑散湿设备有无排风设施而采用的散湿量折减系数。当按照本规范第 6.2.12 条从有关工具书中查找通风保温系数时,“设备无保温”情况下的通风保温系数值,即为本条文的通风系数值。

6.2.15 空气调节区和空气调节系统的夏季冷负荷。强制条文。

根据空气调节区的同时使用情况、空气调节系统类型及控制方式等各种情况的不同,在确定空气调节系统夏季冷负荷时,主要有两种不同算法:一个是取同时使用的各空气调节区逐时冷负荷的综合最大值,即从各空气调节区逐时冷负荷相加之后得出的数列中找出的最大值;一个是取同时使用的各空气调节区夏季冷负荷的累计值,即找出各空气调节区逐时冷负荷的最大值并将它们相加在一起,而不考虑它们是否同时发生。后一种方法的计算结果显然比前一种方法的结果要大。例如:当采用变风量集中式空气调节系统时,由于系统本身具有适应各空气调节区冷负荷变化的调节能力,此时即应采用各空气调节区逐时冷负荷的综合最大值;当末端设备没有室温控制装置时,由于系统本身不能适应各空气调节区冷负荷的变化,为了保证最不利情况下达到空气调节区的温湿度要求,即应采用各空气调节区夏季冷负荷的累计值。

所谓附加冷负荷,系指新风冷负荷,空气通过风机、风管的温升引起的冷负荷,冷水通过水泵、水管、水箱的温升引起的冷负荷

以及空气处理过程产生冷热抵消现象引起的附加冷负荷等。

6.2.16 空气调节系统的冬季热负荷。

空气调节区的冬季热负荷和采暖房间的热负荷,计算方法是一样的,只是当空气调节区有足够的正压时,不必计算经由门窗缝隙渗入室内冷空气的耗热量。但是,考虑到空气调节区内热环境条件要求较高,区内温度的不保证时间应少于一般采暖房间,因此,在选取室外计算温度时,规定采用平均每年不保证1天的温度值,即应采用冬季空气调节室外计算温度。

6.3 空气调节系统

6.3.1 选择空气调节系统的原则。

本条是选择空气调节系统的总原则,其目的是为了在满足使用要求的前提下,尽量做到一次投资省、系统运行经济、减少能耗。

6.3.2 空气调节风系统的划分。

1 将原规范中对工艺性空气调节系统的要求扩展到一般的空气调节系统。考虑到设计中经常将不同要求的空气调节区放置在一个空气调节系统中,难以控制,影响使用,所以不强调室内参数及要求相近的空气调节区可划为同一系统,而强调不同要求的空气调节区宜分别设置空气调节风系统,但不包括变风量空气调节系统。

2 增加了第3款对空气的洁净要求不同的空气调节区的要求。

3 增加第5款,强调了对空气中含有易燃易爆物质的空气调节区的要求,具体做法应遵循有关的防火设计规范。

4 第6款同一时段需供冷和供热的空气调节区,是指不同朝向空气调节区、周边区与内区等。进深较大的开敞式办公用房、大型商场等,内外区负荷特性相差很大,尤其是冬季或过渡季,常常外区需送热时,内区因过热需全年送冷;过渡季节朝向不同的空气调节区也常需要不同的送风参数,推荐按不同区域分别设置空气

调节风系统,易于调节及满足使用要求。

6.3.3 全空气定风量空气调节系统的选择设计。

1 全空气系统存在风管占用空间较大的缺点,但人员较多的空气调节区新风比例较大,与风机盘管加新风等空气-水系统相比,多占用空间不明显;人员较多的大空间空气调节负荷和风量较大,便于独立设置空气调节风系统,因而不存在多空气调节区共用全空气定风量系统难以分别控制的问题;全空气定风量系统易于改变新回风比例,必要时可实现全新风送风,能够获得较大的节能效果;全空气系统的设备集中,便于维修管理。因此,推荐在剧院、体育馆等人员较多的大空间建筑中采用。

2 全空气定风量系统易于消除噪声、过滤净化和控制空气调节区温湿度,且气流组织稳定,因此,推荐用于要求较高的工艺性空气调节系统。

3 一般情况下,在全空气空气调节系统(包括定风量和变风量系统)中不应采用分别送冷热风的双风管系统,因该系统热量互相抵消,不符合节能原则。

6.3.4 多空气调节区共用全空气定风量空气调节系统的选择设计。

由于集中设置各空气调节区共用的全空气定风量系统,难以分别控制室内参数,采用末端再加热又会使冷热相互抵消,不节能;因此,推荐在负荷变化情况相似的多空气调节区共用系统中采用。当各空气调节区需分别控制,对室内参数,尤其是湿度的波动范围要求不高的舒适性空气调节,宜采用变风量或风机盘管等空气调节系统,不推荐采用再热。

6.3.5 一次回风系统的选择。

目前,定风量系统多采用改变冷热水水量控制送风温度,而不常采用变动一、二次回风比的复杂控制系统,且变动一、二次回风比会影响室内相对湿度的稳定,也不适用于散湿量大、温湿度要求严格的空气调节区;因此,在不使用再热的前提下,一般工程推荐

系统简单、易于控制的一次回风系统。

采用下送风方式的空气调节风系统以及洁净室的空气调节风系统(按洁净要求确定的风量,往往大于以负荷和允许送风温差计算出的风量),其允许送风温差都较小,为避免再热量的损失,也可以使用二次回风系统。

6.3.6 变风量空气调节系统的选择。

1 变风量空气调节系统具有控制灵活、卫生、节约电能等特点,在国外已得到广泛的应用,近年来在我国研制和使用也有所发展,因此,本规范对其适用条件和要求做出了规定。尤其是常年需送冷的内区,由于没有多变的建筑围护结构负荷,靠送风量的变化,以相对恒定的送风温度,基本上可满足其负荷变化;而空气调节外区房间就较复杂,一些季节为满足各房间和各区域的不同要求,常送入较低温度的一次风,需要供热的空气调节区靠末端装置上的再热盘管加热,当送入的冷空气靠制冷机冷却时,再热盘管将形成冷热抵消;因此,需全年送冷的内区更适宜变风量系统。

2 变风量系统比其他空气调节系统造价高,比风机盘管加新风系统占据空间大,是采用的限制条件。

3 由于变风量系统的风量变化范围有一定的限制,且湿度不易控制,因此,规定不宜用在温湿度精度要求高的工艺性空气调节区;变风量系统末端装置由于控制等需要较高的风速风压,末端阀门的节流及设小风机等,都会产生较高噪声;因此,不适用于播音室等噪声要求严格的空气调节区。

6.3.7 变风量空气调节系统的设计。新增条文。

1 对变风量空气调节系统,要求采用风机调速改变系统风量,以达到节能的目的;不应采用恒速风机通过改变送风阀和回风阀的开度实现变风量等简易方法。

2 当送风量减少时,新风量也随之减少,会产生新风不满足卫生要求的后果;因此,强调应采取保证最小新风量的措施。

3 变风量的末端装置是指送风口处的风量是变化的,不包括

送风口处风量恒定的串联式风机驱动型等末端装置。当送风口处风量变化时,如果送风口选择不当,会影响到室内空气分布。但是,采用串联式风机驱动型等末端装置时,则不存在上述问题。

6.3.8 设置送风机、回风机的双风机空气调节系统的选择。

仅有送风机的单风机空气调节系统简单、占地少、一次投资省、运转耗电量少,因此,常被采用。在需要变换新风、回风和排风量时,单风机空气调节系统存在调节困难、空气调节处理机组容易漏风等缺点;在系统阻力大时,风机风压高,耗电量大,噪声也较大。因此,宜采用双风机空气调节系统。

6.3.9 风机盘管加新风系统的选择设计。

1 风机盘管系统具有各空气调节区可单独调节,比全空气系统节省空间,比带冷源的分散设置的空气调节器和变风量系统造价低廉等优点;目前,仍在宾馆客房、办公室等建筑中大量采用;因此,推荐使用。

2 “加新风系统”是指新风需经过处理,达到一定的参数要求,有组织地送入室内。如果新风与风机盘管吸入口相接或只送到风机盘管的回风吊顶处,将减少室内的通风量,当风机盘管风机停止运行时,新风有可能从带有过滤器的回风口吹出,不利于室内卫生;新风和风机盘管的送风混合后再送入室内的情况,送风和新风的压力难以平衡,有可能影响新风量的送入;因此,推荐新风直接送入室内。

3 风机盘管加新风系统存在着不能严格控制室内温湿度,常年使用时,冷却盘管外部因冷凝水而滋生微生物和病菌,恶化室内空气等缺点。因此,对温湿度和卫生等要求较高的空气调节区限制使用。

