

全国高等院校建筑环境与设备工程专业统编教材

State-compiled Textbooks for Building Environment and Facilities Engineering Profession

Engineering Design Method and System Analysis of HVAC

暖通空调工程 设计方法与系统分析

主编 潘志信 刘曙光 主审 李德英



华中科技大学出版社

<http://www.hustpas.com>



组稿编辑：孙学良
责任编辑：许闻闻
装帧设计：张 璐

全国高等院校建筑环境与设备工程专业统编教材

工程热力学

传热学

流体力学

建筑环境学

建筑环境测试技术

机械设计基础

供热工程

空调制冷技术

燃气供应

暖通空调工程设计方法与系统分析

自动控制原理

流体输配管网

热质交换原理与设备

暖通空调

空气洁净技术

建筑给排水

建筑电气

建筑设备施工与安装技术

建筑设备自动化

建筑设备工程CAD制图与识图

建筑环境与设备工程专业英语

建筑设备施工经济与组织

课程设计·毕业设计指南

建筑节能原理与技术

华中科技大学出版社建筑分社

天津市南开区白堤路240号科园科贸大厦

电 话：022-60262226/60262227/60262228

销售电话：010-64155566（兼传真）

022-60266190（兼传真）

http://www.hustpas.com

上架建议：建筑设备教材

ISBN 978-7-5609-5572-8



9 787560 955728 >

定价：39.00元

全国高等院校建筑环境与设备工程专业统编教材

暖通空调工程设计 方法与系统分析

Engineering Design Method and
System Analysis of HVAC

华中科技大学出版社
中国·武汉

图书在版编目(CIP)数据

暖通空调工程设计方法与系统分析/潘志信 刘曙光 主编.
—武汉:华中科技大学出版社,2010.3
全国高等院校建筑环境与设备工程专业统编教材
ISBN 978-7-5609-5572-8

I. 暖… II. ①潘… ②刘… III. ①采暖设备—建筑设计—高等学校—教材
②通风设备—建筑设计—高等学校—教材 ③空气调节设备—建筑设计—高等学校—教材 IV. TU83

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 190589 号

暖通空调工程设计方法与系统分析 潘志信 刘曙光 主编

责任编辑:许闻闻

封面设计:张 璐
责任监印:张正林

出版发行:华中科技大学出版社(中国·武汉) 武昌喻家山 邮编:430074

销售电话:(010)64155566(兼传真) (022)60266190(兼传真)

网 址:www.hustpas.com

录 排:河北香泉技术开发有限公司

印 刷:河北省昌黎县第一印刷厂

开本:850 mm×1065 mm 1/16

印张:19.75

字数:421 千字

版次:2010年3月第1版

印次:2010年3月第1次印刷

定价:39.00元

ISBN 978-7-5609-5572-8/TU·711

(本书若有印装质量问题,请向出版社发行部调换)

内 容 提 要

本书内容包括:暖通空调工程设计概要,暖通空调室内外设计参数,一般空调工程设计,净化空调设计,室内供暖设计,室外供热管网设计,暖通空调冷热源设计,通风与除尘设计,公共建筑暖通空调设计要点,通风、空调系统防火与建筑防、排烟设计,暖通空调节能措施与测控设计,通风空调系统的噪声与振动的控制。

本书是高等院校建筑环境与设备工程(暖通空调)专业的教材和毕业设计指导用书,也可作为暖通空调工程设计人员的参考用书。

全国高等院校建筑环境与设备工程专业统编教材
丛书审定委员会

主任委员：

付祥钊 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会副主任委员

副主任委员：

李安桂 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

委员：(按姓氏笔画排序)

付祥钊 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会副主任委员

张旭 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

李永安 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

李安桂 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

李德英 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

沈恒根 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

陈振乾 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

周孝清 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

徐向荣 教授 建筑环境与设备工程专业指导委员会委员

总 序

地球上本没有建筑,人类创造了建筑;地球上本没有城市,人类构建了城市。建筑扩大了人类的生存地域,延长了人类的个体寿命;城市增强了人类的交流合作,加快了人类社会的发展。建筑和城市是人类最伟大的工程创造,彰显着人类文明进步的历史。建筑和城市的出现,将原来单纯一统的地球环境分割为三个不同的层次。第一层次为自然环境,其性状和变化由自然力量决定;第二层次为城市环境,其性状和变化由自然力量和人类行为共同决定;第三层次为建筑环境,其性状和变化由人为决定。自然力量恪守着自然的规律,人类行为充满着人类的欲望。工程师必须协调好二者之间的关系。

由于城市物质文化活动的高效益,人们越来越多地聚集于城市。发达国家的城市人口已达全国人口的70%左右;中国正在加快城市化进程,实际上的城市人口很快就将超过50%。现代社会,人类大多数活动在建筑内开展。城市居民一生中约有90%的时间在建筑环境中度过。为了提高生产水平,保护生态环境,包括农业在内的现代生产过程也越来越多地从自然环境转移进建筑环境。建筑环境已成为现代人类社会生存发展的主要空间。

建筑环境必须与自然环境保持良好的空气、水、能源等生态循环,才能支撑人类的生存发展。但是,随着城市规模越来越大,几百万、上千万人口的城市不断形成,城市面积由几十平方公里扩展到几百平方公里、上千平方公里,一些庞大的城市正在积聚成群,笼罩一方,建筑环境已被城市环境包围,远离自然。建筑自身规模的膨胀更加猛烈,几十万、上百万平方米的单体建筑已不鲜见,内外空间网络关联异常复杂。目前建筑环境有两方面问题亟待解决:一方面,通过城市环境,建立和保持建筑环境与自然环境的良性生态循环是人类的一个难题;另一方面,建筑环境在为人类生存发展提供条件的同时,消耗了大量能源,能耗已占社会总能耗的1/3左右,在全球能源紧缺、地球温室效应日渐显著的严峻形势下,提高建筑能源利用效率是人类的又一个重大课题。

满足社会需求,解决上述课题,必须依靠工程。工程是人类改造物质世界活动的总称,建筑环境与设备工程是其中之一。工程的出发点是为了人类更好地生存发展。工程的基本问题是能否改变世界和怎样改变世界。工程以价值定向,以使用价值作为基本的评价标准。建筑环境与设备工程的根本任务是:遵循自然规律,调控建筑环境,满足当代人生活与生产的需求;同时节约能源,善待自然,维护后代生存发展的条件。

进行工程活动的基本社会角色是工程师。工程师需要通过专业教育奠定基础。建筑环境与设备工程专业人才培养的基本类型是建筑环境与设备工程师。工程创造自然界原本没有的事物,其本质特点是创造性的。工程过程包括策划、实施和使用三个阶段,其核心是创造或建造。策划、运筹、决策、操作、运行与管理等工程活动,离不开科学技术,更需要工程创造能力。从事工程活动与科学活动所需要的智能是不一样的。科学活动主要通过概念、理论和论证等实现从具体到一般的理论抽象,需要发现规律的智能;工程活动则更强调实践性,通过策划决策、计划实施、运行使用实现从一般到具体的实践综合,需要的是制定、执行标准规范的运作智能。这就决定了建筑环境与设备工程专业的人才培养模式和教学方法不同于培养科学家的理科专业,教材也不同于理科教材。

建筑环境与设备工程专业的前身——供热、供燃气及通风工程专业,源于前苏联(1928年创建于俄罗斯大学),我国创建于1952年。到1958年,仅有8所高校设立该本科专业。该专业创建之初没有教材。1963年,在当时的“建工部”领导下,成立了“全国高等学校供热、供燃气及通风专业教材编审委员会”,组织编审全国统编教材。“文革”后这套统编教材得到完善,在专业技术与体系构成上呈现出强烈的共性特征,满足了我国计划经济时代、专业大一统的办学需求。在我国供热、供燃气及通风空调工程界,现在的专业技术骨干绝大多数是学这套教材毕业的。该套教材的历史作用不可磨灭。

进入21世纪,建筑环境与设备工程专业教育出现了以下重大变化。

1. 20世纪末,人类社会发展和面临的能源环境形势,将建筑环境与设备工程这个原本鲜为人知的小小配套专业,推向了社会舞台的中心地带,建筑环境与设备工程专业的社会服务面空前扩大。

2. 新旧世纪之交,我国转入市场经济体制,毕业生由统一分配转为自谋职业,就业类型越来越多样化。地区和行业的需求差异增大,用人单位对毕业生的知识能力与素质要求各不相同。该专业教育的社会需求特征发生了本质性的改变。

3. 该专业的科学基础不断加深和拓展,技术日益丰富和多样,工程活动的内涵和形式发生了显著变化。

4. 强烈的社会需求,使该专业显示出良好的发展前景,广阔的就业领域,刺激了该专业教育的快速扩展。目前全国已有150多所高校设立该本科专业,每年招生人数已达1万以上,而且还在继续增加。这1万多名入学新生,分属“985”、“211”和一般本科院校等多个层次的学校,在认知特性、学习方法、读书习惯上都有较大差异。

在这样的背景下,对于该工程专业教育而言,特色比统一更重要。各校都在努力办出自己的特色,培养学生的个性,以满足不同的社会需求。学校的特色不同,自然对教材有不同的要求。若不是为了应试,即使同一学校的学生,也会选择不同的教材。多样性的人才培养,呼唤多样性的教材。时代已经变化,全国继续使用同一套统编教材,已经不宜了,该专业教材建设必须创新、必须开拓。结合1998年的专业调

整并总结跨世纪的教育教学改革成果,高校建筑环境与设备工程专业教学指导委员会组织编写了一套推荐教材,由中国建筑工业出版社出版;同时,重庆大学出版社组织编写了一套系列教材;随后机械工业出版社等也先后组织成套编写该专业教材。

在国家“十五”“十一五”教材建设规划的推动下,各出版社出版教材的理念开放,境界明显提升。华中科技大学出版社在市场调研的基础上,组织编写的这套针对二、三类本科院校的系列教材,力求突出实用性、适用性和前沿性。教材竞争力的核心是质量与特色,教材竞争的结果必然是优胜劣汰,这对广大师生而言,是件大好事,希望该专业的教材建设由此呈现和保持百家争鸣的局面。

教材不是给教师作讲稿的,而是给学生学习的,企望编写者能面向学生编写教材,深入研究学生的认知特点。我们的学生从小就开始学科学,现在才开始学工程,其学习和思维的方式适应理科,而把握工程的内在联系和外部制约,建立工程概念则较为困难。在学习该专业时,往往形成专业内容不系统、欠理论、具体技术和工程方法只能死记硬背的印象。编写该专业教材,在完善教材自身的知识体系的同时,更要引导学生转换这种思维方法,学会综合应用;掌握工程原理,考虑全局。对现代工程教学的深入思考,对该专业教学体系的整体把握,丰富的教学经验和工程实践经验,是实现这一目标的基本条件。这样编写出来的教材一定会有特色,必将受到学生的欢迎。期盼华中科技大学出版社组织编写的这套教材,能使学生们说,“这是让我茅塞顿开的教材!”

借此机会,谨向教材的编审和编辑们表示敬意。

付祥钊

2009.6.30于重大园

目 录

第1章 暖通空调工程设计概要	(1)
1.1 室内环境质量与暖通空调设计	(1)
1.2 暖通空调工程的设计程序	(3)
1.3 暖通空调设计文件及其编制深度	(5)
1.4 暖通空调工程设计常用法规	(8)
第2章 暖通空调室内外设计参数	(10)
2.1 暖通空调室内外设计计算参数	(10)
2.2 室内外设计计算参数的获取	(10)
2.3 设计计算参数与暖通空调系统节能	(13)
第3章 空调工程设计	(14)
3.1 工况设计与过程设计	(14)
3.2 空调负荷计算	(17)
3.3 空气处理方式和设备	(32)
3.4 空调系统设计与分析	(39)
3.5 气流组织设计	(64)
3.6 空调水系统	(72)
3.7 风机、风道与附件	(80)
3.8 空调机房和技术层	(82)
3.9 空调系统的运行调节措施	(83)
第4章 净化空调设计	(84)
4.1 洁净室与净化空调系统	(84)
4.2 净化空调的气流组织	(89)
4.3 洁净室风量的计算	(91)
第5章 室内供暖设计	(93)
5.1 供暖热负荷计算	(93)
5.2 供暖系统方案设计	(98)
5.3 供暖设备和管道的布置方法	(104)
5.4 供暖管道的水力计算	(107)
5.5 住宅分户供暖设计	(110)
5.6 低温热水地板辐射供暖设计	(112)
5.7 热风供暖	(116)

5.8	常用供暖设备选择计算	(118)
5.9	高层建筑供暖设计	(121)
第6章	室外供热管网设计	(125)
6.1	供热管网热负荷的计算	(125)
6.2	供热介质及参数的选择	(125)
6.3	供热管网的敷设方式及平面布置	(126)
6.4	热力管道的管材及防护	(129)
6.5	热力管道的热力补偿	(129)
6.6	热力管网的附件及构筑物	(130)
6.7	热力管道的水力计算	(131)
第7章	暖通空调冷热源设计	(134)
7.1	供暖热源的设计	(134)
7.2	空调冷源和热源的设计	(147)
7.3	空调冷水机房设计	(162)
第8章	通风与除尘设计	(179)
8.1	通风与除尘系统的设计原则	(179)
8.2	自然通风设计	(180)
8.3	机械通风设计	(186)
8.4	除尘	(196)
8.5	民用建筑的通风	(203)
8.6	地下汽车库的通风	(206)
8.7	地下人防工程的通风	(208)
8.8	通风设备和管道附件	(212)
8.9	通风管道设计	(214)
第9章	公共建筑暖通空调设计要点	(220)
9.1	办公类建筑	(220)
9.2	商场暖通空调设计	(223)
9.3	餐饮建筑	(227)
9.4	综合体育场馆的暖通空调设计	(229)
9.5	游泳馆	(234)
9.6	旅馆建筑	(239)
9.7	医院建筑暖通空调设计	(248)
9.8	影剧院	(251)
第10章	通风、空调系统防火与建筑防、排烟设计	(259)
10.1	建筑防火的有关概念	(259)
10.2	通风、空调系统的防火措施	(260)