4 由于风机盘管对空气进行循环处理,一般不做特殊的过滤,所以不应安装在厨房等油烟较多的空气调节区,否则会增加盘管风阻力及影响传热。

6.3.10 变制冷剂流量分体式空气调节系统的选择。新增条文。

1 变制冷剂流量分体式空气调节系统是日本首先研制推出的。其主要工作原理是:室内温度传感器控制室内机制冷剂管道上的电子膨胀阀,通过制冷剂压力的变化,对室外机的制冷压缩机进行变频调速控制或改变压缩机的运行台数、工作气缸数、节流阀开度等,使系统的制冷剂流量变化,达到制冷或制热量随负荷变化的目的。日本大金工业株式会社将这种空气调节方式注册为“VRV(Variable Refrigerant Volume)系统”。

2 由于该空气调节方式没有空气调节水系统和冷却水系统,系统简单、不需机房面积,管理灵活,可以热回收,且自动化程度较高,近年已在国内一些工程中采用。条文中的中小型空气调节系统,是指中小型建筑物采用集中空气调节方式或较大型的建筑物由于管理等方面的要求,需要按建筑物用途分成若干中小型集中空气调节系统等情况。

3 该系统一次投资较高,空气净化、加湿,以及大量使用新风等比较困难;因此,应经过技术经济比较后采用。制冷剂管道长度、室内外机位置有一定限制等,是采用该系统的限制条件。由于制冷剂直接进入空气调节区,且室内有电子控制设备,当用于有振动、有油污蒸汽、有产生电磁波或高频波设备的场所时,易引起制冷剂泄漏、设备损坏、控制器失灵等事故,不宜采用该系统。

4 近年来,国外一些生产厂新推出了能同时进行制冷和制热的热回收机组。室外机为双压缩机和双换热器,并增加了一根制冷剂连通管道;当同时需供冷和供热时,需供冷区域蒸发器吸收的热量,通过制冷剂向需供热区域的冷凝器借热,达到了全热回收的目的;室外机的两个换热器、需供冷区域室内机和需供热区域室内机换热器,根据负荷的变化,按不同的组合作为蒸发器或冷凝器使用,系统控制灵活,供热供冷一体化,符合节能的原则,所以推荐采用这种热回收式机组。

6.3.11 低温送风系统的选择。新增条文。

低温送风系统具有以下优点:

1 比常规系统送风温差和冷水温升大,送风量和循环水量小,减小了空气处理设备、水泵、风道等的初投资,节省了机房面积和风道所占空间高度。

2 由于冷水温度低,制冷能耗比常规系统要高,但采用蓄冷系统时,制冷能耗发生在非用电高峰,而用电高峰期使用的风机和冷水循环泵的能耗却有显著的降低;因此,与冰蓄冷结合使用的低温送风系统明显地减少了用电高峰期的电力需求和运行费用。

3 特别适用于负荷增加而又不允许加大管道、降低层高的改造工程。

4 加大了空气的除湿量,降低了室内湿度,增强了室内的热舒适性。

蓄冰空气调节冷源需要较高的初投资,实际用电量也较大,利用蓄冰设备提供的低温冷水,与低温送风系统结合,则可有效地减少初投资和用电量,且更能够发挥减小电力需求和运行费用的优点,所以特别推荐使用;其他能够提供低温冷媒的冷源设备,例如干式蒸发或利用乙烯乙二醇水溶液做冷媒的空气处理机组,也可采用低温送风系统;常规冷水机组提供的 $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 的冷水,也可用于空气冷却器的出风温度为 $8\sim 10^{\circ}\text{C}$ 的空气调节系统。

低温送风系统的空气调节区相对湿度较低,送风量较小,因此,要求湿度较高及送风量较大的空气调节区不宜采用。

6.3.12 低温送风系统的设计。新增条文。

1 空气冷却器的出风温度:制约空气冷却器出风温度的条件是冷媒温度,如果冷却盘管的出风温度与冷媒的进口温度之间的温差(接近度)过小,必然导致盘管传热面积过大而不经济,以致选择盘管困难。送风温度过低还会带来以下问题:

(1)易引起风口结露;

(2)不利于风口处空气的混合扩散;

(3)当冷却盘管出风温度低于 7°C 时,可能导致直接膨胀系统的盘管结霜和液态制冷剂带入压缩机。

2 送风温升:低温送风系统不能忽视的还有风机、风道及末端装置的温升(一般可达 3°C 左右),并考虑风口结露等因素,才能够最后确定室内送风温度及送风量。

3 室内设计等感温度:常规系统的室内相对湿度为 $50\%\sim 60\%$,而低温送风系统的室内相对湿度为 40% 左右,根据ASHRAE1981—55标准,室内相对湿度从 50% 下降到 35% 时,干球温度可提高 0.56°C 而热舒适度不变,近年的研究证明提高的数值可达 1°C 或更高。如果不提高设计干球温度,系统将增加潜热负荷,夏季人穿衣少时会感觉偏冷;设计负荷如果过大,在部分负荷时,冷媒在管内流速和传热过分降低,使出风温度不稳定,采用变风量系统时,送风量过小易引起冷空气下跌,如果达到变风量下限时仍然过冷,再热量将增加。因此,推荐将室内干球温度提高 1°C 设计,以免设计负荷过大。

4 空气处理机组的选型:空气冷却器的迎风面风速低于常规系统,是为了减少风侧阻力和冷凝水吹出的可能性,并使出风温度接近冷媒的进口温度;为了获得低出风温度,冷却器盘管的排数和翅片密度也高于常规系统,但翅片过密或排数过多会增加风或水侧阻力、不便于清洗、凝水易被吹出盘管等,应对翅片密度和盘管排数两者权衡取舍,进行设备费和运行费的经济比较,确定其数值;为了取得风水之间更大的接近度和温升及解决部分负荷时流速过低的问题,应使冷媒流过盘管的路径较长,温升较高,并提高冷媒流速与扰动,以改善传热。因此,冷却盘管的回路布置常采用管程数较多的分回路的布置方式,但增加了盘管阻力。基于上述诸多因素,低温送风系统不能采用常规空气调节系统的空气处理机组,必须通过技术经济分析比较,严格计算,进行设计选型。本规范参考《低温送风系统设计指南》(美国Allan T. Kirkpatrick and James S. Elleson编著 汪训昌译)一书,它给出了有关推荐数据。

5 低温送风系统的软启动:空气调节送风系统开始运行或长时间停止工作后启动,室内相对湿度和露点温度较高,经过降温处

理的送风若直接进入室内,风口表面如果降至周围空气的露点以下,会出现结露现象,低温送风时尤为严重。因此,强调低温送风时不能很快地降低送风温度,可采用调节冷媒流量或温度、逐步减小末端加热量等“软启动方式”,使送风温度随室内相对湿度的降低而逐渐降低。当末端采用小风机串联等混合箱装置,混合后的出风温度接近常规系统时,有可能不存在上述问题。

6 低温送风系统的保冷:由于送风温度比常规系统低,为减少系统冷量损失和防止结露,应保证系统设备、管道及附件、末端送风装置的正确保冷与密封,保冷层应比常规系统厚,见本规范第 7.9.4 条的规定。

7 低温送风系统的末端送风装置:因送风温度低,为防止低温空气直接进入人员活动区,尤其是采用变风量空气调节系统,当低负荷低送风量时,对末端送风装置的扩散性或空气混合性有更高的要求,见本规范第 6.5.2 条的规定。

6.3.13 直流式系统的选择。新增条文。

直流系统不包括设置了回风,但过渡季可通过阀门转换,采用全新风直流运行的全空气系统。此条是考虑节能、卫生、安全而规定的,一般全空气空气调节系统不宜采用冬夏季能耗较大的直流式(全新风)空气调节系统,而宜采用有回风的混风系统。

6.3.14 空气调节系统的新风量。

1 空气调节系统新风量的要求,包括风机盘管、变制冷剂流量分体式空气调节、水环热泵的新风系统等所有空气调节系统。

2 补偿排风和保持室内正压的要求不仅限于生产厂房,因此将此要求扩展到所有空气调节建筑。

3 有资料规定空气调节系统的新风量占送风量的百分数不应低于 10%,但温湿度波动范围要求很小或洁净度要求很高的空气调节区送风量都很大,如果要求最小新风量达到送风量的 10%,新风量也很大,不仅不节能,大量室外空气还影响了室内温

湿度的稳定,增加了过滤器的负担;一般舒适性空气调节系统,按人员和正压要求确定的新风量达不到10%时,由于人员较少,室内CO₂浓度也较低(氧气含量相对较高),也没必要加大新风量。因此本规范没有规定新风量的最小比例(即最小新风比)。民用建筑物主要空气调节区新风量的具体数值可参照本规范第3.1.9条说明中表3.1.9。

6.3.15 用新风作冷源。

1 规定此条的目的主要是为了节约能源。此外,遇有特殊情况,需要加大房间的新风换气量时,这种空气调节系统可方便地转换为直流式通风。

2 除过渡季可使用全新风外,还有冬季不采用最小新风量的特例:冬季发热量较大的内区,如果采用最小新风量,仍需要对空气进行冷却,此时可加大新风量作为冷源。

全空气系统不能最大限度使用新风的限制条件,是指室内温湿度允许波动范围小或需保持正压稳定的空气调节区以及洁净室等,应减少过滤器负担,不宜改变或增加新风量的情况。

6.3.16 新风进风口。

1 新风进风口的面积,应适应新风量变化的需要,是指在过渡季大量使用新风时,可设置最小新风口和最大新风口或按最大新风量设置新风进风口,并设调节装置,以分别适应冬夏和过渡季节新风量变化的需要。

2 系统停止运行时,进风口如果不能严密关闭,夏季热湿空气侵入,会造成金属表面和室内墙面结露;冬季冷空气侵入,将使室温降低,甚至使加热排管冻结。所以规定进风口处应设有严密关闭的阀门,寒冷和严寒地区宜设保温阀门。

6.3.17 空气调节系统的排风出路和风量平衡。

考虑空气调节系统的排风出路(包括机械排风和自然排风)及进行空气调节系统的风量平衡计算,是为了使室内正压不要过大,造成新风无法正常送入。

机械排风设施可采用设回风机的双风机系统或设置专用排风机;排风量还应随新风量变化,例如采取控制双风机系统各风阀的开度或排风机与新风机联锁控制风量等自控措施。

6.3.18 热回收。新增条文。

规定此条的目的是为了节能。空气调节系统中处理新风的冷热负荷占总冷热负荷的比例很大,根据北京、上海、广州地区5座高层饭店客房区的空气调节负荷统计计算,处理新风全年冷热负荷大约为传热负荷的1~4倍,为有效地减少新风冷热负荷,除规定合理的新风量标准之外,还宜采用热回收装置回收空气调节排风中的热量和冷量,用来预热和预冷新风。

6.3.19 空气调节系统风管的风速。

空气调节区大都有一定的消声要求,因此将空气调节系统风管列入本规范第9章“消声与隔振”中,另作统一规定。

6.4 空气调节冷热水及冷凝水系统

6.4.1 空气调节水参数。新增条文。

1 空气调节冷热水参数数值的一般情况是指以水为冷媒、一般建筑的空气调节制冷系统,有特殊工艺要求和采用乙烯乙二醇水溶液等蓄冰空气调节制冷系统的情况除外。

2 根据空气调节冷水机组蒸发温度的要求,空气调节冷水供水温度不得低于 5°C ,一般采用 7°C ;考虑到高层建筑竖向分区采用板式换热器等情况,二次水会升高 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$,因此规定供水温度采用 $5\sim 9^{\circ}\text{C}$ 。空气调节热水供水温度一般采用 60°C ,但热泵机组的产热水温度一般为 45°C 左右,考虑换热器温降等因素,规定为 $40\sim 65^{\circ}\text{C}$ 。

3 我国空气调节冷热水供回水温差一般采用 5°C 和 10°C ,但吸收式冷热水机组的热水供回水温差常为 4.2°C 。其他国家和地区也常采用较大设计温差,并在国内一些工程中使用,例如建筑物空气调节冷水设计温差取 $6\sim 9^{\circ}\text{C}$,区域供冷为 $8\sim 10^{\circ}\text{C}$,空气调节

热水取 15°C 。大温差设计可减小水泵耗电量和管网管径,但为保证末端设备的平均水温不变,要求冷水机组的出水温度降低,使冷水机组效率有所下降,所以应综合考虑确定。考虑以上因素,本条规定了温差范围(不包括喷水室系统),并考虑到我国目前制冷空气调节设备常用冷热量的名义工况,推荐了常用数值。

6.4.2 开式与闭式空气调节水系统的选择设计。

提倡采用一次投资比较经济的闭式循环水系统,其中也包括开式膨胀水箱定压的系统。必须采用开式系统的情况是指用喷水室处理空气的系统,以及设置蓄冷水池的空气调节系统等。

开式系统设蓄水箱是为了调节和均衡用户对水量的需要。采用沉浸式(水箱型)蒸发器时,因设备本身起到蓄水箱的作用,虽可不设或减少蓄水箱容积,但目前这种形式的蒸发器已基本不再采用,因此本规范仅对一般开式系统做出设置蓄水箱的规定。蓄水箱的蓄水量原规范规定为循环水量的 $10\% \sim 25\%$,此次修订为系统循环水量的 $5\% \sim 10\%$,相当于循环水泵 $3 \sim 5\text{min}$ 的流量,完全可以满足要求(蓄水箱不包括蓄冷水池)。

6.4.3 两管制与四管制空气调节水管路系统的选择。

1 将原规范风机盘管水系统扩大到所有空气调节水系统的范围。

2 分区两管制水系统,是指按建筑物的负荷特性,在冷热源机房内将整个空气调节水路分为冷水和冷热水合用的两个两管制系统;不包括四管制水系统在某些分路、立管或末端设备的支管处合并成冷热水合用的两管,在多处靠阀门转换,控制供热或供冷的空气调节水系统。进深较大的空气调节区,由于内区和周边区的负荷特点,往往存在同时需要分别供冷和供热的情况,采用一般的两管制系统是无法解决的,采用分区两管制系统,在冬季或过渡季可根据需要,向不同区域分别供冷或供热,又比四管制系统节省投资和空间尺寸,因此,推荐采用。内外区集中送新风的风机盘管加新风的分区两管制系统的系统形式,举例如图 1。

冬季供热夏季供冷的新风处理机组

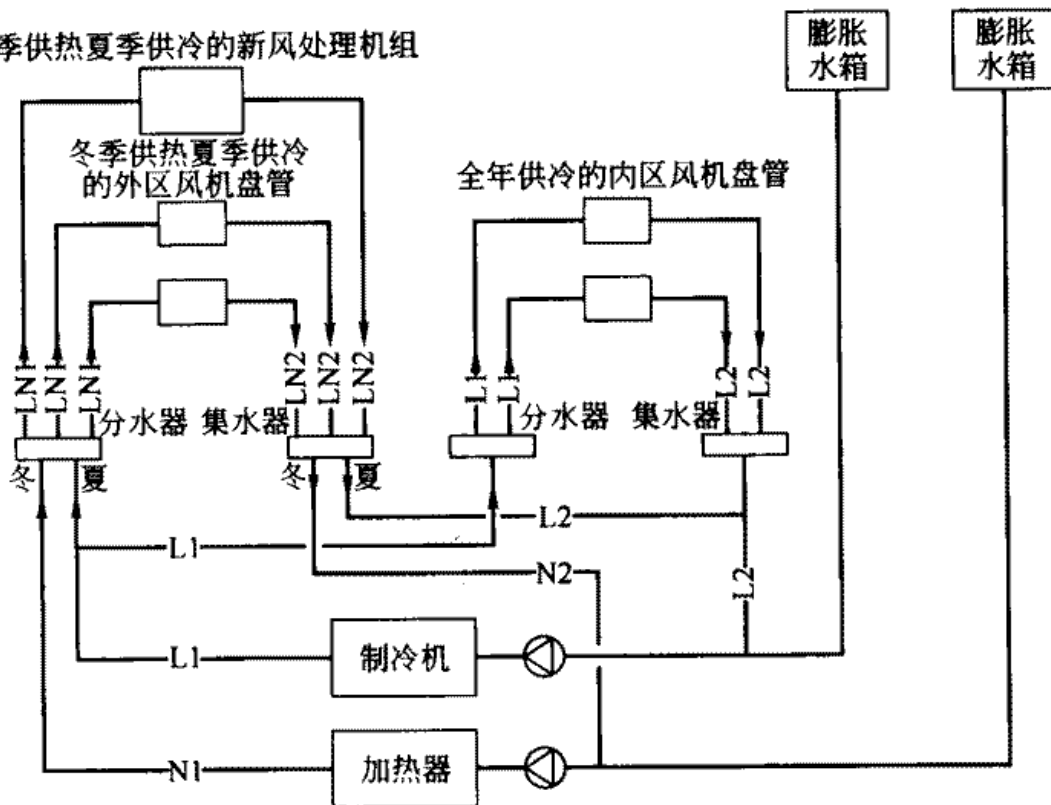


图 1 分区两管制风机盘管加新风系统

6.4.4 一次泵与二次泵系统的选择原则。新增条文。

1 一次泵系统简单、一次投资较低，因此提倡在中小型工程中采用。

2 系统较大、阻力较高，且各环路负荷特性相差较大（例如同同时使用或负荷高峰出现的时间不同）或阻力相差悬殊时（阻力相差 100kPa 以上），如果采用一次泵系统，水泵流量、扬程及功率较大，能耗较高。因此，在上述系统中提倡采用二次泵系统，可以取得较显著的节能效果，并可保证在供冷量减少时，流经冷水机组的水流量恒定。而且，二次泵流量的应变范围较大，还易适应冬季供热时水力工况的变化。