10.3	建筑防、排烟措施	(261)
10.4	地下汽车库排烟系统设计	(267)
第11章	暖通空调节能措施与测控设计	(268)
11.1	暖通空调能耗分析方法	(268)
11.2	供暖系统的节能途径及措施	(270)
11.3	空调系统的节能措施	(272)
11.4	空调系统的监测与控制	(282)
第12章	通风空调系统的噪声与振动的控制	(290)
12.1	噪声源及噪声控制标准	(290)
12.2	消声与隔声设计	(292)
12.3	隔振设计	(295)
参考文献	(298)

第 1 章 暖通空调工程设计概要

1.1 室内环境质量与暖通空调设计

室内环境质量主要取决于室内空气质量、热舒适环境、噪声水平和照明质量等四个方面。其中,室内空气质量和热舒适环境比其他两项指标对人的影响尤为重要,因此也是暖通空调专业要重点解决的问题。

1.1.1 室内空气质量标准

室内空气质量指空气的物理参数情况和污染物质的含量,空气物理参数主要指温度、湿度、风速和新风量,主要污染物有一氧化碳、可吸入颗粒物、有机污染物、生物类污染物、二氧化碳、臭气、细菌和病毒等。暖通空调设计应使室内空气质量符合《室内空气质量标准》(GB/T 18883—2002)的要求(见表 1-1)。使用此表时“新风量”要求大于等于表中的标准值,除温度、相对湿度外的其他参数要求要小于等于标准值。此外,室内空气还应符合其他有关污染物浓度控制的卫生标准。

表 1-1 室内空气质量标准

序号	参数类别	参 数	单 位	标准值	备 注
1	物理性	温度	℃	22~28	夏季空调
				16~24	冬季供暖
相对湿度		%	40~80	夏季空调	
			30~60	冬季供暖	
3	空气流速	m/s	0.3	夏季空调	
			0.2	冬季供暖	
4	新风量	m ³ /h·人	30		

续表

序号	参数类别	参 数	单 位	标准值	备 注
5	化学性	二氧化硫 SO ₂	mg/m ³	0.50	1小时均值
6		二氧化氮 NO ₂	mg/m ³	0.24	1小时均值
7		一氧化碳 CO	mg/m ³	10	1小时均值
8		二氧化碳 CO ₂	%	0.10	日平均
9		氨 NH ₃	mg/m ³	0.20	1小时均值
10		臭氧 O ₃	mg/m ³	0.16	1小时均值
11		甲醛 HCHO	mg/m ³	0.10	1小时均值
12		苯 C ₆ H ₆	mg/m ³	0.11	1小时均值
13		甲苯 C ₇ H ₈	mg/m ³	0.20	1小时均值
14		二甲苯 C ₈ H ₁₀	mg/m ³	0.20	1小时均值
15		苯并[a]芘 B(a)P	mg/m ³	1.0	日平均值
16		可吸入颗粒 PM ₁₀	mg/m ³	0.15	日平均值
17		总挥发性有机物 TVOC	mg/m ³	0.60	8小时均值
18		生物性	菌 222Rn	cfu/m ³	2500
19	放射性	rad总计数	Bq/m ³	400	年平均

1.1.2 建筑热舒适环境评价方法及评价指标

建筑热舒适环境的评价就是用—个指标体系定量地表述人体对热环境的主观热反应。建筑热舒适环境的主要评价方法如下。

① 预计平均热感觉指数 *PMV*(Predicted Mean Vote); *PMV* 评价方法将人体对冷热的感觉分成 7 段指标, 如表 1-2 所示。

② 预计不满意者百分数 *PPD*(Predicted Percentage of Dissatisfied); 不满意率是指室内感到不舒适的人数占总人数的百分比。*PPD* 和 *PMV* 与人体冷热感觉的对应关系如表 1-2 所示。

表 1-2 热舒适和热感觉评价指标

<i>PMV</i>	-3	-2	-1	0	1	2	3
<i>PPD</i>	99%	75%	25%	5%	25%	75%	99%
对应的冷热感	很冷	冷	有点冷	适中	有点热	热	很热

除 *PMV* 和 *PPD* 指标外,还有许多用于评价人体热感觉与热舒适的指标,其中比较有代表性的指标有:有效温度和标准有效温度;当量温度和主观温度;热应力指标;黑球湿球温度指数(*WBGT*)等。《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)规定,室内热舒适性应按照《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—2000),采用预计的平均热感觉指数(*PMV*)和预计不满意者的百分数(*PPD*)评价,其值宜为 $-1 \leq PMV \leq +1$; $PPD \leq 27\%$ 。当工艺无特殊要求时,工业建筑夏季工作地点 *WBGT* 指数应根据《高温作业分级》(GB/T 4200)的规定进行分级、评价。

1.1.3 噪声水平

室内噪声对人体的影响虽然不如空气质量和热舒适性明显,但是噪声对人体却有多方面危害,包括引起耳部不适、降低工作效率、损害心血管、引起神经系统紊乱等。因此室内噪声水平必需限制在一定的范围内,各类建筑的噪声限值见第12章。影响室内噪声的因素包括室内噪声源和室外环境影响。室外噪声源可以通过建筑围护结构的隔声措施来控制。室内噪声主要来自室内设备,对于民用建筑来说,室内噪声源主要来自暖通空调系统的设备和管路,因此,暖通空调专业在民用建筑室内噪声控制方面担负着重要职责。

1.1.4 暖通空调设计任务

建筑物不仅要有合理的空间布局和完善的功能,而且要有满足人们听觉、热感觉、生理要求的舒适环境。在工业建筑中,生产工艺对室内环境也会有洁净标准、温度、湿度、风速等要求。单靠自然条件是难以提供理想的建筑环境的,这就需要设置一套暖通空调设备系统,来创造一个较为适宜的人工环境。暖通空调设计的任务,就是通过建筑环境设备系统的设计,为人员和生产工艺提供适宜的热湿环境和良好的空气品质,同时还要满足噪声控制要求和节能要求。暖通空调设计应力争使系统方案合理、环境控制功能强、初投资小、运行费用少、设备寿命长、能耗水平低,同时对建筑及环境的负面影响小。

1.2 暖通空调工程的设计程序

1.2.1 工程项目建设程序

建设项目从计划到建成投产,一般要经过建设前期、建设期和投产三个阶段。其中建设前期主要工作是提出项目建议书或项目策划书、可行性研究报告、初步设计。建设期主要工作是施工图设计和施工过程。涉及工程设计方面的环节有以下几项。

1. 项目建议(策划)书

按照国民经济和社会发展规划、行业规划和建设单位所在的城镇规划的要

求,根据本单位的发展需要,经过调查、预测、分析,编制项目建议(策划)书和项目申请报告,报请有关部门批准。

2. 可行性研究报告

项目建议书批准后,委托设计、技术咨询单位,对拟建项目在技术、经济和外部协作条件等方面的可行性进行全面分析、论证,进行方案设计和比较,推荐最佳方案。

3. 初步设计

可行性研究报告被批准后,委托设计单位,按照批准文件的要求进行初步设计,编制初步设计文件。

4. 施工图设计

初步设计被批准后,委托设计单位,按照批准的初步设计文件进行施工图设计。

1.2.2 暖通空调设计流程及工作内容

建筑工程设计一般分为方案设计、初步设计和施工图设计三个阶段。其中方案设计属于可行性研究工作内容;初步设计是工程建设前期主要工作之一;施工图设计是项目建设期的首要工作。对于技术要求简单的民用建筑工程,经有关部门或单位同意,可以由方案设计直接进入施工图设计。暖通空调设计各阶段工作内容如下。

1. 方案设计

暖通空调系统设计首先要寻求一个最优的设计方案。对于大型工程要经过可行性研究阶段,在该阶段要进行方案设计和论证,一般要求对多个方案进行经济技术比较,最终确定最优方案;对于没有可行性研究阶段的工程,只做方案设计。方案设计文件应满足编制初步设计文件的需要,主要包括以下工作内容。

① 设计依据和基础资料的收集,包括建筑类别、房间功能、工艺流程、环境要求、设备负荷、污染物排放、防火防爆要求,以及气象参数、能源条件等。

② 设计规范和技术标准的确定。

③ 设计方案的设计与论证,包括系统方案、技术措施、主要技术工艺和设备选型等。

④ 防火、节能、环保、安全卫生等措施。

⑤ 协同相关专业商定需要配合的问题。

⑥ 经济技术分析。

2. 初步设计

根据方案设计要求和建设单位提出的新要求以及土建、自控仪表、给排水、环保、电气、技术经济等专业提出的要求和有关资料,在方案设计的基础上完成下列设计工作。

① 获取相关设计资料,包括建筑平、立、剖面图,房间功能,装饰要求,防火疏散,建筑构造,结构情况以及各种设备情况,如型号、功率、用热量、发热量、污染物发生量等。

- ② 设计方案的修改和完善。
- ③ 主要设备的选型及计算,主要管路计算。
- ④ 完善防火、建筑节能、环保、安全卫生措施等。
- ⑤ 协同相关专业商定需要配合的问题,解决专业、工种交叉、吊顶、地面处理以及建筑层高问题。
- ⑥ 向建筑专业提供各种机房、管道间(井)、设备(技术)层的尺寸和位置要求,以及风口的大小、位置;向结构专业提供设备荷载情况、设备基础尺寸和预留洞要求;向电气专业提供设备用电负荷、防火防爆和控制要求;向给排水专业提供用水点、用水量、排水点、排水量要求。

⑦ 提出存在的问题及解决问题的建议。

3. 施工图设计

- ① 根据初步设计的批复意见和建设单位提供的设备订货合同副本、设备安装图纸和技术说明书进行延伸设计。
- ② 复核和修正初步设计中的有关计算和设备选型等数据。
- ③ 协同相关专业商定需要配合的问题,解决专业、工种交叉问题。
- ④ 绘制暖通空调施工图。
- ⑤ 向建筑、结构专业提供设备基础尺寸和预留洞位置、尺寸要求。
- ⑥ 编写施工安装说明书。
- ⑦ 整理计算书和编制设计文件。
- ⑧ 协同相关专业对工程图纸进行专业会签,将底图整理编目,提交有关人员进行校审。
- ⑨ 对校审后的图纸、计算书和其他设计文件进行修改,提交主管人员进行审定和签发。

1.3 暖通空调设计文件及其编制深度

1.3.1 方案设计

方案设计须提交的设计文件包括设计说明、方案图纸、技术经济分析资料。

1. 设计说明

- ① 工程概况。
- ② 设计基础资料和设计依据、设计规范和技术标准。
- ③ 室内外设计参数。
- ④ 本专业方案设计要点。
- ⑤ 设计负荷估算指标。
- ⑥ 冷热源和系统主要设备和材料的选用。

- ⑦ 系统控制要求。
- ⑧ 防火措施、节能措施、环保及安全措施。
- ⑨ 新技术和新材料应用。
- ⑩ 技术经济指标。

设计说明可以合并到方案图内作为首页。

2. 暖通空调设计方案图

方案图包括设备平面简图、系统流程简图、原理图、设备简表等。对于简单工程可以用方案说明代替方案图。

3. 技术经济分析

技术经济分析材料作为可行性报告的依据和内容。没有可行性研究阶段的单体工程,不单独提供此项材料。

1.3.2 初步设计

初步设计文件包括初步设计说明、初步设计图纸、设计计算书。设计计算书属于内部校审、存档材料。

1. 设计说明

- ① 工程概况,包括工程名称、类别、规模、功能、建筑结构情况等。
- ② 设计依据,包括基础资料、批文、有关要求、设计规范和技术标准。
- ③ 设计范围和内容。
- ④ 设计计算参数,包括室外计算参数和室内设计参数。
- ⑤ 设计估算冷热负荷。
- ⑥ 冷热源情况及冷媒、热媒参数。
- ⑦ 初步设计要点,包括总体方案、技术方法、系统形式、重点技术问题等。
- ⑧ 设备、材料要求,列出主要设备一览表,包括名称、规格、参数、数量、技术要求等。
- ⑨ 系统控制方式及要求。
- ⑩ 尚存在的问题及解决问题的途径及建议。
- ⑪ 建筑节能措施、防火措施、环保措施,此部分内容除写入本说明之外,在建筑设计总说明内的节能专篇、防火专篇、环保专篇还要做详细说明。
- ⑫ 其他需要说明的问题。

2. 初步设计图纸

- ① 图例、说明,图例与设计说明一般合并作为首页,说明中简要叙述以上设计说明中除第⑦和第⑩条以外的内容。
- ② 室外总平面图,主要反映各单体建筑之间或单体建筑与市政设施之间有关暖通空调的联系,简单的工程设计可以没有总平面图,比例一般采用1:200至1:500。
- ③ 暖通空调各层平面图,比例一般采用1:100。

- ④ 暖通空调系统图或流程图,比例一般采用1:100。
- ⑤ 设备机房和管道间的设备布置平面图、管道平面图、剖面图,比例一般采用1:50。

3. 设计计算书

列出所采用的规范、标准、计算参数、计算方法、数据出处和计算过程、计算表格,同时另附计算简图。

1.3.3 施工图设计

施工图设计文件包括设计说明、施工说明、施工图纸、设备材料表、设计计算书。设计计算书属于内部审核、存档材料。

1. 设计说明

- ① 工程概况,包括工程名称、类别、规模、功能、建筑结构情况等。
- ② 设计依据,包括基础资料、批文、有关要求、设计规范和技术标准、设计标准图和通用图。

③ 设计范围和內容。

- ④ 设计计算参数,包括室外计算参数和室内设计参数。
- ⑤ 设计冷、热负荷,以及冷负荷指标、热负荷指标、耗热量、水输送系数等指标。
- ⑥ 冷热源情况及冷媒、热媒参数。
- ⑦ 系统控制方式及要求。
- ⑧ 系统运行调节方式。
- ⑨ 建筑节能措施、防火措施、环保及安全措施。
- ⑩ 其他需要说明的问题。

2. 施工说明

- ① 施工采用的标准图和技术规程。
- ② 设备、材料和附件的材质和压力要求。
- ③ 施工工艺要求。
- ④ 防腐、保温措施。
- ⑤ 系统工作压力和试水、试压、调试及工程验收要求。
- ⑥ 施工、验收规范和标准。
- ⑦ 其他需要说明的问题。

一般工程也可以将设计说明和施工说明合并,并且可以合并到施工图中作为图纸首页。

3. 施工图纸

- ① 首页,包括图例、图纸目录(说明)。
- ② 室外总平面图,简单的工程设计可以没有总平面图,比例一般采用1:200至1:500。

③ 暖通空调各层设备、管道平面图,比例一般采用1:100。

④ 设备机房和管道间设备布置平面图、管道平面图、剖面图,比例一般采用1:50。

⑤ 暖通空调系统图或流程图,比例一般采用1:100。

⑥ 非标设备设计图,设备详图(大样图),比例一般采用1:10、1:20。

4. 设备材料表

列出设备、材料明细表,包括名称、规格、参数、数量、技术要求等,一般暖通空调设计也可以只列出设备表,并且一般放在图纸首页之后。

5. 设计计算书

说明采用的规范、标准,所使用的计算工具或专业软件,以及计算方法和内容,叙述计算过程、列出计算参数和数据出处,列出计算表格,同时应附计算简图。

1.4 暖通空调工程设计常用法规

近年来我国工程设计规范、规程不断修订更新,暖通空调设计必须使用最新版本的设计规范和设计规程。

1.4.1 暖通空调设计规范

① 采暖通风与空气调节设计规范(GB 50019—2003)。

② 民用建筑热工设计规范(GB 50176—93)。

③ 冷库设计规范(GB 50072—2001)。

④ 洁净厂房设计规范(GB 50073—2001)。

⑤ 锅炉房设计规范 GB 50041—2008)。

⑥ 设备及管道绝热工程设计规范(GB 50246—97)。

⑦ 城镇燃气设计规范(2002年版)(GB 50028—93)。

⑧ 城市热力网设计规范(GJJ 34—2002)。

⑨ 住宅设计规范(GB 50096—1999)。

⑩ 人民防空地下室设计规范(GB 50038—2005)。

⑪ 民用建筑设计通则(GB 50352—2005)。

1.4.2 防火类设计规范

① 建筑设计防火规范(GB 50016—2006)。

② 高层民用建筑设计防火规范(GB 50045—95)。

③ 人民防空工程设计防火规范(GB 50098—98)。

④ 汽车库、修车库、停车场设计防火规范(GB 50067—97)。

1.4.3 建筑节能标准

- ① 民用建筑节能设计标准(JBJ 26—95)。
- ② 公用建筑节能设计标准(GB 50189—2005)。
- ③ 夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准(JGJ 75—2003)。
- ④ 建筑节能工程施工质量验收规范(GB 50411—2007)。

1.4.4 环境保护、卫生与安全

- ① 工业“三废”排放试行标准(GB J4—73)。
- ② 工业企业设计卫生标准(TJ 36—79)。
- ③ 工业企业噪声控制设计规范(GBJ 87—85)。
- ④ 大气环境质量标准(GB 3095—82)。
- ⑤ 商场(店)、书店卫生标准(GB 9670—88)。
- ⑥ 锅炉大气污染物排放标准(GB 13271—91)。
- ⑦ 低压锅炉水质标准(GB 1576—85)。

1.4.5 基础类标准

- ① 采暖通风与空气调节制图标准(GB/T 50144—2001)。
- ② 采暖通风与空气调节术语标准(GB 50155—92)。
- ③ 建筑气候区划标准(GB 50178—93)。
- ④ 建筑采暖、通风、空调、净化设备计量单位及符号(GB/T 16732—97)。

1.4.6 施工验收规范

- ① 采暖与卫生工程施工及验收规范(GBJ 242—82)。
- ② 通风及空调工程施工质量验收规范(GB 50243—2002)。
- ③ 洁净室施工及验收规范(JGJ 71—90)。
- ④ 层流洁净工作台检验标准(GB 6168—85)。
- ⑤ 制冷设备安装工程施工及验收规范(GBJ 66—84)。
- ⑥ 城市供热管网施工及验收规范(CJ 128—89)。

第2章 暖通空调室内外设计参数

2.1 暖通空调室内外设计计算参数

热负荷、冷负荷和湿负荷是暖通空调工程设计的基础,其计算过程以室内外设计计算参数为依据。计算参数特指设计计算过程中所采用的表征空气状态或变化过程及太阳辐射的物理量。常用的计算参数有干球温度、湿球温度、露点温度、相对湿度、比含湿量、比焓、风速和压力等。

室内外设计计算参数的取值将会直接影响室内空气品质及暖通空调系统造价,工程设计中应采用现行的《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 540019—2003)(以下简称《规范》)中所规定的用于供暖通风与空气调节设计计算的室内外计算参数。

2.2 室内外设计计算参数的获取

2.2.1 室外空气计算参数

室外空气计算参数是指基于室内温度要求保证的程度,并考虑经济合理等因素,经统计确定而在设计计算中采取的室外空气参数。《规范》中规定的室外空气计算参数是按全年有少数时间不保证室内温、湿度标准而制定的。

在暖通空调设计中,应根据不同负荷的计算,按现行规范选用不同的室外空气计算参数。

1. 冬季供暖室外空气计算温度

冬季供暖室外空气计算温度以日平均温度为基础,按历年平均不保证5天,通过统计气象资料确定的用于供暖设计的室外计算参数。冬季供暖室外计算温度用于建筑物使用供暖系统计算围护结构的热负荷,以及用于计算消除有害污染物通风的进风热负荷。

2. 冬季通风室外计算温度

冬季通风室外计算温度按历年最冷月平均温度确定的用于冬季通风设计的室外空气计算参数。冬季通风室外计算温度用于计算全面通风的进风热负荷。

3. 冬季空调室外计算温度、室外计算相对湿度

冬季空调室外计算温度以日平均温度为基础,按历年平均不保证1天,通过统计气象资料确定的用于冬季空气调节设计的室外空气计算参数。冬季空调室外计算相

对湿度应采用历年最冷月平均相对湿度。冬季空调供暖时,计算建筑围护结构的热负荷和新风负荷均采用冬季空调室外空气计算温度。

4. 夏季通风室外计算温度、室外计算相对湿度

夏季通风室外计算温度按历年最热月 14:00 的月平均温度的平均值确定,用于夏季通风设计的室外空气计算参数;夏季通风室外计算相对湿度按历年最热月 14:00 的月平均相对湿度的平均值确定,用于夏季通风设计的室外空气计算参数。这两个参数用于消除余热、余湿的通风及自然通风中的计算。当通风的进风需要进行冷却处理时,其进风冷却负荷计算也采用这两个参数。

5. 夏季空气调节室外计算干、湿球温度

夏季空气调节室外计算干球温度以小时干球温度为基准,按历年平均不保证 50 h,通过气象资料统计确定的用于夏季空气调节设计的室外空气计算参数;夏季空气调节室外计算湿球温度以小时湿球温度为基准,按历年平均不保证 50 h,通过气象资料统计确定的用于夏季空气调节设计的室外空气计算参数。这两个参数用于计算夏季新风冷负荷。

6. 夏季空气调节室外计算日平均温度和逐时温度

夏季空气调节室外计算日平均温度以日平均温度为基准,按历年平均不保证 5 d,通过气象资料统计确定的用于夏季空气调节设计的室外空气计算参数;夏季空气调节室外计算逐时温度是指在夏季空气调节设计中,用于计算围护结构逐时传热量的室外空气计算参数。

夏季空气调节室外计算逐时温度(t_{sh})可按下式确定:

$$t_{sh} = t_{wp} + \beta \Delta t_r \quad (2-1)$$

式中 t_{sh} ——室外计算逐时温度,℃;

t_{wp} ——夏季空气调节室外计算日平均温度,℃;

β ——室外温度逐时变化系数,如表 2-1 所示;

Δt_r ——夏季室外计算日平均较差,℃,应按下式计算:

$$\Delta t_r = \frac{t_{wg} - t_{wp}}{0.52} \quad (2-2)$$

式中 t_{wg} ——夏季空气调节室外计算干球温度,℃。

表 2-1 室外温度逐时变化系数表

时刻	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
β	0.35	-0.38	-0.42	-0.45	-0.47	-0.41	-0.28	-0.12	0.03	0.16	0.29	0.40
时刻	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
β	0.48	0.52	0.51	0.43	0.39	0.28	0.14	0.00	-0.10	-0.17	-0.23	-0.26

2.2.2 室内空气计算参数

室内空气计算参数是指设计计算中选取的室内温度、相对湿度和空气流速等。室内空气计算参数的确定是比较复杂的问题,除了要考虑室内参数综合作用下的舒适条件外,还应依据室外空气参数、冷源情况、经济性和节能要求综合考虑。室内空气计算参数的选择主要取决于以下几点。

① 建筑房间使用功能对舒适性的要求。影响人体舒适感的主要因素有室内空气温度、相对湿度、人体附近的空气流速、围护结构内表面及其他物体表面的温度、人体活动量、衣着情况以及年龄等。

② 建筑所处地区、其冷热源情况、经济调节和节能要求等因素。

1. 供暖室内计算温度

室内计算温度是指距地面 2 m 以内人们活动地区的平均空气温度。室内空气温度的选定,应满足人们生活和生产工艺的要求。生产要求的室温一般由工艺设计人员提出;生活用房间的温度,主要决定于人体的生理热平衡。

《规范》规定,设计供暖时,冬季室内计算温度应根据建筑物的用途,按下列规定采用。

① 民用建筑的主要房间,宜采用 16~24℃;公共建筑各种功能房间的供暖计算温度,应参照《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005)取值。

② 工业建筑的工作地点,轻作业宜采用 18~24℃;中作业宜采用 16~18℃;重作业宜采用 14~16℃;过重作业宜采用 12~14℃。

③ 辅助建筑及辅助用房温度,浴室不应低于 25℃;更衣室不应低于 25℃;办公室、休息室不应低于 18℃;食堂不应低于 18℃;盥洗室、厕所不应低于 12℃。

2. 空气调节室内计算参数

空调房间内温度、湿度通常用两组指标来规定,即温度湿度基数和空调精度,对舒适性空调一般不提空调精度要求。

① 舒适性空气调节室内计算参数应符合表 2-2 的规定,公共建筑的空调室内计算温度,还应符合《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005)的要求。

表 2-2 舒适性空气调节室内计算参数

参数	冬季	夏季
温度/℃	18~24	22~28
风速/(m/s)	≤0.2	≤0.3
相对湿度/(%)	30~60	40~65

② 工艺性空气调节室内温、湿度基数及其允许波动范围,应根据工艺需要及卫

生要求确定。活动区的风速：冬季不宜大于0.3 m/s，夏季宜采用0.2~0.5 m/s；当室内温度高于30℃时，可大于0.5 m/s。

《规范》中给出的数据是概括性的。对于具体的民用建筑和公共建筑而言，由于建筑房间的使用功能各不相同，其室内计算参数也会有较大的差异。对于不同的功能性建筑，具体的室内计算参数可参考相关规范和资料。空气调节系统室内计算参数宜符合表2-3的规定。

表 2-3 空气调节系统室内计算参数

参 数		冬 季	夏 季
温度/℃	一般房间	20	26
	大堂、过厅	18	室内环境温度≤10
风速(v)(m/s)		0.10≤v≤0.20	0.15≤v≤0.30
相对湿度(%)		30~60	40~65

③ 空调设计新风量应按照《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005)的规定取值。

2.3 设计计算参数与暖通空调系统节能

室内空气计算参数是暖通空调设计的基本依据，室内空气计算参数的确定除了与人体舒适感和室内空气品质有关外，也与暖通空调系统的经济性密切相关。一般情况下，空调系统一次投资和运转费用都随夏季室内干球温度的提高或冬季室内干球温度的降低而降低(空调区内除外)。有关研究表明，对于舒适性空调，在冷却工况下，室内温度每提高1℃，系统能耗可减少8%~10%；在加热工况下，室内温度每降低1℃，系统能耗可减少5%~10%。对于室内相对湿度高低与系统能耗的关系，需要区分不同情况来讨论。在多数情况下，在夏季提高室内相对湿度和在冬季降低室内相对湿度均可降低系统的运行能耗。

在冬季，室内供暖温度的设定可以直接影响系统的能耗和造价，例如，在室外计算温度为-10℃的地区，室内设计标准每降低1℃，可节能3%~5%。

新风量的大小直接关系到能耗的大小，空调设计应以满足人的舒适和健康为前提，以保护环境、节约能源为原则，以系统的经济性为基础而进行。新风量太少可能导致室内空气品质变差，而新风量太大又会引起空调或通风设备能耗的浪费。为了获得舒适的室内热湿环境，又不致造成建筑能耗的大幅增加，应采用适当的新风量。