6.4.5 变流量系统的设置。新增条文。

完全的定流量系统，即使一些冷水机组停止运行，水泵也全部运行，造成空气调节冷水的供水温度升高，空气调节设备除湿能力降低，且浪费水泵能量，因此，一般不应采用。条文中规定除设置

一台循环泵的空气调节水系统之外,应能改变系统流量。从提高控制水平和节能的目的出发,宜采用自动控制,不推荐手动控制。

对于系统末端设备、水泵、冷源等,所采取的变流量的具体控制措施,见本规范第 8.5.6 条规定。

6.4.6 空气调节水管路系统的分区。

1 规定水系统的竖向分区应根据设备、管道及附件的承压能力确定的目的,一是为了避免因压力过大造成系统泄漏,二是规定在设备等的承压能力范围内不应分区,以免造成浪费。

2 增加了按内外区布置两管制风机盘管水系统的内容。按负荷特性分区布置水系统管路,便于集中调节,所以推荐采用,但不做硬性规定。例如当所有风机盘管均设有自动温控装置时,可相对灵活的布置管路。

6.4.7 空气调节水循环泵的设置。

1 冷热水泵是否合用:由于冬、夏季空气调节水系统流量及系统阻力相差很大,两管制系统如果冬夏季合用循环水泵,一般按系统的供冷运行工况选择循环泵,供热时系统和水泵工况不吻合,往往水泵不在高效率区运行或系统为小温差大流量运行等,造成电能浪费,因此,不宜采用。如果用电量较小的小型系统必须采用时,需校核供热工况时水泵的工作特性是否在高效率区,并确定水泵合适的冬季运行台数,必要时,可调节水泵转速以适应冬季供热工况对流量和扬程的要求。分区两管制和四管制系统的冷热水为独立的系统,所以循环泵必然分别设置。

2 一次冷水泵:为保证流经冷水机组蒸发器的水量恒定,并随冷水机组的运行台数向用户提供适应负荷变化的空气调节冷水流量,要求按与冷水机组“一对一”地设置一次循环泵;一般不要求设备用泵,但对于全年连续运行等特殊性质的工程,不做硬性规定。

3 二次冷水泵:二次冷水泵的流量调节,可通过台数调节或水泵变速调节实现;即使是流量较小的系统,也不宜少于 2 台水

泵,是考虑到在小流量运行时,水泵可以轮流检修,一般工程可不设备用泵。

4 热水循环泵:空气调节热水循环泵的流量调节和水泵设置原则与二次冷水循环泵相似,一般为流量调节,多数时间在小于设计流量状态下运行,只要水泵不少于2台,即可做到轮流检修,但考虑到严寒及寒冷地区对供暖的可靠性要求较高,而且设备管道等有冻结的危险,强调水泵设置台数不超过3台时,宜设置备用泵,以免水泵检修时,流量减少过多。上述规定与《锅炉房设计规范》(GB 50041)中“供热热水制备”一章的有关规定相符。

6.4.8 冷水机组和冷水泵之间的连接方式和保证蒸发器水流量恒定的措施。新增条文。

多台冷水机组和一次冷水泵之间可以一对一地连接管道,机组与水泵之间的水流量一一对应,连锁关系也简单;但设备台数较少时,考虑机组和水泵检修时的交叉组合互为备用,也有将机组和水泵之间通过共用集管连接的。

随负荷变化,一些冷水机组和对应冷水泵停机,系统总水流量减少。机组和水泵之间通过共用集管连接时,如果不关闭通向冷水机组的水路阀门,水流将均分流经各台冷水机组,因此,当空气调节水系统设置自控设施时,应设电动阀随制冷机开闭,以保证蒸发器水量。对应运行的冷水机组和冷水泵之间存在着连锁关系,而且冷水泵应提前启动和延迟关闭,因此,电动阀开闭应与对应水泵连锁。

6.4.9 空气调节水系统阻力平衡的措施。新增条文。

强调空气调节水系统设计时,首先应通过系统布置和选定管径减少压力损失的相对差额,但实际工程中常常较难通过管径选择计算取得管路平衡,因此,没有规定计算时各环路压力损失相对差额的允许数值,只规定达不到15%的平衡要求时,可通过调节手段达到空气调节水管道的水力平衡。

目前调节系统管路平衡的阀门装置发展很快,有静态的调节

阀、平衡阀,动态的流量平衡阀、压差控制阀,具有流量平衡功能的自控调节阀等,应根据系统特性(定流量或变流量系统)正确选用,并在适当的位置正确设置。

6.4.10 空气调节水系统的泄漏量。新增条文。

系统泄漏量是确定用水量、补水管管径、补水泵流量的依据,应按空气调节系统的规模 and 不同系统形式计算水容量后确定,而与循环水量无关,两者相差很大。条文中数据是参照《锅炉房设计规范》(GB 50041)供热热水系统的小时泄漏量数据确定的,工程实践中证明是适宜的。

工程中系统水容量可参照表 3 估算,室外管线较长时取较大值。

表 3 空气调节水系统的单位水容量(L/m² 建筑面积)

空气调节方式	全空气系统	水/空气系统
供冷和采用换热器供热	0.40~0.55	0.70~1.30

6.4.11 空气调节水补水泵的选择及设置。新增条文。

1 补水点设在循环水泵吸入口,是为了减小补水点处压力及补水泵扬程。

2 补水泵扬程是根据补水点压力确定的,但还应注意计算水泵至补水点的管道阻力。

3 补水泵流量规定不宜小于系统水容量的 5%(即空气调节系统的 5 倍小时泄漏量),是考虑工程中常设置 1 台补水泵间歇运行,以及初期上水和事故补水时补水时间不要过长(小于 20 小时)。推荐补水泵流量的上限值,是为了防止水泵流量过大而导致膨胀水箱的调节容积过大等问题。

4 补水泵间歇运行,有检修时间,一般可不设备用泵;但考虑到严寒及寒冷地区冬季运行应有更高的可靠性,因此规定宜设备用泵。

6.4.12 空气调节系统补水箱的设置和调节容积。新增条文。

空气调节冷水直接从城市管网补水时,不允许补水泵直接抽取;当空气调节水需补充软化水时,水处理设备供水与补水泵补水

不同步,且软化设备常间断运行;因此,需设置水箱储存一部分调节水量。

6.4.13 空气调节系统膨胀水箱的设置要求。新增条文。

1 定压点宜设在循环水泵的吸入口处,是为了使系统运行时各点压力均高于静止时压力,定压点压力或膨胀水箱高度可以低一些;由于空气调节水温度较采暖系统水温低,要求高度也比采暖系统的1m低,定为0.5m(5kPa)。当定压点远离循环水泵吸入口时,应按水压图校核,最高点不应出现负压。

2 高位膨胀水箱具有定压简单、可靠、稳定、省电等优点,是目前最常用的定压方式,因此推荐优先采用。

3 为避免因误操作造成系统超压事故,规定膨胀管上不应设置阀门。

4 从节能节水的目的出发,膨胀水量应回收,例如膨胀水箱应预留出膨胀容积或采用其他定压方式时,将系统的膨胀水量引至补水箱回收等。

6.4.14 空气调节水软化要求。新增条文。

空气调节热水的供水平均温度一般为60℃左右,已经达到结垢水温,且直接与高温一次热源接触的换热器表面附近的水温则更高,结垢危险更大;因此,空气调节热水的水质硬度要求应等同于供暖系统,当给水硬度较高时,为不影响系统传热、延长设备的检修时间和使用寿命,宜对补水进行化学软化处理或采用对循环水进行阻垢处理。目前一般换热器尚没有对补水要求的统一标准,吸收式制冷的冷热水机组则要求补水硬度在50mgCaCO₃/L以下。