第3章 空调工程设计

3.1 工况设计与过程设计

3.1.1 工况设计

传统的暖通空调设计是以出现最大冷负荷的夏季工况和出现最大热负荷的冬季工况为设计工况,夏季和冬季以规定的室外空气计算参数进行围护结构冷、热负荷计算,新风和室内负荷也按最不利情况考虑,并据此选择空调设备。设计计算只是为了配置必要的调节设备,对非设计工况并不进行专门的分析计算。这种以最不利的情况作为设计工况,以此为依据选择空调设备的方法称“工况设计”,也称“静态设计”。

用工况设计方法选择设备,空调系统无疑是安全的,但往往存在着设备容量过大、投资过高、设备运行效率降低、能量浪费严重的问题。

3.1.2 过程设计

暖通空调的负荷在全年有明显的季节性变化,在同一天内也有较大变化,暖通空调系统绝大部分时间不在设计工况的条件下运行。在设计工况下选择的具有较高效率的设备,在低负荷条件下运行时效率可能会降低。因此仅仅根据设计工况选定的方案,在长期低负荷条件下运行可能会造成大量的能量浪费。设计人员在设计过程中都会尽量选用高效节能的设备,但是事实上,在暖通空调设备的设计、制造过程中,要使产品的设备效率有所提高其难度是很大的,而在运行方式和运行调节方面,设备的能耗水平却存在很大的差异。因此,设备运行过程中有很大的节能潜力,优化运行调节过程是提高空调质量和降低系统能耗的重要途径。在设计过程中所关注的不应只是某个固定不变的“设计工况”,而要更加注重考察运行全过程的合理性。

在暖通空调工程设计中,以运行全过程的连续工况变化为依据,分析系统全年能耗和最佳运行状态,基于全过程的运行工况制定系统方案并配置相应的设备,使系统的性能指标在最大负荷时和在部分负荷运行时均趋于最佳状态,这一方法称“过程设计”,也称“动态设计”。

过程设计仍然要保证最不利的工况即“设计工况”的运行效果,但这已不是唯一目标,甚至不是最重要的目标。过程设计理论和技术正在经历着从简单措施到系统方法、从一般认识到深入研究的过程。暖通空调过程设计的内容主要有两方面:一是全年负荷的模拟与分析,二是系统的模拟与设计。

1. 过程设计方法

过程设计是在工况设计的基础上逐渐发展和完善的,早期较为简单的过程设计措施是先按设计工况制订方案和选择设备,然后校核分析各种不同工况下系统的性能并完善调节措施。简单的过程设计虽然仍以典型工况为主要依据,但在设计理念上已有了较大的转变,主要以系统全过程连续运行的工况变化为对象,在满足建筑用能需求的前提下,分析系统全年能耗并实现最佳运行状态,体现了过程设计的重要性。近些年来,国内外许多学者和研究机构开展了大量的研究工作,逐步形成了较为系统的过程设计理论,设计软件也逐渐完善,使得暖通空调工程设计方法日趋科学、合理。

1) 空调负荷计算

按照《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)规定的计算参数进行负荷计算的结果叫做“设计负荷”,即“设计工况”下的计算负荷,是全年负荷中的最大冷(热)负荷。设计负荷只是选择设备最大容量的依据,并不代表实际运行负荷。“过程设计”要求采用科学方法对空调全年负荷进行模拟计算和分析,考察运行全过程的负荷变化情况,其中也包括“设计工况”下的设计负荷。空调负荷计算经历了最初的基于固定参数的静态计算方法到基于典型设计日的动态计算方法的转变,目前正在逐步完善以典型设计年为准的计算方法。

2) 系统设计

在空调系统设计方面,重点是制定在各种工况下均能高效运行的系统方案,包括空调质量和能耗水平。空调设备的总容量要保证“设计工况”下的最大负荷需要,但是设备的性能指标、组合情况和运行方案要以多种工况作为选择依据,尽可能使系统在部分负荷运行时仍然保持良好的空调效果和较低的能耗水平。

传统工况设计的暖通空调系统中以室内温、湿度控制为目标的基本调节措施,通常采取诸如冷热源机组分部投入、变水温、变风温、变加热量等方案。而在过程设计中,应采取的措施除上述方法外,还包括:大小容量设备的匹配、变风量系统(VAV)、变制冷剂(VRV)系统、环境条件资源化措施(例如变新风运行)、温湿度独立控制技术、变流量水系统、蓄冷(热)技术、热回收措施等,还应配置较完善的自动控制系统。上述措施应以全年运行过程进行综合能耗分析为设计基础。

2. 过程设计工具

近些年来国际国内进行了大量有关暖通空调过程设计的研究,提出了多种方法和工具,使得暖通空调设计正在真正由工况设计走向过程设计。现简要介绍几种典型的设计工具。

1) 建筑物全年双负荷曲线

空调负荷计算只有进行全年空调负荷分析,才能为空调系统设计提供真实的负荷依据。在诸多的建筑热过程模拟分析软件中,建筑物全年双负荷曲线分析法比较简便,可操作性强。该分析法简称 TLCA(Twin Load Curves Analysis),通过对建筑

物全年与室外换热量及室内得热量之和的最大值与最小值进行逐日计算,得出全年每日最大冷负荷 Q_{max} 曲线和每日最小冷负荷 Q_{min} 曲线。系统的运行负荷在两条曲线之间波动, Q_{max} 曲线的正值部分代表全年逐日最大冷负荷, Q_{min} 曲线的负值部分代表全年逐日最大热负荷。两条曲线间的区域代表了空调系统运行负荷状态。双负荷曲线能为确定常年空调设备与冷热源配置以及运行方式提供依据。TLCA 以当地全年气象数据为计算基础,逐日对全年 365 d 建筑物与外界换热及室内产热之和的最大值与最小值进行计算。各地全年气象数据见《中国建筑热环境分析专用气象数据》^[24]。

2) 空调设计全过程的模拟与计算机仿真软件

利用空调系统的模拟与计算机仿真技术可以最大限度地研究系统的性能,可利用对系统过程的模拟取代传统的实验方法,节省人力、物力,提高了开发效率;对过程的研究以动态分析方法取代传统的静态分析方法,提高了准确性;更重要的是可以真正把典型工况设计转变为全过程的工况设计,提高系统的可靠性、可调性和运行效率。

目前空调系统的模拟与计算机仿真技术已逐步应用在建筑热过程分析、室内热源的换热过程分析、室内外空气的热交换分析、房间空调器的模拟、空调及制冷系统的模拟、室内空气流组织等各设计阶段。用于空调过程设计的计算机模拟技术大致可划为两类:一类是工程设计功能性模拟工具,用于满足某种使用功能要求,如全年空调冷热负荷计算与分析;另一类是适用于系统研究的模块化模拟工具。

(1) DOE-2

DOE-2 软件是 1979 年美国能源部发布的标准程序,由建筑冷热负荷模拟、系统模拟和机组模拟三部分组成,包含有代表性的动态冷热负荷的模拟计算程序。可以模拟建筑物空调、供暖的热过程,可以选择空调系统形式和设备容量等。

(2) EnergyPlus

EnergyPlus 是美国在 1995 年开始研发的新一代模拟设计工具,以 BLAST 软件和 DOE-2 软件为基础,具有平台式结构,用户可增加新的功能模块。

(3) DeST

DeST 是清华大学建筑环境与设备研究所开发的建筑环境及 HVAC 系统模拟的软件平台,该平台为建筑设计及 HVAC 系统的相关研究和系统的模拟预测、性能优化提供了工具。目前 DeST 有两个版本,应用于住宅建筑的住宅版本(DeST-h)及应用于商业建筑的高建版本(DeST-c)。DeST-h 主要用于住宅建筑热特性的影响因素分析、住宅建筑热特性指标的计算、住宅建筑的全年动态负荷计算、住宅室温计算、末端设备系统经济性分析等领域。DeST-c 是针对商业建筑特点推出的专用于商业建筑辅助设计的版本,根据建筑及其空调方案设计的阶段性,对商业建筑的模拟分成建筑室内热环境模拟、空调方案模拟、输配系统模拟、冷热源经济性分析几个阶段,对应地服务于建筑设计的初步设计、方案设计、施工图设计几个阶段。

(4) PKPM

PKPM 是中国建筑科学研究院建筑工程软件研究所开发的建筑设计系列软件,其中包括公共建筑节能设计软件(PBEC)、采暖居住建筑节能设计软件(HEC)、夏热冬冷地区居住建筑节能设计软件(CHEC)和夏热冬暖地区居住建筑节能设计软件(WHEC)。该软件可依据全国各地最新节能标准自动进行规定性指标和性能指标计算,判断设计建筑是否符合节能设计标准的要求,采用动态能耗分析计算程序,可按各地的全年气象数据对建筑物进行全年的逐时能耗分析计算,以及系统设计等。

(5) TRNSYS

TRNSYS 的全称为 Transient System Simulation Program,即瞬时系统模拟程序。该软件由美国威斯康星大学建筑技术与太阳能利用研究所开发。该系统采用模块化的分析方式,每一个模块实现一种特定的功能,通过调用模块和输入给定条件,可以对某种热传输现象进行模拟,进而可对整个系统进行瞬时模拟分析。

3.2 空调负荷计算

空调负荷分为空调冷负荷、空调热负荷和空调湿负荷。空调冷(热)负荷包括室内冷(热)负荷、新风冷(热)负荷、附加冷(热)负荷。在以下计算方法中,采用《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)规定的计算参数进行计算的结果称为“设计负荷”,即最大负荷。采用全年变化的气象参数和室内设计参数进行逐日或逐时动态计算的结果称为全年动态负荷。

3.2.1 室内冷负荷计算

1. 室内冷负荷的组成

室内冷负荷是由房间得热量经部分蓄热后转化而成,空调房间的冷负荷的组成与下列得热量相对应。

- ① 透过外窗的日射得热量。
- ② 通过围护结构(窗、墙、楼板、屋盖、地板等)传入室内的热量。
- ③ 渗透空气带入室内的热量。
- ④ 设备、器具、管道及其他室内热源散入室内的热量。
- ⑤ 人体散热量。
- ⑥ 照明散热量。
- ⑦ 热物料和食品等的散热量。
- ⑧ 各种散湿的潜热散热量。

2. 围护结构冷负荷的计算

自1982年以来,我国空调设计中围护结构冷负荷计算主要使用两种计算方法:谐波反应法和冷负荷系数法。本节只介绍冷负荷系数法,未列出的相关数据详见有

关教材和设计手册。

1) 透过玻璃窗的日射得热和冷负荷

透过玻璃窗进入室内的日射得热包括透过玻璃直接进入室内的辐射热(包括直射辐射和散射辐射)和玻璃吸收太阳辐射后再以对流和辐射两种形式传入到室内的热量。对流得热部分立即成为冷负荷,辐射部分先被周围环境吸收,然后逐渐放出成为滞后负荷。常用的计算方法是冷负荷系数法,下面进行简要介绍。

(1) 单位面积窗玻璃的日射得热量

玻璃窗的玻璃厚度、类型、构造、遮阳设施等情况复杂,太阳辐射对建筑物的热作用因素也很多,因此无法建立关于透过玻璃窗的日射得热量与太阳辐射强度之间的关系表达式。通常采用对比的计算方法,据实际情况对“标准玻璃”统计数据进行修正计算。

设透过玻璃进入室内的总辐射得热量(包括直射辐射和散射辐射)为 q_r ,对流得热量为 q_c ,室内日射得热量为 D_i ,则有:

$$D_i = q_r + q_c \quad (3-1)$$

将3mm厚的普通平板玻璃(不包括窗框)定义为“标准玻璃”。经过大量的研究和统计工作,得到了不同纬度带标准玻璃的最大日射得热量 $D_{i,max}$,该数据在相关设计手册或教材中均能查阅。需要注意的是,近些年来有关太阳辐射的研究成果不断推出,设计者应使用最新数据。

(2) 无外遮阳玻璃窗的日射冷负荷

透过玻璃窗进入室内的热量,一部分变为对流热,立即成为房间的冷负荷,另一部分以辐射形式辐射到房间的墙、楼板和器具上,其中有的被这些物体吸收、储存,然后再逐渐散入室内空气,成为滞后的冷负荷。由于滞后的原因,在每天不同时刻负荷的分布和得热的分布不同,因此冷负荷的最大值较得热的最大值要小。冷负荷的计算公式为:

$$Q_c = A_w C_e C_a C_i D_{i,max} \times C_{LQ} \quad (3-2)$$

式中 Q_c ——各时刻的日射冷负荷, W;

A_w ——包括窗框的窗口面积, m^2 ;

C_e ——外窗有效面积系数,即考虑窗框、窗格的修正,如表3-1所示;

C_a ——玻璃修正系数,即外窗不是3mm厚的单层普通玻璃时的修正系数,如表3-2所示;

C_i ——内遮阳修正系数,无内遮阳时 $C_i=1$,如表3-3所示;

$D_{i,max}$ ——玻璃窗日射得热量最大值, W/m^2 ;

C_{LQ} ——冷负荷系数,分无内遮阳和有内遮阳,且按不同纬度取值。

表 3-1 外窗有效面积系数 C_e

窗的类别	单层钢窗	双层钢窗	单层木窗	双层木窗
C_e	0.85	0.75	0.70	0.60

表 3-2 玻璃修正系数 C_g

玻璃类型	C_g
标准玻璃	1.0
5 mm 厚普通玻璃	0.93
6 mm 厚普通玻璃	0.89
3 mm 厚吸热玻璃	0.96
5 mm 厚吸热玻璃	0.88
6 mm 厚吸热玻璃	0.83
双层 3 mm 普通玻璃	0.86
双层 5 mm 普通玻璃	0.78
双层 6 mm 普通玻璃	0.74