6.4.15 空气调节水管的坡度和伸缩。新增条文。

6.4.16 空气调节水系统的排气和泄水。

原规范规定闭式冷水系统应设置排气和泄水装置,实际开式系统和空气调节热水系统也需在系统最高处排除空气,管道上下拐弯及立管的底部排除存水,因此,将规定扩充到空气调节水

系统。

6.4.17 设备入口的除污。新增条文。

设备入口需除污,应根据系统大小和设备的需要,确定除污装置的设置位置。例如:系统较大、产生污垢的管道较长时,除系统冷热源、水泵等设备的入口需设置外,各分环路或末端设备、自控阀前也应根据需要设置,但距离较近的设备可不重复串联设置除污装置。

6.4.18 冷凝水管道设置。

1 正压段和负压段的冷凝水盘出水口处设水封,是为了防止漏风及负压段的冷凝水排不出去。

2 原规范规定:风机盘管冷凝水盘泄水管坡度不宜小于0.01。本规范增加了对冷凝水干管的坡度要求,有困难时,应减少水平干管长度或中途加设提升泵。

3 为便于定期冲洗、检修,干管始端应设扫除口。

4 冷凝水管处于非满流状态,内壁接触水和空气,不应采用无防锈功能的焊接钢管;冷凝水为无压自流排放,当软塑料管中间下垂时,影响排放;因此,推荐强度较大和不易生锈的排水塑料管或热镀锌钢管。热镀锌钢管防结露保温可参照本规范第7.9节中的规定。

5 冷凝水管不应与污水系统和室内雨水系统直接连接,以防臭味和雨水从空气处理机组冷凝水盘外溢。

6 1kW冷负荷每小时约产生0.4~0.8kg的冷凝水,在此范围内管道最小坡度为0.003时的冷凝水管径可按表4进行估算。

表4 冷凝水管管径选择表

冷负荷 (kW)	≤42	43~230	231~400	401~1100	1101~2000	2001~3500	3501~15000	>15000
管道公称 直径(mm)	DN 25	DN 32	DN 40	DN 50	DN 80	DN 100	DN 125	DN 150

6.5 气流组织

6.5.1 空气调节区的气流组织。

本条强调了进行空气调节系统末端装置的选择和布置时,应与建筑装饰相协调,对于民用建筑来说,更应注意风口的选型与布置对内部装修美观的影响问题。同时应考虑室内空气质量等的要求。

6.5.2 空气调节区的送风方式。

空气调节区内良好的气流组织需要通过合理的送、回风方式以及送、回风口的正确选型和布置来实现。

侧送时宜使气流贴附以增加送风的射程,改善室内气流分布。工程实践中发现风机盘管送风如果不贴附则室内温度分布不均匀。空气分布方式增加了置换通风器及地板送风口等方式,这有利于提高人员活动区的空气质量或采用分层空气调节,以优化室内能量分配。对高大空间建筑更具有明显节能效果。

1 侧送是目前几种送风方式中,比较简单经济的一种。在一般空气调节区中,大都可以采用侧送。当采用较大送风温差时,侧送贴附射流有助于增加气流的射程长度,使气流混合均匀,既能保证舒适性要求,又能保证人员活动区温度波动小的要求。侧送气流宜贴附顶棚。

2 圆形、方形和条缝型散流器平送,均能形成贴附射流,对室内高度较低的空气调节区,既能满足使用要求,又比较美观,因此,当有吊顶可利用或建筑上有设置吊顶的可能时,采用这种送风方式是比较合适的。对于室内高度较高的空气调节区(如影剧院等),以及室内散热量较大的生产空气调节区,当采用散流器时,应采用向下送风,但布置风口时,应考虑气流的均布性。

在一些室温允许波动范围小的工艺性空气调节区中,采用孔板送风的较多。根据测定可知,在距孔板 100~250mm 的汇合段内,射流的温度、速度均已衰减,可达到 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 的要求,且区域温差小,在较大的换气次数下(每小时达 32 次),人员活动区风速一

般均在 $0.09\sim 0.12\text{m/s}$ 范围内。所以,在单位面积送风量大,且人员活动区要求风速小或区域温差要求严格的情况下,应采用孔板向下送风。

3 对于空间较大的公共建筑和室温允许波动范围要求不太严格的高大厂房,采用上述几种送风方式,布置风管困难,难以达到均匀送风的目的,因此,规定在上述建筑物中,宜采用喷口或旋流风口送风方式。由于喷口送风的喷口截面大,出口风速高,气流射程长,与室内空气强烈掺混,能在室内形成较大的回流区,达到布置少量风口即可满足气流均布的要求,同时具有风管布置简单、便于安装、经济等特点。此外,向下送风时,采用旋流风口,亦可达到满意的效果。

经过处理或未经处理的空气,以略低于室内人员活动区的温度,直接以较低的速度送入室内。送风口置于地板附近,排风口置于屋顶附近。送入室内的空气先在地板上均匀分布,然后被热源(人员、设备等)加热以热烟羽的形式形成向上的对流气流,将余热和污染物排出人员活动区。

4 变风量空气调节系统的送风参数是保持不变的,它是通过改变风量来平衡负荷变化以保持室内参数不变的。这就要求,在送风量变化时,为保持室内空气质量的设计要求以及噪声要求。所选用的送风末端装置或送风口应能满足室内空气温度及风速的要求。用于变风量空气调节系统的送风末端装置,应具有与室内空气充分混合的性能,如果在低送风量时,应能防止产生空气滞留,在整个空气调节区内具有均匀的温度和风速,而不能产生吹风感,尤其在组织热气流时,要保证气流能够进入人员活动区,而不至于在上部区域滞留。

5 低温送风的送风口所采用的散流器与常规散流器相似。两者的主要差别是:低温送风散流器所适用的温度和风量范围较常规散流器广。在这种较广的温度与风量范围下,必须解决好充分与空气调节区空气混合、贴附长度及噪声等问题。选择低温送

风散流器就是通过比较散流器的射程、散流器的贴附长度与空气调节区特征长度等三个参数,确定最优的性能参数。选择低温送风散流器时,一般与常规方法相同,但应对低温送风射流的贴附长度予以重视。在考虑散流器射程的同时,应使散流器的贴附长度大于空气调节区的特征长度,以避免人员活动区吹冷风现象。

6.5.3 贴附侧送的要求。

贴附射流的贴附长度主要取决于侧送气流的阿基米德数。为了使射流在整个射程中都贴附在顶棚上而不致中途下落,就需要控制阿基米德数小于一定的数值。

侧送风口安装位置距顶棚愈近,愈容易贴附。如果送风口上缘离顶棚距离较大时,为了达到贴附目的,规定送风口处应设置向上倾斜 $10^{\circ}\sim 20^{\circ}$ 的导流片。

6.5.4 孔板送风的要求。

本条规定的稳压层最小净高不应小于0.2m,主要是从满足施工安装的要求上考虑的。

在一般面积不大的空气调节区中,稳压层内可以不设送风分布支管。根据实测,在 $6\times 9\text{m}$ 的空气调节区内(室温允许波动范围为 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 和 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$),采用孔板送风,测试过程中将送风分布支管装上或拆下,在室内均未曾发现任何明显的影响。因此,除送风射程较长的以外,稳压层内可不设送风分布支管。

当稳压层高度较低时,向稳压层送风的送风口,一般需要设置导流板或挡板以免送风气流直接吹向孔板。

6.5.5 喷口送风的要求。

1 将人员活动区置于气流回流区是从满足卫生标准的要求而制定的。

2 喷口直径由设计人员根据实际情况确定,在规范中不必加以限定,因此,取消原规范中要求喷口直径在 $0.2\sim 0.8\text{m}$ 的规定。

3 喷口送风的气流组织形式和侧送是相似的,都是受限射流。受限射流的气流分布与建筑物的几何形状、尺寸和送风口安

装高度等因素有关。送风口安装高度太低,则射流易直接进入人员活动区;太高则使回流区厚度增加,回流速度过小,两者均影响舒适度。根据模型实验,当空气调节区宽度为高度的3倍时,为使回流区处于空气调节区的下部,送风口安装高度不宜低于空气调节区高度的0.5倍。

4 对于兼作热风采暖的喷口送风系统,为防止热射流上翘,设计时应考虑使喷口有改变射流角度的可能性。

6.5.6 分层空气调节的空气分布。

在高大公共建筑和高大厂房中,利用合理的气流组织,仅对下部空间(空气调节区域)进行空气调节,对上部较大空间(非空气调节区域)不设空气调节而采用通风排热,这种空气调节方式称为分层空气调节。分层空气调节都具有较好的节能效果,一般可达30%左右。

1 着重阐明空气调节区域的气流组织形式。实践证明,对于高度大于10m,容积大于 10000m^3 的高大空间,采用双侧对送、下部回风的气流组织方式是合适的,能够达到分层空气调节的要求。当空气调节区跨度小于18m时,采用单侧送风也可以满足要求。

2 强调必须实现分层,即能形成空气调节区和非空气调节区。为了保证这一重要原则而提出“侧送多股平行气流应互相搭接”,以便形成覆盖。双侧对送射流末端不需要搭接,按相对喷口中点距离的90%计算射程即可。送风口的构造,应能满足改变射流出口角度的要求。送风口可选用圆喷口、扁喷口和百叶风口,实践证明,都是可以达到分层效果的。

3 为保证空气调节区达到设计要求,应减少非空气调节区向空气调节区的热转移。为此,应设法消除非空气调节区的散热量。实验结果表明,当非空气调节区的散热量大于 $4.2\text{W}/\text{m}^3$ 时,在非空气调节区适当部位设置送排风装置,可以达到较好的效果。

6.5.7 空气调节系统上送风方式的夏季送风温差。

空气调节系统夏季送风温差,对室内温湿度效果有一定影响,

是决定空气调节系统经济性的主要因素之一。在保证既定的技术要求的前提下,加大送风温差有突出的经济意义。送风温差加大一倍,系统送风量可减少一半,系统的材料消耗和投资(不包括制冷系统)约减少40%,而动力消耗则可减少50%;送风温差在4~8℃之间每增加1℃,风量可以减少10%~15%。所以在空气调节设计中,正确地决定送风温差是一个相当重要的问题。

送风温差的大小与送风方式关系很大,对于不同送风方式的送风温差不能规定一个数字。所以确定空气调节系统的送风温差时,必须和送风方式联系起来考虑。对混合式通风可加大送风温差,但对置换通风就不宜加大送风温差。

表6.5.7中所列的数值,适用于贴附侧送、散流器平送和孔板送风等方式。多年的实践证明,对于采用上述送风方式的工艺性空气调节区来说,应用这样较大的送风温差是能够满足室内温、湿度要求,也是比较经济的。人员活动区处于下送气流的扩散区时,送风温差应通过计算确定。条文中给出的舒适性空气调节的送风温差是参照室温允许波动范围大于 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 的工艺性空气调节的送风温差,并考虑空气调节区高度等因素确定的。

6.5.8 空气调节区的换气次数。

空气调节区的换气次数系指该空气调节区的总送风量与空气调节区体积的比值。换气次数和送风温差之间有一定的关系。对于空气调节区来说,送风温差加大,换气次数即随之减少,本条所规定的换气次数是和本规范第6.5.7条所规定的送风温差相适应的。

实践证明,在一般舒适性空气调节和室温允许波动范围大于 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 工艺性空气调节区中,换气次数的多少,不是一个需要严格控制的指标,只要按照所取的送风温差计算风量,一般都能满足室温要求,当室温允许波动范围小于或等于 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 时,换气次数的多少对室温的均匀程度和自控系统的调节品质的影响就需考虑了。据实测结果,在保证室温的一定均匀度和自控系统的一定调节品质的前提下,归纳了如条文中所规定的在不同室温允许波动

范围时的最小换气次数。

对于通常所遇到的室内散热量较小的空气调节区来说,换气次数采用条文中规定的数值就已经够了,不必把换气次数再增多,不过对于室内散热量较大的空气调节区来说,换气次数的多少应根据室内负荷和送风温差大小通过计算确定,其数值一般都大于条文中所规定的数值。

6.5.9 送风口的出口风速。

送风口的出口风速,应根据不同情况通过计算确定,条文中推荐的风速范围,是基于常用的送风方式制定的:

1 侧送和散流器平送的出口风速,受两个因素的限制,一是回流区风速的上限,二是风口处的允许噪声。回流区风速的上限与射流的自由度 \sqrt{F}/d_0 有关,根据实验,两者有以下关系:

$$v_h = \frac{0.65v_0}{\sqrt{F}/d_0} \quad (11)$$

式中 v_h ——回流区的最大平均风速(m/s);

v_0 ——送风口出口风速(m/s);

d_0 ——送风口当量直径(m);

F ——每个送风口所管辖的空气调节区断面面积(m²)。

当 $v_h=0.25\text{m/s}$ 时,根据上式得出的计算结果列于表 5。

表 5 出口风速(m/s)

射流自由度 \sqrt{F}/d_0	最大允许 出口风速 (m/s)	采用的 出口风速 (m/s)	射流自由度 \sqrt{F}/d_0	最大允许 出口风速 (m/s)	采用的 出口风速 (m/s)
5	2.0	2.0	11	4.2	3.5
6	2.3		12	4.6	
7	2.7		13	5.0	5.0
8	3.1		15	5.7	
9	3.5	3.5	20	7.3	5.0
10	3.9		25	9.6	

因此,侧送和散流器平送的出口风速采用 $2\sim 5\text{m/s}$ 是合适的。

2 孔板下送风的出口风速,从理论上讲可以采用较高的数值。因为在一定条件下,出口风速高,相应的稳压层内的静压也可高一些,送风会比较均匀,同时由于速度衰减快,提高出口风速后,不致影响人员活动区的风速。稳压层内静压过高,会使漏风量增加;当出口风速高达 $7\sim 8\text{m/s}$ 时,会有一定的噪声,一般采用 $3\sim 5\text{m/s}$ 为宜。

3 条缝型风口下送多用于纺织厂。当空气调节区层高为 $4\sim 6\text{m}$ 人员活动区风速不大于 0.5m/s 时,出口风速宜为 $2\sim 4\text{m/s}$ 。

4 喷口送风的出口风速是根据射流末端到达人员活动区的轴心风速与平均风速经计算确定。

6.5.10 回风口的布置方式。

按照射流理论,送风射流引射着大量的室内空气与之混合,使射流流量随着射程的增加而不断增大。而回风量小于(最多等于)送风量,同时回风口的速度场图形呈半球状,其速度与作用半径的平方成反比,吸风气流速度的衰减很快。所以在空气调节区内的气流流型主要取决于送风射流,而回风口的位置对室内气流流型及温度、速度的均匀性影响均很小。设计时,应考虑尽量避免射流短路和产生“死区”等现象。采用侧送时,把回风口布置在送风口同侧,效果会更好些。

关于走廊回风,其横断面风速不宜过大,以免引起扬尘和造成不舒适感。

6.5.11 回风口的吸风速度。

确定回风口的吸风速度(即面风速)时,主要考虑了三个因素:一是避免靠近回风口处的风速过大,防止对回风口附近经常停留的人员造成不舒适的感觉;二是不要因为风速过大而扬起灰尘及增加噪声;三是尽可能缩小风口断面,以节约投资。

回风口的面风速,一般按式(12)计算:

$$\frac{v}{v_x} = 0.75 \frac{10x^2 + F}{F} \quad (12)$$

式中 v ——回风口的面风速(m/s);

v_x ——距回风口 x 米处的气流中心速度(m/s);

x ——距回风口的距离(m);

F ——回风口有效截面面积(m²)。

当回风口处于空气调节区上部,人员活动区风速不超过 0.25m/s,在一般常用回风口面积的条件下,从式(12)中可以得出回风口面风速为 4~5m/s,当回风口处于空气调节区下部时,用同样的方法可得出条文中所列的有关面风速。

利用走廊回风时,为避免在走廊内扬起灰尘等,实际使用经验表明,装在门或墙下部的回风口面风速,采用 1~1.5m/s 为宜。

6.6 空气处理

6.6.1 空气处理机的安装位置。新增条文。

如今在设计过程中往往疏于考虑空气处理机组的安装位置,以致造成日后维修的诸多麻烦。因此,本次修订增加此规定。

6.6.2 空气冷却方式。

将原条文注并入正文,并用更常见的“江水、湖水”代替了“深井回灌水和山涧水”。

1 空气的蒸发冷却有直接蒸发冷却和间接蒸发冷却之分。直接蒸发冷却是利用喷淋水(循环水)的喷淋雾化或淋水填料层直接与待处理的空气接触。这时由于喷淋水的温度一般都低于待处理空气(即准备送入室内的空气)的温度。空气将会因不断地把自身的显热传递给水而得以降温;与此同时,喷淋水(循环水)也会因不断吸收空气中的热量作为自身蒸发所耗,而蒸发后的水蒸气随后又会被气流带走。于是,空气既得以降温,又实现了加湿。所以,这种用空气的显热换得潜热的处理过程,既可称为空气的直接