表 3-3 玻璃窗内遮阳系数 C_i

内遮阳类型	颜色	C_i
白布帘	浅色	0.50
前置布帘	中间色	0.60
深黄、深绿、紫红布帘	深色	0.65
活动百叶窗	中间色	0.60

(3) 有外遮阳玻璃窗的日射冷负荷

外遮阳所造成侧阴影部分,挡住了全部直射辐射热,可有效地减少日射得热。

① 玻璃窗被遮阳部分的面积;玻璃窗顶部和侧面突出物均能产生遮挡效果,被遮阳部分的面积要根据计算时刻的太阳高度角、方位角和建筑突出尺寸进行计算。由于手工计算比较麻烦,建议计算时采用 7 月和 8 月间太阳高度角、方位角的最大值。

当玻璃窗前有景物、建筑物的遮挡时,计算原理和原则与建筑构造突出物相同。

② 有外遮阳时的日射冷负荷计算,在空调负荷计算时段内,当外遮阳设施或构筑物均可全部遮挡时,该玻璃窗的负荷在北纬 $20^{\circ} \sim 25^{\circ}$ 的地区按南向计算,在北纬 $30^{\circ} \sim 50^{\circ}$ 的地区按北向计算。

当外遮阳仅能部分遮挡时,各时刻遮挡面积不一致,情况比较复杂,在使用计算机软件计算时较容易处理。在手工计算时可采用按比例计算的方法简化处理,即先确定房间最大负荷可能出现的时刻,然后计算该时刻的遮挡面积,再根据遮挡面积和直射面积各自的比例分别计算得热量和冷负荷。其中遮挡部分按上述①款原则计算。考虑到其他时刻对计算时刻的影响,建议计算冷负荷时遮挡面积取计算值的0.7倍,而剩余的30%加到直射面积内。

(4) 其他情况的日射冷负荷计算问题

① 玻璃外门的日射冷负荷:公共建筑常采用大面积玻璃外门或装有部分玻璃的外门,其日射冷负荷计算与玻璃窗相同。

② 建筑过街楼内的玻璃门窗:一些建筑物设有过街楼,其通道内的玻璃门窗的冷负荷计算,等同于全部外遮阳情况,建筑物在北纬 $20^{\circ}\sim 25^{\circ}$ 时按南向计算,在北纬 $30^{\circ}\sim 50^{\circ}$ 时按北向计算。

③ 采光屋顶:一些建筑设有采光屋顶,计算冷负荷时单位玻璃最大得热量 $D_{1\max}$ 取水平朝向的数值。当采光材料采用非玻璃类半透明材料时,建议其单位面积最大日射得热量 $D_{1\max}$ 减少50%。

2) 围护结构传热形成的冷负荷

夏季空调室内温度受室外气候变化和室内得热的干扰较明显,应采用不稳定传热方法计算夏季围护结构空调负荷,方法是用夏季室外计算日平均温度与日较差求得夏季计算日逐时温度,并以此计算围护结构传热负荷。

(1) 玻璃窗瞬变传热形成的冷负荷

空调室内冷负荷受室内外温差波动影响较大,必须按瞬变传热计算。在室内外温差条件下玻璃窗传到室内的热量,也按对流和辐射两种方式放入室内。相对于太阳辐射得热的波动幅度而言,温差传热中玻璃内表面的辐射热的波动幅度小得多,由该部分辐射热导致室内温度波的衰减对冷负荷影响很小,因此可以认为玻璃窗传热的得热即为冷负荷。

① 计算公式,外玻璃窗传热形成的冷负荷计算式为:

$$Q_c = A_w K_w (t_e - t_{r,i}) \quad (3-3)$$

式中 Q_c ——外玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷, W;

A_w ——外窗玻璃的窗口面积, m^2 ;

K_w ——外窗玻璃的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

t_e ——外玻璃窗的冷负荷温度的逐时值, $^\circ C$;

$t_{r,i}$ ——室内计算温度, $^\circ C$ 。

② 传热系数:设计资料中给出的传热系数 K_w 是基于一定窗框结构、遮阳情况或一定室内外放热系数条件下的数值,当实际情况不符合其条件时要进行修正。

③ 冷负荷温度的逐时值:冷负荷温度的逐时值 t_e 随着地理位置不同而变化,一般设计资料中给出的是北京等中心城市的数值,对于其他城市的建筑要进行地点修

正。

考虑到上述修正,式(3-3)又改为:

$$Q_c = A_w K_c C_w (t_c + t_d - t_R) \quad (3-4)$$

式中 C_w ——外玻璃窗传热系数修正值;

t_d ——冷负荷逐时温度的地点修正值,℃。

(2) 外墙和屋面瞬变传热引起的冷负荷

外墙和屋面的温差传热,是在日射和室外气温综合作用下形成的,室外综合温度的波动,经过滞后和衰减反映到室内,其逐时得热量即为逐时冷负荷。

① 冷负荷计算公式:外墙和屋面的冷负荷计算式为:

$$Q_c = AK(t_c - t_R) \quad (3-5)$$

式中 Q_c ——外墙和屋面瞬变传热引起的冷负荷, W;

A ——外墙和屋面的计算面积, m^2 ;

K ——外墙和屋面的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$,根据外墙和屋面的构造情况计算或选取;

t_c ——外墙和屋面冷负荷温度的逐时值,℃,根据外墙和屋面的类型选取;

t_R ——室内计算温度,℃。

② 冷负荷温度的逐时值:设计资料中给出的冷负荷温度的逐时值 t_{c0} 是基于室外放热系数 $\alpha_w = 18.6 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 、室内放热系数 $\alpha_{in} = 8.7 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 以及墙面吸收率为 $r = 0.9$ 条件下的数值,当实际情况不符合其条件时要进行修正。冷负荷温度的逐时值 t_{c0} 随着地理位置不同而变化,一般设计资料中给出的是北京等中心城市的数值,对于其他城市的建筑要进行地点修正。

综合上述修正,冷负荷温度的逐时值应为:

$$t'_c = (t_c + t_d) k_s k_p \quad (3-6)$$

式中 t_d ——冷负荷逐时温度的地点修正值,℃;

k_s ——外表面放热系数的修正系数;

k_p ——外表面吸收率修正系数。

相应的,外墙和屋面的冷负荷计算式改为:

$$Q_c = AK(t'_c - t_R) \quad (3-7)$$

(3) 内围护结构的冷负荷

空调房间与邻房间通过内墙、楼板和内窗、内门的温差传热视作稳定传热。

① 当邻室为通风良好的非空调(开敞)房间时,通过内墙、楼板和内窗、内门的温差传热形成的冷负荷分别按 3-4、3-7 式计算。

② 当邻室为非空调封闭房间时,通过内墙、楼板和内窗、内门的温差传热形成的冷负荷按稳定传热计算,计算式为:

$$Q_c = A_i K_i (t_{c,im} + \Delta t_s - t_R) \quad (3-8)$$

式中 Q_c ——内围护结构传热引起的冷负荷, W;

A_1 ——内围护结构的计算面积, m^2 ;

K_1 ——内围护结构的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

$t_{a,m}$ ——夏季空调室外计算日平均温度, $^\circ C$;

t_R ——室内计算温度, $^\circ C$;

Δt_s ——相邻房间的附加温升, $^\circ C$ 。当房间没有发热量或发热量很小(如办公室、走廊等)时, $\Delta t_s = 0 \sim 2^\circ C$; 当房间有发热量, 但是发热量小于 $23 W/m^2$ 时, $\Delta t_s = 3^\circ C$; 当房间发热量为 $23 \sim 116 W/m^2$ 时, $\Delta t_s = 5^\circ C$ 。

③ 当邻室为空气调节房间时, 内墙、内窗、楼板等其室温差数小于 $3^\circ C$ 时, 不计算传热形成的冷负荷, 当其温差大于或等于 $3^\circ C$ 时, 按下式计算:

$$Q_c = A_1 K_1 (t_{i,n} - t_R) \quad (3-9)$$

式中 Q_c ——邻室计算温度, $^\circ C$ 。其他符号同前。

(4) 地面传热形成的冷负荷

舒适性空调夏季地面的冷负荷可不必计算。对于工艺性空调房间, 有外墙时, 仅计算距外墙 $2 m$ 以内的地面传热作为冷负荷, 即:

$$Q_d = A_d K_d (t_{a,m} - t_R) \quad (3-10)$$

式中 Q_d ——地面冷负荷, W ;

K_d ——地面传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

A_d ——距外墙 $2 m$ 以内的地面面积, m^2 。

3) 高层建筑的围护结构冷负荷

高层建筑与多层建筑相比, 其上部由于风速的增大和日照强度的增加, 空调负荷会有所增加。处理方法是在按多层建筑负荷计算的基础上对上部围护结构冷负荷进行修正。

(1) 上部围护结构外表面放热系数的增大

空调计算所采用的夏季平均风速, 是指地面上 $10 \sim 15 m$ 处的风速, 高度在 $20 m$ 以下时不必进行修正。高度超过 $20 m$ 时外表面放热系数 α 就会明显增大, 围护结构传热系数应按修正后的外表面放热系数计算。

① 上部风速修正:

$$v = v_0 \left(\frac{h}{10} \right)^n \quad (3-11)$$

式中 v ——高度为 $h(m)$ 处的风速, m/s ;

v_0 ——基准高度 $h_0 = 10 m$ 处的风速, m/s , 可取当地气象台的夏季室外平均风速;

n ——指数, 在空旷或临海地区取 0.14 ; 在市郊取 0.2 ; 在市区取 0.33 。

② 外表面放热系数修正:

$$\alpha_w = \alpha_a + \alpha_r \quad (3-12)$$

式中 α_1 ——辐射放热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, 与外表面温度和表面黑度有关, 对于玻璃窗可取 $4.56 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

α_2 ——对流放热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。当 $v \leq 5 m/s$ 时, $\alpha_2 = N_1 + 3.59v$; 当 $v > 5 m/s$ 时, $\alpha_2 = N_2 v$ 。对于光滑表面 $N_1 = 5.58, N_2 = 7.12$; 对于中等粗糙表面 $N_1 = 5.82, N_2 = 7.14$; 对于粗糙表面 $N_1 = 6.16, N_2 = 7.52$ 。

③ 玻璃窗的传热系数修正: 当采用单层或双层玻璃窗时, 传热系数可按表 3-4 选取。

表 3-4 窗玻璃的传热系数 $K_w [W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$

α_w	14.0	15.1	16.3	17.4	18.6	19.8	20.9	22.1	23.3	24.4	25.6	26.7	27.9	29.1
当 $\alpha_w = 8.7$ 时的 K_w 值	单层玻璃	5.37	5.54	5.68	5.82	5.94	6.05	6.15	6.26	6.34	6.43	6.50	6.58	6.64
	双层玻璃	2.86	2.91	2.94	2.98	3.01	3.05	3.07	3.09	3.12	3.14	3.15	3.17	3.19

当采用中空玻璃窗时, 玻璃中空夹层热阻较大, α_w 的变化对传热系数影响很小, 可不进行修正。

④ 外墙和屋盖: 由于外表面放热系数 α_w 增大使传热系数增大, 同时室外综合温度降低, 可认为二者影响相互抵消, 不再考虑修正。

(2) 上部太阳辐射强度的增大

高处空气较低处稀薄, 大气透明度高, 受其他建筑遮挡少, 并且低层建筑物屋顶对其有反射作用, 从而使太阳辐射照度增大。这些影响计算很复杂, 建议视建筑物地理位置、高度、大气透明度、地面反射情况不同对高出周围建筑群的楼层的围护结构冷负荷增加安全系数 5%~15%。

3. 空气渗透冷负荷

1) 窗缝空气渗入风量

如房间为正压, 可不计算房间窗缝隙渗入风量; 如房间为负压, 应根据负压值的大小计算渗入风量; 如房间压力为平衡状态, 可根据窗缝隙情况按 0.2~0.5 次/h 换气作为渗入空气量。

2) 空调房间外门的渗入空气量

外门渗入空气量可按下式估算:

$$L = n_1 V_1 \quad (3-13)$$

式中 L ——外门渗透空气量, m^3/h ;

n_1 ——每小时通过的人数, $1/h$;

V_1 ——每进入一人渗入的空气量, m^3/p 。单层门取 3.0; 有门斗时取 1.5; 旋转门取 1.0。

3) 渗入空气量的冷负荷

显热负荷 $Q_c (W)$:

$$Q_s = 0.28\rho_a L(t_o - t_R) \quad (3-14)$$

全热负荷 Q_s (W);

$$Q_c = 0.28\rho_a L(h_o - h_R) \quad (3-15)$$

式中 Q_c ——渗入空气量的冷负荷, W;

ρ_a ——夏季空调室外计算干球温度下的空气密度, kg/m^3 ;

L ——渗入室内的总空气量, m^3/h ;

t_o ——夏季空调室外计算干球温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_R ——室内计算温度, $^{\circ}\text{C}$;

h_o ——在夏季室外计算参数时的焓值, kJ/kg ;

h_R ——室内空气的焓值, kJ/kg 。

4. 室内热源散热形成的冷负荷

室内热源散热量的潜热部分为瞬时冷负荷, 显热散热中对流散热量部分成为瞬时冷负荷, 辐射散热部分先被围护结构表面吸收, 然后逐渐散出形成滞后冷负荷。通常用冷负荷系数法来计算室内热源散热形成的逐时冷负荷。