蒸发冷却,又可称为空气的绝热降温加湿。

但是,在某些情况下,当对待处理空气有进一步的要求,如果要求较低含湿或焓时,就不得不采用间接蒸发冷却技术。间接蒸发冷却是利用一股辅助气流先经喷淋水(循环水)直接蒸发冷却,温度降低后,再通过空气-空气换热器来冷却待处理空气(即准备送入室内的空气),并使之降低温度。由此可见,待处理空气通过间接蒸发冷却所实现的便不再是等焓加湿降温过程,而是减焓等湿降温过程,从而得以避免由于加湿,而把过多的湿量带入室内。如果将上述两种过程放在一个设备内同时完成,这样的设备便称为间接蒸发空气冷却器。

由于空气的蒸发冷却不需要人工冷源,只是利用水喷淋以降低空气温度并增加相对湿度,所以是最节能的一种空气降温处理方式,常常用在纺织车间或干热气候条件下的空气调节中。但是,随着对空气调节节能要求的提高和蒸发冷却空气处理技术的发展,空气的蒸发冷却在空气调节工程中的应用,必将得到进一步的推广。特别是我国幅员广阔,各地气候条件相差很大,这种空气冷却方式在有些地区(如甘肃、新疆、内蒙、宁夏等省区)是很适用的。

2 对于温度较低的江、河、湖水,如新疆地区的某些河流,由于上游流域终年积雪的融化,夏季河水温度在 10°C 左右,完全可以作为空气调节的冷源。对于地下水资源丰富并有合适的水温、水质的地区或适宜深井回灌的地方,应尽量利用这一天然冷源。当采用地下水作冷源时,应征得地区主管部门的同意。

3 经过喷雾后的空气调节回水,应作梯级利用。可先作为制冷设备或工艺设备冷却之用,然后再作其他乃至生活之用。

6.6.3 天然冷源的使用限制条件。新增条文。强制条文。

用作天然冷源的水,涉及到室内空气品质和空气处理设备的使用效果和使用寿命。比如直接和空气接触的水有异味、不卫生会影响室内空气品质,水的硬度过高会加速传递热管结垢。在采

用地表水作天然冷源时,强调再利用是对资源的保护。地表水的回灌可以防止地面沉降,保护环境并不得造成污染。

6.6.4 空气冷却装置的选择。

将“水冷式表面冷却器”和“氟利昂直接蒸发式表面冷却器”合并,改为“空气冷却器”。在《采暖通风与空气调节术语标准》(GB 50155)中“空气冷却器”定义为:“在空气调节装置中,对空气进行冷却和减湿的设备。也称表面式冷却器,冷盘管。”所以,在这里“空气冷却器”应理解为已涵盖了原“水冷式表面冷却器”、“氟利昂直接蒸发式表面冷却器”以及“载冷剂空气冷却器”等。以下同。

蒸发冷却是绝热加湿过程,实现这一过程是喷水室特有的功能,是其他空气冷却处理装置所不能代替的。当用地下水、江水、湖水等作冷源时,其水温相对地说是比较高的,此时,若采用间接冷却方式处理空气,一般不易满足要求。采用直接接触冷却的双级喷水室比较容易满足要求,还可以节省水资源。

采用人工冷源时,原则上选用空气冷却器和喷水室都是可行的。由于空气冷却器具有占地面积小,水的管路简单,特别是可采用闭式水系统,可减少水泵安装数量,节省水的输送能耗,空气出口参数可调性好等原因,它得到了较其他形式的冷却器更加广泛的应用。尤其是带喷水装置的空气冷却器,其处理功能可获得进一步的改善,从而使这种空气处理装置的应用范围得到了进一步的拓宽。空气冷却器的缺点是消耗有色金属较多。因此,价格也相应地较贵。

喷水室空气处理装置具有多种热工处理功能,尤其在要求保证较严格的露点温度控制时,具有较大的优越性。因此,在纺织厂的空气调节中,喷水室空气处理方式仍占着主导地位。此外,由于其采用的是水和空气直接接触进行热、质交换的工作原理,在要求的空气出口露点温度相等情况下,其所需冷水的供水温度显然要比间接式冷却器高得多。另外,喷水室设备制造比较容易,金属材料消耗量少,造价便宜。这些都是它的优点。但是,在采用喷水室

的情况下,水系统不得不做成开式系统,回水得靠重力回水。于是,不可避免地要设置中间水箱,增加水泵,使水系统变得复杂化,既会增加输送能耗,又会加大维修工作量。所以,其应用受到一定的影响。

6.6.5 采用空气冷却器的注意事项。

空气冷却器迎风面的空气流速大小,会直接影响外表面的放热系数。据测定,当风速在 $1.5 \sim 3.0\text{m/s}$ 范围内,风速每增加 0.5m/s ,相应的放热系数的递增率在 10% 左右。但是,考虑到提高风速不仅会使空气侧的阻力增加,而且会把凝结水吹走,增加带水量。所以,一般当质量流速大于 $3.0\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,应设挡水板。在采用带喷水装置的空气冷却器情况下,一般都应当装设挡水板。

6.6.6 制冷剂直接膨胀式空气冷却器的蒸发温度。

之所以将原规范中的“直接蒸发”改为“直接膨胀”,是考虑到“直接蒸发”这一术语已经在第 6.6.2 条关于空气冷却方式的表述中得到了适当的采用,不应再把它用在别处,以免混淆。在很多外文资料中对应的英文是“direct-expansion”(DX)或“dry-expansion”。而“direct evaporative cooling”是指空气与水直接接触,因水的蒸发而得以冷却的“直接蒸发冷却”。而“干式蒸发”在《采暖通风与空气调节术语标准》(GB 50155)中第 6.4.22 条已有“干式蒸发器”的术语,其定义为:“冷水在壳体内流动,制冷剂在管内全部蒸发的蒸发器”。不过那指的是水冷却器,与“dry-expansion”意义不符。因此,本次修订将原规范中的“直接蒸发”改为“直接膨胀”。

制冷剂蒸发温度与空气出口干球温度之差,和冷却器的单位负荷、冷却器结构形式、蒸发温度的高低、空气质量流速和制冷剂中的含油量大小等因素有关。根据国内空气冷却器产品设计中采用的单位负荷值、管内壁的制冷剂换热系数和冷却器肋化系数的大小,可以算出制冷剂蒸发温度应比空气的出口干球温度至少低

3.5℃。这一温差值也可以说是在技术上可能达到的最小值。目前,国产蒸发器的这一温差值,实测为8~10℃。随着今后蒸发器在结构设计上的改进,这一温差值必将会有所降低。

系统的设计冷负荷很大时,若蒸发温度过低,则在低负荷的情况下,由于冷却器的冷却能力明显大于系统实时所需的供冷量,冷却器表面易于结霜,影响制冷机的正常运行。因此,在设计上应采取防止表面结霜的措施。

6.6.7 采用空气冷却器的原则。

“冷水”改为“冷媒”,意在表示,其可涵盖的不仅有冷水,还可能会有其他载冷剂,如乙烯乙二醇水溶液等。

规定空气冷却器的冷媒进口温度应比空气的出口干球温度至少低3.5℃,是从保证空气冷却器有一定的热质交换能力提出来的。在空气冷却器中,空气与冷媒的流动方向主要为逆交叉流。一般认为,冷却器的排数大于或等于4排时,可将逆交叉流看成逆流。按逆流理论推导,空气的终温是逐渐趋近冷媒初温。

冷媒温升原规范规定为2.5~6.5℃,现改为5~10℃。这是从减小流量,降低输送能耗的经济角度考虑确定的。

流速原规范规定为0.6~1.8m/s,现改为0.6~1.5m/s。据实测,冷水流速在2m/s以上时,空气冷却器的传热系数K值几乎没有变化,但却增加了供水的电能消耗。冷水流速只有在1.5m/s以下时,K值才会随冷水流速的提高而增加。其主要原因是水侧热阻对冷却器换热的总热阻影响不大。加大水侧放热系数,K值并不会得到多大提高。所以,从冷却器传热效果和水流阻力两者综合考虑,冷水流速以取0.6~1.5m/s为宜。

6.6.8 制冷剂直接膨胀式空气冷却器的制冷剂。强制条文。

对原规范条文的文字做了适当的调整,并删去“如无特殊情况,不得用盐水作冷媒”。因为如今虽然很少有采用盐水作冷媒的情况,但采用乙烯乙二醇水溶液作冷媒的情况却日渐增多。

为防止氨制冷剂外漏时,经送风机直接将氨送至空气调节区,

危害人体或造成其他事故,所以采用制冷剂干式蒸发空气冷却器时,不得用氨作制冷剂。

6.6.9 喷水室。

冷水温升主要取决于水气比。在相同条件下,水气比越大,冷水温升越小。水气比取大了,由于冷水温升小,冷水系统的水泵容量就需相应增大,水的输送能耗也会增大。这显然是不经济的。根据经验总结,采用人工冷源时,冷水温升取 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 为宜;采用天然冷源时,应根据当地的实际水温情况,通过计算确定。

6.6.10 挡水板的过水量。

挡水板后气流中的带水现象,会引起空气调节区的湿度增大。要消除带水量的影响,则需额外降低喷水室内的机器露点温度,但这样,耗冷量会随之增加。实际运行经验表明,当带水量为 $0.7\text{g}/\text{kg}$ 时,机器露点温度需相应降低 1°C ,这将导致耗冷量的显著增大。因此,在设计计算中,考虑带水量的影响,是一个很重要的问题。

挡水板的过水量大小与挡水板的材料、形式、折角、折数、间距、喷水室截面的空气流速以及喷嘴压力等有关。许多单位对挡水板过水量做过测定,但因具体条件不同,也略有差异。因此,设计时可根据具体情况参照有关的设计手册确定。

6.6.11 空气调节系统的热媒及加热器选型。

取消原条文中有关蒸汽热媒的有关内容。

合理地选用空气调节系统的热媒是为了满足空气调节控制精确度和稳定性要求。对于室内温度要求控制的允许波动范围等于或大于 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 的场合,采用其他热媒,也是可以满足要求的。

6.6.12 过滤器的选择。

空气调节区一般都有一定的清洁要求,因此,送入室内的空气都应通过必要的过滤处理。另一方面,为防止空气冷却器表面积尘后,严重影响热湿交换性能,进入的空气也需预先进行过滤处理。

对于清洁度没有特别要求的空气调节区,只需对空气进行一般的过滤处理,设置一道粗效过滤器即可。粗效过滤器主要用于过滤 $10\sim 100\mu\text{m}$ 的灰尘;在个别情况下当要求控制空气中含尘粒度不大于 $10\mu\text{m}$ 时,可再增设一道中效过滤器,中效过滤器可过滤 $1\sim 10\mu\text{m}$ 的灰尘。

过滤器的滤料应选用效率高、阻力低和容尘量大的材料。

过滤器的阻力会随着积尘量的增大而增大。为防止因系统阻力增加而风量减少,过滤器的阻力,应按过滤器的终阻力计算。

6.6.13 恒温恒湿空气调节系统。新增条文。

对相对湿度有上限控制要求的空气调节工程,现在越来越多。这类工程虽然只要求全年室内相对湿度不超过某一限度,比如60%,并不要求对相对湿度进行严格控制,但实际设计中,对夏季的空气处理过程,却往往不得不采取与恒温恒湿型空气调节系统相类似的做法。所以,在这里有必要特别提出,并把它们归并在一起讨论。

过去对恒温恒湿型或对相对湿度有上限控制要求的空气调节系统,几乎都是千篇一律地采用新风和回风先混合,然后经降温去湿处理,实行露点温度控制加再热式控制。这必然会带来大量的冷热抵消,导致能量的大量浪费。新的条文旨在从根本上改变这种状态。近年来不少新建集成电路洁净厂房的恒温恒湿空气调节系统采用新的空气处理方式,成功地取消了再热,而相对湿度的控制允许波动范围可达 $\pm 5\%$ 。这表明新条文的规定是必要的、现实的。

本条文的规定不仅旨在避免采用上述耗能的再热方式,而且也意在限制采用一般二次回风或旁通方式。因采用一般二次回风或旁通,尽管理论上说可起到减轻由于再热引起的冷热抵消的效应,但经实践证明,其控制难以实现,很少有成功的实例。这里所提倡的实质上是采取简易的解耦手段,把温度和相对湿度的控制分开进行。譬如,采用单独的新风处理机组专门对新风空气中的

湿负荷进行处理,使之一直处理到相应于室内要求参数的露点温度,然后再与回风相混合,经干冷,降温到所需的送风温度即可。再如,采用带除湿转轮的新风处理机组也能达到与上述做法类似的效果。这一系统的组成、空气处理过程、自动控制原理及其相应的夏季空气焓湿图见图 2 和图 3。

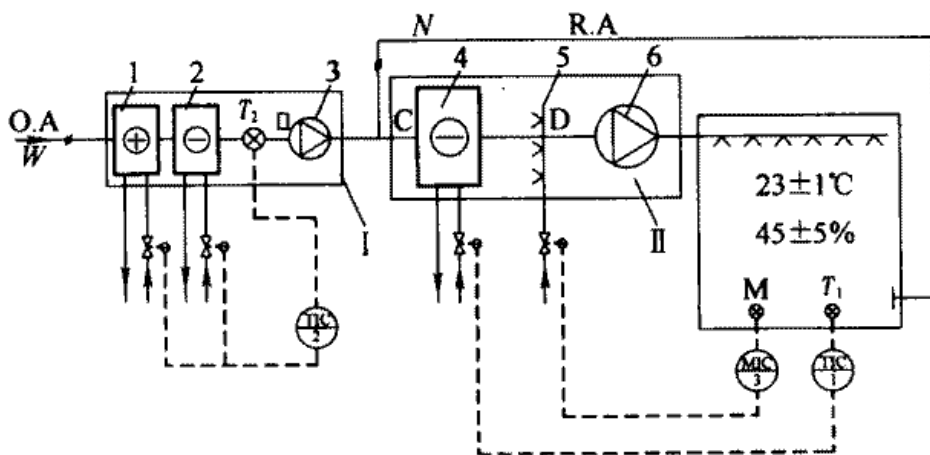


图 2 中大型精密恒温恒湿空调系统的空气热湿处理和自控原理

I—新风处理机组; II—主空气处理机组

1—新风预加热器; 2—新风空气冷却器; 3—新风风机;

4—空气干冷冷却器; 5—加湿器; 6—送风机

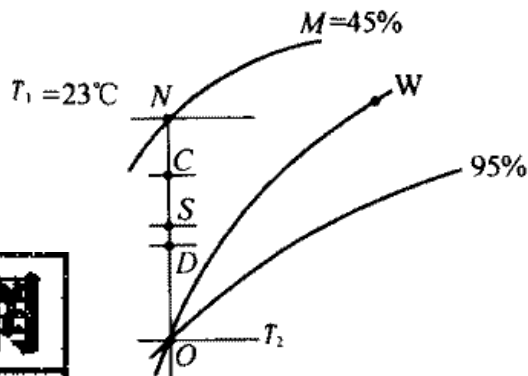


图 3 相应系统的夏季空气处理焓湿图

条文中所用的“一般”限定词,是指三种常见情况:一是恒温恒湿系统并非直流式系统或新风量比例并不很大的情况;二是指当室内除少量工作人员呼吸产生的湿负荷,以在工程计算中可以

略而不计外,并无其他诸如敞开的水槽之类显著散湿设备的情况;三是指对室内相对湿度控制允许波动范围不是特别严格,如果允许偏差等于或大于5%时。

如果系统是直流式系统或新风量比例很大,那么,新风空气经过处理后与回风空气混合后的温度有可能低于所需的送风温度。在这种情况下再热便成为不可避免,否则,相对湿度便会控制不住。

至于当相对湿度控制允许波动范围很小,比如 $\pm 2\% \sim 3\%$ 时,情况可能会不同。因为在所述的空气调节控制系统中,夏季湿度控制环节采用的恒定露点温度控制,对室内相对湿度参数而言,终究还是低级别的开环性质的控制。

至于条文中的“中、大型”限定词,则是从实际出发,把小型系统视作例外。这是因为:

1 再热损失也即冷热抵消量的多少与送风量的大小也即系统的大小成正比例关系。系统规模越大,改进节能的潜力越大。小型系统规模小,即使用再热,有一些冷热抵消,数量有限。

2 小型系统常采用整体式恒温恒湿机组,使用方便、占地面积小,在实用中确实有一定的优势,因此不应限制使用。况且对于小型系统,如果再另外加设一套新风处理机组,也不现实。

这里“中大型”意在定位于通常高度为3m左右,面积在 300m^2 以上的恒温恒湿空气调节区对象。对于这类对象适用的恒温恒湿机组的容量大致为:风量 $10000\text{m}^3/\text{h}$,冷量约 56kW 。现在也有将恒温恒湿机组越做越大的现象。这是不节能、不经济、不合理的。因为:

(1)恒温恒湿机本身难以对温度和相对湿度实现解耦控制,难以避免因再热而引起大量的冷热抵消;

(2)系统容量大,其因冷热抵消而引起的能耗量更会令人难以容忍;

(3)其冬季运行全靠电加热供暖,与电炉取暖并无不同。系统容量大,这种能源不能优质优用的损失也必然随着增大。