1) 设备散热形成的冷负荷

设备显热散热冷负荷计算式为:

$$Q_c = Q_s \times C_{LQ} \quad (3-16)$$

式中 Q_c ——设备显热散热形成的冷负荷, W;

Q_s ——设备实际显热散热量, W;

C_{LQ} ——冷负荷系数, 分无内遮阳和有内遮阳, 且按不同纬度取值。当空调系统为间歇运行时取 1.0。

设备散热量的计算方法如下。

(1) 电动设备散热量

当设备及其电动机全部在室内时:

$$Q_s = 1000n_1 n_2 n_3 N / \eta \quad (3-17)$$

当设备在室内, 电动机不在室内时:

$$Q_s = 1000n_1 n_2 n_3 N \quad (3-18)$$

当设备不在室内, 电动机在室内时:

$$Q_s = 1000n_1 n_2 n_3 N(1 - \eta) / \eta \quad (3-19)$$

式中 N ——电动机安装功率, kW;

η ——电动机效率, 根据产品样本查取, 对于 Y 系列电动机可取 0.75~0.85;

n_1 ——电动机利用系数, n_1 = 最大实效率/安装功率, 一般可取 0.7~0.9;

n_2 ——电动机负荷系数, n_2 = 电动机每小时平均实耗功率/设计最大实耗功率, 一般精密机床可取 0.15~0.4, 普通机床可取 0.5;

n_3 ——电动机同时使用系数, n_3 = 同时使用的安装功率/总安装功率, 一般可取 0.5~0.8。

(2) 电热设备散热量

对于无保温密闭罩的电热设备按下式计算:

$$Q_e = 1000n_1 n_2 n_3 n_4 N \quad (3-20)$$

式中 n_4 ——考虑排风带走热量的修正系数。其他符号意义同前。

对于有保温密闭罩的电热设备(工业炉、烘干箱等),按下式计算:

$$Q_e = A\alpha_w(t_s - t_R) \quad (3-21)$$

式中 A ——设备外表面积, m^2 ;

α_w ——设备的外表面散热系数,当室内的风速为 $0.2 \sim 0.3 \text{ m/s}$ 时,可取 $11.6 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

t_s ——设备外表面温度, $^\circ\text{C}$;

t_R ——室内温度, $^\circ\text{C}$ 。

(3) 电子、办公设备散热量

对于计算机、打印机、复印机、电视机等可按下式计算:

$$Q_e = n_1 n_2 n_3 N \quad (3-22)$$

式中 N ——设备标牌功率, W ;

n_1, n_2 ——同前,一般可取 $n_1 = 0.7 \sim 0.8, n_2 = 0.7 \sim 0.8$;

n_3 ——同时使用系数, $n_3 =$ 最大可能使用台数/总装备台数。

2) 照明散热形成的冷负荷

在电压稳定条件下,照明设备散热量是稳定值,但因其仍以对流和辐射两种形式散热,所以照明散热形成的冷负荷计算应采用冷负荷系数法,逐时冷负荷可按下式计算:

白炽灯:

$$Q_e = 1000NC_{LQ} \quad (3-23)$$

荧光灯:

$$Q_e = 1000n_1 n_2 NC_{LQ} \quad (3-24)$$

式中 Q_e ——灯具散热形成的冷负荷, W ;

N ——灯具所需功率, kW ;

n_1 ——镇流器耗功系数,镇流器在空调房间时取 1.2,镇流器在顶棚内时取 1.0;

n_2 ——灯罩隔热系数,灯罩有通风孔时可取 $0.5 \sim 0.6$,灯罩没有通风孔时可取 $0.6 \sim 0.8$ 。

C_{LQ} ——灯具散热冷负荷系数。

3) 人体散热形成的冷负荷

人体散热形成的冷负荷(全热冷负荷)为显热冷负荷与潜热冷负荷之和。人体发出的潜热量和对流散热量直接形成瞬时负荷,人体表面辐射热量则形成滞后冷负荷。为计算简便,统计出成年男子在不同室温、不同工作强度条件下的散热量和散湿量,

各种功能建筑物中的男、女或成人、儿童的不同比例情况则采取以此为基础予以修正的方法计算。

(1) 人体显热冷负荷

人体显热散热的辐射部分约占 2/3, 因此会产生滞后冷负荷。显热部分逐时冷负荷可按下式计算:

$$Q_c = q_c n \varphi C_{LQ} \quad (3-25)$$

式中 Q_c ——人体显热散热形成的逐时冷负荷, W;

q_c ——不同室温和劳动强度条件下成年男子的显热散热量, W/p;

n ——室内总人数;

φ ——群集系数, 即室内男子、女子、儿童折合成成年男子的散热比例;

C_{LQ} ——人体显热散热冷负荷系数。

对于人员特别密集的场所, 如电影院、剧院、会堂等, 人体对围护结构和室内物品的辐射热量相对较少, 可取 $C_{LQ} = 1$, 对于轻钢结构, 亦可取 $C_{LQ} = 1$ 。

对于人员很少, 人体冷负荷占总负荷的比例很小的房间, 如果人员数取最大班次平均人数, 也可取 $C_{LQ} = 1$ 。

(2) 人体潜热散热形成的冷负荷

人体潜热散热量形成瞬时负荷 $Q_c(W)$ 计算式为:

$$Q_c = q_c n \varphi \quad (3-26)$$

式中 q_c ——不同室温和劳动强度条件下成年男子的潜热散热量, W/p;

n, φ ——同式(3-25)。

(3) 人体全热冷负荷

人体全热冷负荷为显热负荷和潜热负荷之和。

4) 食物散热冷负荷

① 计算餐厅负荷时, 食物显热散热量形成的冷负荷可按每位就餐人员 9 W 考虑。

② 食物的潜热冷负荷 $Q_c(W)$ 可按下式计算:

$$Q_c = 8.26 n \varphi \quad (3-27)$$

式中 n, φ ——同式(3-25)。

5) 化学反应和燃料燃烧产生的冷负荷

化学反应和燃料燃烧产生的热量均视为瞬时冷负荷。

① 化学反应冷负荷 $Q_c(W)$ 计算式为:

$$Q_c = 0.28 n_1 n_2 G q \quad (3-28)$$

式中 n_1 ——蓄热系数, 化学反应经常且稳定进行时可取 1; 化学反应经常但间歇进行时可取 0.7~0.8;

n_2 ——局部排风系数, 有局部排风时可取 0.5~0.7, 无局部排风时可取 1;

G ——化学原料平均每小时的投入量, kg/h 或 m^3/h ;

q ——化学原料反应过程中单位重量或体积产生的热量, kJ/kg 或 kJ/m^3 。

② 燃料燃烧的冷负荷 $Q_c(W)$ 计算式为:

$$Q_c = 0.28n_1n_2n_3Gq \quad (3-29)$$

式中 n_3 ——不完全燃烧系数, 可取 0.95;

G ——燃料每小时平均消耗量, kg/h 或 m^3/h ;

q ——燃料的发热值, kJ/kg 或 kJ/m^3 ;

n_1, n_2 ——同式(3-28)。

6) 水面蒸发潜形成的热冷负荷

水面蒸发潜热冷负荷 $Q_c(W)$ 计算式为:

$$Q_c = 0.28rAg \quad (3-30)$$

式中 r ——汽化潜热, kJ/kg ;

A ——敞开的蒸发面积, m^2 ;

g ——单位水面的蒸发量, kg/m^2 。

3.2.2 室内热负荷计算

1. 室内热负荷的形成

室内热负荷是需要空调系统向房间提供的热量, 由室内耗热量与得热量相抵后的差值所决定, 需要考虑的内容如下所述。

① 通过围护结构(窗、墙、楼板、屋顶、地板等)由室内传到室外的热量(围护结构耗热量)。

② 加热由门窗缝隙、孔洞渗入到室内的冷空气所需的耗热量。

③ 设备、器具、管道其他室内热源散入室内的热量。

④ 人体散热量。

⑤ 照明散热量。

⑥ 热物料和食品等的散热量。

⑦ 各种潮湿的潜热散热量。

2. 围护结构耗热量

围护结构耗热量的计算方法与供暖的计算方法相同。但冬季室外计算温度采用冬季空气调节室外计算温度, 即采用历年平均不保证 1 d 的日平均温度。对于冬季不用空气调节系统, 而用供暖散热器保证室温的房间和空调区, 应采用供暖室外计算温度, 即采用历年平均不保证 5 d 的日平均温度。

3. 冷空气渗入的耗热量

冬季空气调节系统能保持正压时, 可不考虑冷风渗透的附加。不能保持正压时冷空气渗入耗热量与夏季渗入空气冷负荷计算方法相同, 但应采用冬季空调室外计算干球温度。

4. 冬季室内热源散热量

在冬季, 要考虑设备停止运行及人员减少等因素, 在绝大部分时间内保证室内设

计温度,一般可按以下原则处理。连续发生的设备散热、化学反应、人体散热、照明等应按最小负荷班的散热采用。不经常发生的散热量不予考虑,经常发生但不稳定的散热量,采用小时平均值。其得热量计算与夏季计算相同,但室内计算温度采用冬季空调室内计算温度。

3.2.3 室内湿负荷计算

需要空调系统消除的室内产湿量称为室内湿负荷。

1. 室内湿负荷的组成

- ① 渗透空气带入室内的湿量。
- ② 人体散湿量。
- ③ 设备、器具的散湿量。
- ④ 各种潮湿表面、液面的散湿量。
- ⑤ 物料和食品的散湿量。

2. 渗透空气的湿负荷

渗透空气的湿负荷 M_w (kg/h)按下式计算:

$$M_w = 0.001 \rho_w L (d_s - d_k) \quad (3-31)$$

式中 L ——渗入房间的冷空气量, m^3/h ;

d_s, d_k ——分别为室外、室内空气计算含湿量, g/kg 。

3. 人体散湿量的计算

人体散湿量 M_w (kg/h)按下式计算:

$$M_w = 0.001 n \varphi g \quad (3-32)$$

式中 g ——每名成年男子的散湿量, g/h ;

n, φ ——同式(3-25)。

4. 敞开水面的散湿量

敞开水表面的散湿量 M_w (kg/h)按下式计算:

$$M_w = \omega A \quad (3-33)$$

式中 ω ——单位水表面蒸发量, $kg/(m^2 \cdot h)$;

A ——水蒸发表面积, m^2 。

5. 食物的散湿量

餐厅食物的散湿量 M_w (kg/h)可按下式计算:

$$M_w = 0.012 n \varphi \quad (3-34)$$

式中 n, φ ——同式(3-25)。

3.2.4 新风负荷

1. 新风量的确定

空调系统新风量的确定应符合三个要求,卫生要求(人员最小新风量)、风量平衡

要求(补风要求)、正压要求。

1) 人员最小新风量

为了稀释室内人员生理和活动过程中产生的污染物,保证空气的品质,规定了每人最小新风供给量。人员最小新风量的大小与房间的功能和室内空气质量标准有关。

2) 补风要求的新风量

补风量包括补充室内燃烧所消耗的空气量和其他排风量。燃烧消耗的空气量计算式如下所述。

液体燃料:

$$V_1 = 0.228q_1 \times 10^{-3} \quad (3-35)$$

气体燃料:

$$V_2 = 0.252q_2 \times 10^{-3} \quad (3-36)$$

式中 V_1 ——单位质量液体燃料燃烧需要的空气量, m^3/kg ;

V_2 ——单位体积气体燃料燃烧需要的空气量, m^3/m^3 ;

q_1 ——液体燃料的发热值, kJ/kg ;

q_2 ——气体燃料的发热值, kJ/m^3 。

对于火锅餐厅,干酒精燃烧需要的空气量取 $3.31 \text{ m}^3/\text{kg}$ 。

3) 正压要求的新风量

一般空调室内要保持 $5 \sim 10 \text{ Pa}$ 的正压,需要供给的新风量即从门、窗缝隙渗出的风量,计算较复杂,可按房间换气次数估算:正压新风量有外窗的房间取 $1 \sim 2$ 次/h 换气次数;无窗房间取 $0.5 \sim 0.75$ 次/h 换气次数。

以上三项计算所得新风量中,如果没有燃烧所消耗的空气量,就取人员最小新风量与排风+正压所需风量两项中的较大值;如果含有燃烧所消耗的空气量,就用人员最小新风量加上燃烧所需空气量与排风+正压所需风量进行比较,取最大值作为最小新风量。

2) 新风负荷及新风湿负荷计算

夏季室外新风温度、湿度均高于室内空气,新风中高于室内焓值部分的热量和多余的水分称为新风冷负荷和湿负荷。冬季室外新风温度低于室内空气温度,需要加热,因此形成热负荷,而冬季室外新风的湿度一般低于室内空气湿度,故冬季设计工况下一般需要对新风进行加湿。

夏季新风冷负荷:

$$Q_0 = M_0(h_0 - h_2) \quad (3-37)$$

夏季新风湿负荷:

$$M_{w,0} = M_0(d_0 - d_2) \times 10^{-3} \quad (3-38)$$

冬季新风热负荷:

$$Q'_0 = M_0(h'_0 - h'_2) \quad (3-39)$$

冬季新风加湿量:

$$M'_{w.o} = M_o(d'_o - d'_R) \times 10^{-3} \quad (3-40)$$

式中 Q_o ——夏季新风冷负荷, W ;

$M_{w.o}$ ——夏季新风去湿量, kg/s ;

M_o ——新风量, kg/s ;

h_o ——夏季室外空气焓值, kJ/kg ;

h_R ——夏季室内空气焓值, kJ/kg ;

d_o ——夏季室外空气含湿量, g/kg ;

d_R ——夏季室内空气含湿量, g/kg ;

Q'_o ——冬季新风热负荷, kW ;

$M'_{w.o}$ ——冬季新风加湿量, kg/s ;

h'_o ——冬季室外空气焓值, kJ/kg ;

h'_R ——冬季室内空气焓值, kJ/kg ;

d'_o ——冬季室外空气含湿量, g/kg ;

d'_R ——冬季室内空气含湿量, g/kg 。

3.2.5 空调总冷负荷的统计方法

1. 空调区或空调房间的计算冷负荷

将空调区或房间内各种逐时冷负荷分段叠加, 求出总的逐时冷负荷, 取其最大值作为计算冷负荷。

当空调房间有多个空调区时, 空调房间的计算冷负荷不等于各空调区设计冷负荷简单的叠加, 而是取整个房间逐时冷负荷的综合最大值。

当一个空调区有多个空调房间时, 空调区的计算冷负荷不等于各空调房间设计冷负荷的简单叠加, 而是取整个空调区的逐时冷负荷的综合最大值。

2. 空调建筑的计算冷负荷

空调建筑的负荷即空调系统的室内冷负荷。建筑空调负荷的计算必须注意两个要点: 一是空调系统是否有自动调节措施; 二是各空调系统同时使用的可能性。因此空调总负荷有如下三种确定方法。

① 当各空调系统末端装置均不能随负荷变化而自动调节时, 应采用同时使用的各空调区计算负荷之和。

② 当各空调系统末端装置均能随负荷变化而自动调节时, 应采用同时使用的各空调区负荷逐时累加之综合最大值。

③ 当只有部分空调系统末端装置能随负荷变化而自动调节时, 应将同时使用的空调区负荷分别按①、②统计, 然后相加。

第①种计算结果往往远大于实际负荷, 这也是许多空调建筑的制冷设备全年不能满负荷运行的主要原因。因此用此方法选配制冷设备时不宜考虑太多的裕量。

3. 空调系统的计算冷负荷

一个空调系统可担负一个或多个空调区的冷负荷,空调系统冷负荷包括以下内容。

① 空调系统所服务区域的空调建筑(室内)计算冷负荷。如果系统只有一个空调分区或房间,该空调区或房间的冷负荷即为系统的室内冷负荷;当空调系统担负多个空调分区或房间时,系统的冷负荷有两种确定方法。

当系统末端装置不能随负荷变化而自动调节时,应采用同时使用的各空调区或房间的计算冷负荷之和;当系统末端装置能随负荷变化而自动调节时,应采用同时使用的各空调区或房间冷负荷逐时累加之综合最大值。

② 新风负荷。

③ 风系统管道、设备温升引起的冷负荷,建议增加负荷10%。

④ 水系统温升引起的冷负荷,建议增加负荷5%。

⑤ 再热损失、顶棚回风等增加的冷负荷,根据实际情况经计算确定。

4. 制冷系统的计算冷负荷

作为空调冷源的制冷系统,可担负一个或多个空调系统的供冷,或担负一栋或多栋建筑物空调系统的供冷。确定空调制冷系统的总计算负荷时,应将同时使用的各空调系统计算冷负荷分段累加,取其最大值。

3.2.6 空调负荷的估算

在初步设计或方案设计阶段,需要进行系统方案的分析和设备的初选,此时需要估算空调冷负荷。空调负荷的估算通常采用设计冷负荷指标法。

根据我国已建成的部分空调建筑的统计,单位空调面积冷负荷的估算指标如表3-5所示。表中数据已经包括了新风负荷,该表格数据只适用于空调初步设计或方案设计,不适用于空调施工图设计阶段。需要注意的是,随着建筑节能技术水平的提高,以上估算指标已不适用于新建建筑,应考虑围护结构得热量的多少,进行分析取值。

表 3-5 空调负荷估算指标

序号	建筑使用功能	冷负荷指标 W/m ² 空调面积
1	标准客房	80~110
2	酒吧、咖啡厅	100~180
3	西餐厅	160~200
4	中餐厅	180~350
5	一般商店、小卖部	100~160
6	中厅、接待	90~120

续表

序号	建筑使用功能	冷负荷指标 W/m ² 空调面积
7	小会议室	200~300
8	大会议室	180~280
9	美容、理发	120~180
10	健身房	100~200
11	游泳馆	200~350
12	交谊舞厅	200~300
13	迪斯科舞厅	250~350
14	办公室	90~120
15	商场	150~250
16	餐馆	200~350
17	公寓、住宅	80~90
18	图书、阅览室	75~120
19	展览厅、陈列室	130~200
20	病房	80~110
21	普通手术室	100~150
22	洁净手术室	300~500
23	放射诊断室	120~150
24	影剧院观众厅	180~350
25	体育比赛馆	120~250

3.3 空气处理方式和设备




3.3.1 空气热湿处理方案

空气调节系统的核心部分是空气处理过程,不同的负荷情况和对室内空气状态不同的要求,需要不同的空气处理方式,常见的空气处理过程和方法如表 3-6 所示。

表 3-6 典型空气热湿处理过程和处理方案

序号	处理要求	可采用的处理过程	过程 $h-d$ 图	常用设备及方法	采用情况
1.	等湿升温	绝湿加热		表面式换热器加热	常用
2.	升温加湿	绝湿加热—等温加湿		干蒸汽加湿器	常用
				喷水室喷等温水	常用
		加热加湿		电极式、电热式、红外线加湿器	常用
				喷水室喷高温水	常用
绝湿加热—等焓加湿		喷水室喷循环水	常用		
		超声波或离心式加湿器	常用		
		淋水层(循环水)	不常用		
3.	等湿加湿	等湿加湿		干蒸汽加湿器	常用
				喷水室喷等温水	常用
				电极式、电热式、红外线加湿器	常用
4.	等焓加湿	绝热加湿		喷水室喷循环水	常用
				超声波或离心式加湿器	常用
				淋水层(循环水)	不常用
5.	等湿降温	绝湿冷却		表冷器干工况冷却	常用
		冷却去湿		喷水室喷露点温度的冷水	常用
6.	降温减湿	绝湿冷却—吸收去湿		表冷器湿工况冷却	常用
				喷水室喷低于露点温度的冷水	常用
		吸收去湿		表冷器或喷水室冷却—液体(固体)吸湿剂	不常用
		吸收去湿		液体吸湿剂	不常用

续表

序号	处理要求	可采用的处理过程	过程 $h-d$ 图	常用设备及方法	采用情况
7.	升温减湿	绝湿加热 —吸收去湿		表面式加热器—液体吸湿剂	不常用
		吸收去湿		液体吸湿剂	不常用
8.	等焓减湿	吸收去湿		固体吸湿剂	不常用

3.3.2 常用空气热湿处理设备及其使用要求

空气热湿处理设备可分为直接接触式和间接式两类。直接接触式热湿交换设备包括喷水室、各种加湿器、液体吸湿装置等；间接式热湿交换设备包括表面式和间壁式，有光管式、翅片管式、肋片管式空气加热器和空气冷却器、电加热器等。喷水室和表面式换热器是空调系统最常用的设备。

表面式换热器(包括表面式空气加热器和空气冷却器)和喷水室的热工计算见《热质交换理论与设备》，本节只讨论这些设备的使用问题。

1. 表面式空气冷却器(表冷器)

① 安装方式，按空气流动方向，当通过空气量较大时，应采用并联安装；当要求空气温降大时应串联安装。表冷器的供水管也要相应采取并联、串联安装方式。冷水与空气应逆向流动并且应下进上出。

② 空气流速，空气冷却器迎风面的质量流速一般采用 $2.5 \sim 3.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，当质量流速大于 $3 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时，在冷却器后宜增设挡水板。

③ 计算温差，空气冷却器的冷水入口温度，应比空气的出口干球温度至少低 $3.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ，冷水温升宜取 $2.5 \sim 6.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

④ 沿气流方向的冷却器排数一般采用 $4 \sim 6$ 排，不宜超过 8 排。

⑤ 在选用空气冷却器时应考虑表面积灰和内壁结垢等因素，附加一定的安全系数，建议取 $1.1 \sim 1.2$ 。也可以在运行中用降低水温的办法来弥补传热系数的下降，但这样会使制冷机组效率下降。

⑥ 计算表冷器压力损失时，对空气侧和水侧均宜考虑 1.1 的安全系数。

⑦ 当空调房间需要加湿，且没有蒸汽源时，可以采用带喷淋的空气冷却器。

⑧ 表面式空气冷却器在冬季可以用作空气加热。

2. 空气加热器

① 安装方式:空气加热器可以垂直或水平安装。被加热空气的温升较大时,应采用串联安装,通过空气量较大时,应采用并联安装。热媒采用蒸汽时,蒸汽管路应并联连接;热媒采用热水时,热水管路可以并联也可以串联连接,热水与空气应逆向流动并且应上进下出。

② 热媒参数:对于冷、热两用的表面式换热器,其热媒应使用热水,热水温度应低于 65°C ;对于钢制或钢管串铝片换热器,热媒可采用热水或蒸汽,采用蒸汽为热媒时蒸汽压力宜在 $50\sim 100\text{ kPa}$ (表压)范围内,采用热水时温度在 $60\sim 95^{\circ}\text{C}$ 范围内为宜。

③ 空气经济质量流速宜取 $8\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 左右。

④ 加热器内的低温热水流速一般可取 $0.6\sim 1.8\text{ m/s}$ 。

⑤ 考虑到空气加热器的结垢与积灰等影响,传热面积宜在计算值上附加 $10\%\sim 20\%$ 。

⑥ 计算加热器压力损失时,对空气侧考虑 1.1 的安全系数,对水侧考虑 1.2 的安全系数。

⑦ 当空气加热器前的混合空气的焓值小于 10.5 kJ/kg 时,应设新风预热器,一般可预热到 $+5^{\circ}\text{C}$ 。新风预热器热媒宜为蒸汽或电加热。

⑧ 蒸汽加热器入口的管路上应安装压力表、安全阀、调节阀,在凝水管路上应安装疏水器组;热水加热器的供回水管路上应安装调节阀、压力表和温度计。加热器上还应设放气阀。

3. 电加热器

① 电加热器宜设在风管中,尽量不要放在空调器内,且应与送风机连锁;在电加热器后的风管中应设超温保护装置。

② 安装电加热器的金属风管应有良好的接地,电加热器与其前后段风管应采取电气绝缘措施。

③ 电加热器前后各 800 mm 范围内的风管,其保温材料均应采用绝缘的非燃烧材料。

④ 暗装在吊顶内风管上的电加热器,在相对于电加热器位置处的吊顶上应开设检修孔。

4. 喷水室

喷水室理论上可以完成7种空气处理过程,但空调工程中多用于完成两种空气处理过程:一是同时进行冷却和去湿处理,二是通过喷循环水进行加湿过程。

① 结构布置:冷却去湿时,喷嘴一般采用两排对喷。根据产品性能的不同,前后两排喷嘴之间的间距为 $600\sim 1200\text{ mm}$ 不等;喷淋管与分风板和挡水板的距离采用 $200\sim 300\text{ mm}$;低速喷水室喷嘴密度为 $18\sim 24$ 个/ $(\text{m}^2\cdot\text{排})$,高速喷水室离心喷嘴为 $38\sim 41$ 个/ $(\text{m}^2\cdot\text{排})$ 。

- ② 喷嘴的选用:常用的有 Y—1 型、FK T 型、FL 型、BT L—1 型和 PY—1 型。
- ③ 喷水压力:对于冷却去湿过程,喷水压力一般为 100~150 kPa,不宜大于 250 kPa。
- ④ 空气质量流速:喷水室断面的空气质量流速一般可取 $2.5\sim 3.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。
- ⑤ 冷水温升:一般采用 $3\sim 5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。
- ⑥ 挡水板的空气阻力:当空气质量流速为 $3.6 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,折形挡水板的局部阻力系数可取 11.0。
- ⑦ 喷水室宜采用重力回水方式。

5. 空气除湿设备

潮湿环境中空气调节系统的除湿措施是技术难点。常见的空气除湿方法和设备如表 3-7 所示。

表 3-7 常见的除湿方法和设备

除湿方法	除湿机理	除湿设备举例	主要优点	主要缺点	适用场所
通风除湿	用室外空气置换潮湿空气	无	经济、简单	除湿量不稳定	室外空气干燥的地区
冷冻除湿	空气中的水分在露点以下析出	表冷器、喷水室、除湿机	稳定、工作可靠	设备费、运行费高;有噪声	空气的露点温度高于 $4 \text{ }^\circ\text{C}$ 的情况
液体除湿	依靠空气与除湿剂的水蒸汽分压力差吸收空气中的水分	液体除湿机	效果好,有清洁空气的功能	设备复杂,投资高;再生时需要高温热源;冷却水耗量大	室内显热比小于 60%,空气出口露点温度低于 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 且除湿量较大的系统
固体除湿	利用固体表面的毛细管作用或相变时的蒸汽分压力差吸附或吸收空气中的水分	固体除湿机	设备简单、投资与运行费低	性能不稳定,需再生	除湿量小,要求露点温度低于 $4 \text{ }^\circ\text{C}$ 的情况
干式除湿	湿空气通过含吸湿剂的纤维纸制吸附体,水分被吸收(吸附)—释放—再吸收(吸附)—再释放,完成水分的转移	转轮除湿机	湿度可调,除湿量大,可以自动工作	设备复杂,且需加热再生	低温低湿状态
混合除湿		综合以上方法组合而成			

6. 空气加湿设备

常见的各种空气加湿设备如表 3-8 所示。

表 3-8 常见加湿设备

序号	加湿设备	主要优点	主要缺点
1	干蒸汽加湿器	加湿快、均匀、稳定,效率高;无水滴和细菌;节省电能;运行费低;布置方便	需要汽源和输汽管道;结构复杂;初投资高
2	喷雾室	加湿稳定、可靠;节省电能;运行费低;无需汽源	可能带菌;水滴大
3	电极加湿器	加湿快、均匀、稳定;控制方便、灵活;无水滴和细菌;装置简单;无需汽源	耗电量较大;运行费高;内部易结垢
4	超声波加湿器	加湿快、均匀,效率高;耗电量少;控制性能好;无需汽源	可能带菌;价格高;寿命短
5	板面蒸发加湿器	加湿效果较好;运行可靠;费用低;兼有过滤作用	易污染;需要水处理
6	红外线加湿器	加湿快,不带水滴和细菌;使用灵活,装置较简单,控制性能好	耗电量较大;运行费高;寿命短;价格高
7	透膜式加湿器	构造简单,运行可靠;初投资和运行费用低	易污染;需要水处理

7. 整体式空调机组

整体式机组结构较简单,机组内一般只设有过滤器、风机和冷却(加热)盘管,体积小,节省空间。按安装方式分为吊顶式、卧式、立式,可用于小规模全空气系统(循环风),也可用于新风处理(称作新风机组)。新风机组与一般(循环风)空调机组的主要区别是盘管排数多、空气处理焓差大。整体式机组一般没有加湿设施,如有要求也可在冷却盘管上附湿膜加湿。

选用整体式机组要同时满足计算风量、风压和供冷(热)量。一次回风系统的风量和冷(热)量通过工况分析计算得出,新风系统的风量按照卫生要求、正压要求、风量平衡要求确定。机组的额定风量、机外余压应不小于计算值的 1.1~1.2 倍;机组的额定供冷(热)量是在标准工况下的标定值,选用时应根据设计工况进行修正,然后确认是否满足要求。

8. 组合式空调机组

组合式空调机组由不同的功能段组成。设计中可以按照空气处理过程选择功能段进行组合。常用的功能段有进风段、出风段、混合段、过滤段、加热段、表冷段、喷水室段、加湿器段、中间段、回风机段、送风机段等。

机组壳体可以用普通钢板、镀锌钢板、复合钢板、合金铝板、不锈钢板、玻璃钢、钢筋混凝土制作。安装形式有卧式、立式、重叠式。

组合式空调机组也可以用于新风处理,但较多的是用于一、二次回风系统的空气

处理。根据不同的处理过程,有多种组合形式。

图 3-1 是典型的具有排风功能的双风机组合式空调机组。排风量和新风量的比例可由排风段和新风段之间的调节阀来调节。在冬季需要预热新风时,使用双风机机组需要在机组之外单独设新风预热器。双风机系统多用于回风管路较长、阻力较大,且靠送风机形成的负压难以回风的情况,或是必须在机组进行排风的系统。一般空调系统通过门窗缝隙渗出进行换气,或在房间设独立的排风系统,尽量不采用双风机机组排风,以节省占地面积、减少投资、降低运行调节难度。将回风机段、排风段取消就是常用的单风机组合式空调机组。表冷器和加湿段可以由喷水室代替。

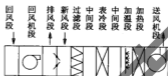


图 3-1 双风机组合式空调机组

在过滤器前后、换热器前后需要设置能进人的检修门,专门用于检修的功能段称作中间段。喷水室、风机段、混合段和进、出风段等都开有检修门,可以替代中间段。

经过表冷器之后的空气会有冷凝水析出,需要设排水管。但无论排水管在负压段还是在正压段,冷凝水排出管都必须在机组外设水封,水封高度不小于 100 mm。

组合式空调机组的选择原则与整体式空调机组基本相同。但是对于喷水室或表冷器、加热器,宜进行工况分析计算,根据计算结果选择设备,然后根据选定的设备要求设计机组的结构,或直接由制造厂家按设计要求生产机组。当直接选用厂家的标准化产品时,应对产品数据进行校核计算。

9. 风机盘管

风机盘管是风机盘管机组的简称,由小型通风机和水—空气换热盘管组成,是空气—水空调系统的末端装置。通风机使室内空气强制循环,空气通过换热盘管被冷却或加热。通风机有贯流式和离心式两种。贯流式风机比离心式风机风压小,效率较低,但尺寸小,噪音低。

风机盘管的安装方式有卧式、立式、立柱式、吸顶式,有明装和暗装式。吸顶式风机盘管又称“卡”式风机盘管,其回风口和出风口组合在一起,装在顶棚下。吸顶式风机盘管射流覆盖面近恒为正方形,因此适用于接近正方形的房间或大面积房间。

空气被冷却去湿时,盘管外壁会析出冷凝水,此时称为湿工况,没有冷凝水析出时称为干工况。

我国 2003 年颁布的《风机盘管机组》(GB/T 19232—2003),规定了风机盘管的基本规格,包括风量、出口静压、噪声标准等。风机盘管的风量范围在 340~2380 m^3/h 之间,额定供冷量为 1800~12 600 W。风机盘管分为低静压型和高静压型。低静压型出口静压为 0 或 12 Pa,出口不能接管道,“0 静压”型机组自带过滤网和出风口,12 Pa 静压机组需另配过滤网和出风口。低静压机组适用于客房或办公室等无出口短管的侧出风安装。高静压型机组出口静压分为 30 Pa 和 50 Pa 两种,允许

接出风段管,常用于顶棚暗装。

风机盘管的调节有三种途径:一是调节风机的风量,一般产品的风机具有三档调速功能,由调速开关来控制风量;二是调节进水量,一般是由室温传感器和调节器控制进水管或回水管上的调节阀;三是调节空气旁通阀来调节被处理的风量。

选择风机盘管时,以满足冷负荷要求为原则,一般不必考虑风量和换气次数。当采用散流器顶棚送风时,散流器的形式和规格选择应根据风机盘管的风量和风口的射程经计算确定,或根据产品资料提供的计算表格选定。冷负荷应根据不同的新风供给方式通过工况分析来计算。风机盘管的供冷(热)能力,应经过设计工况与标准工况的校核计算来确认。

考虑到管内积垢、管外积尘的影响,对计算冷热负荷须进行修正,然后选择风机盘管。当仅用于冷却干燥时修正系数为 1.1;当仅用于加热升温时为 1.15;当用于冷却、加热时为 1.2。

3.3.3 空气净化设备

空气净化设备分为处理悬浮颗粒物的除尘式和处理气态污染物的除气式两类。除尘式空气净化设备主要有各种纤维过滤器,另外还有静电过滤器等。除气式空气净化设备主要有活性炭过滤器、光催化过滤器和空气净化器等。

在空调系统中常采用的是纤维空气过滤器。纤维空气过滤器又分初效过滤器、中效过滤器、高效过滤器。一般舒适性空调在设有明显污染物产生的场所,采用初效过滤器即可。对于工艺性空调系统,应采用中效、高效过滤器。过滤器的性能介绍及应用详见第 8 章。

3.4 空调系统设计与分析

3.4.1 空气调节的基本组成和类型

1. 空调系统的基本组成

完整的空调系统应由空调房间、空气处理设备、空气输配系统、空调水系统、冷热源五大部分组成。

1) 空气处理设备

空气处理设备也称空调末端设备,是具有空气冷却、加热、去湿、加湿等空气热湿处理及空气净化功能的设备组合体,可以是组装式,也可以是整体式。

2) 空气输配系统

空气输配系统由风机、管道、风口、阀门、防火阀、消声器等组成,它将房间的空气送至空气处理设备或排至室外,或把室外新风送至空气处理设备,或把经过处理的空气分配至房间内。

3) 冷热水管路系统

冷热水管路系统是将冷量或热量由冷、热源设备送到空调末端设备的能量输配系统。

4) 冷热源系统

空调冷源一般使用冷水机组,有条件的地方可以用深井水等作自然冷源。空调热源可以是蒸汽锅炉、热水锅炉、热泵机组、城市热力管网等。冷热源系统包括制冷设备、供热、加热和蓄热设备、站内冷冻水和冷却水及制冷剂管路系统、水泵、冷却设备等。

2. 空调系统的分类

1) 按空气调节的目的和服务对象的不同分类

(1) 舒适性空调

应用于以人为主的室内人工环境,为人员提供适宜的工作或生活环境,以保障人的健康和提高工作效率。

(2) 工艺性空调

应用生产场所或科学实验过程,维持生产工艺要求的空气状态和质量,以保障生产效率和产品质量。

2) 按空气处理设备的设置分类

(1) 集中式空调系统

空气处理设备集中设置在空调机房内,空气被处理后由风管送入空调房间。集中式空调系统有以下几种应用形式。

① 按送风量是否变化分为定风量系统和变风量系统。定风量系统送入各房间的风量保持一定,靠调节送风状态参数来适应空调负荷的变化;变风量系统的送风量随室内热湿负荷变化而变化,当热湿负荷大时,送入较多风量,热湿负荷小时,送入较少的风量。

② 按送入每个房间的送风管的数目分为单风管系统和双风管系统。单风管系统又称两单参数系统,仅有一个送风管,夏季送冷风,冬季送热风;双风管系统又称为双参数系统,空气经处理后分别用两个风管送出,其中一个为风湿比较高的热风管,另一个为风湿较低的冷风管,两个风管接入混合装置,经混合后送入房间。当负荷变化时,调整二者的风量比。

(2) 分散式空调系统

分散式系统也称局部系统,每个空调区域设置整体空调机组,分别承担各自的负荷。分散式系统的具体应用包括:窗式空调器、分体式空调器、单元式空调器、热泵机组、不设集中新风系统的风机盘管机组和制冷剂空调系统等。

(3) 半集中式系统

集中处理部分或全部风量,在各房间(或各区)另设末端空气处理设备,应用形式包括末端再热系统、风机盘管加新风系统、诱导器系统、辐射板加新风系统等。

3) 按空调负荷的输送介质分类

(1) 全空气系统

空调负荷全部由集中处理后的空气负担。应用形式包括定风量或变风量的单风管或双风管集中式系统(再热系统除外)、全空气诱导系统等。其中单风管集中式系统又分为直流式系统、一次回风系统、二次回风系统、全封闭系统。

(2) 空气—水系统

空调负荷一部分由集中处理的空气负担,另一部由水来负担。属于空气—水系统的有:末端再热系统、带盘管的诱导系统、风机盘管加新风系统、辐射板加新风系统等。

(3) 全水系统

房间负荷全部由集中供应的冷、热水负担。例如无集中新风的风机盘管系统、辐射板系统等。

(4) 制冷剂系统

制冷系统蒸发器放在室内,直接担负室内冷负荷。具体形式有窗式空调器、单元式空调器、分体式空调器、VRV系统等。

4) 按送风管内的风速分类

(1) 低速空调系统

工业建筑主风管风速不超过 15 m/s 的系统;民用建筑主风管风速不超过 10 m/s 的系统。

(2) 高速空调系统

工业建筑主风管风速高于 15 m/s 的系统;民用建筑主风管风速高于 12 m/s 的系统。

5) 按室内空气温湿度控制方式分类

(1) 温湿度联合控制系统

温湿度联合控制系统是指空气的显热负荷和潜热负荷用同一处理系统负担,即空气的温度和湿度都由同一套设备来控制。温湿度联合控制系统是传统的空调技术,目前大多数空调系统都采用这种系统。

(2) 温湿度独立控制系统

温湿度独立控制是由新风系统担负换气和除湿任务,由独立的温度控制系统担负显热负荷,即温度、湿度分别由独立系统来控制。这是一种新的系统形式,目前处于推广应用阶段。

6) 按空调水系统分类

对于空调机组、风机盘管、诱导器系统等的供水和回水管,可分为二管式、三管式和四管式。

3.4.2 空调系统方案的选择

1. 确定空调系统方案要考虑的因素

1) 外部环境

建筑物地理位置、纬度、海拔高度；室外气温、相对湿度、风向、风速、日照率等；建筑物周围污染源情况；其他建筑物对系统噪声的要求；周围建筑的情况等。

2) 建筑物的特点

建筑规模、需要空调净化的面积；房间朝向、房间建筑平面尺寸、围护结构的构造情况；房间用途、发展变化、建筑物空调标准、能源计量要求、工作班次等。

3) 室内参数要求

温度、相对湿度及其允许波动范围；工作区气流速度和均匀度；房间的净化要求；噪声控制要求等。

4) 负荷特点

设备的容量及发热情况，人员及其流动情况；照明情况；排风情况等。

5) 能源供应情况

供热、供冷及其压力、温度；电力供应的可靠性、价格情况。

2. 空调系统方案的确定原则

① 仅需夏季降温、减湿，冬季不使用空调的房间，空调面积较小时宜采用分体式空调机或带风管的风冷式空调机组，空调面积较大时宜采用变制冷剂流量（VRV）空调系统。

② 不具备安装全空气集中空调的旧建筑空调改造，宜采用风机盘管系统或变制冷剂流量空调系统。

③ 对于大面积多房间空调的旅馆客房、办公楼等排风量少及要求舒适的房间，宜采用风机盘管加新风系统。一般采用两管制，当两管制不能满足要求时可采用四管制。

④ 大面积、功能独立的房间（如宾馆中的会议室等），应设置独立的空调系统。

⑤ 对于允许温度波动 $\leq \pm 1^\circ\text{C}$ 或相对湿度允许波动范围 $\leq \pm 10\%$ 的系统，或具有大量排风的系统，或洁净空调，宜采用单风管定风量系统。

⑥ 多个房间共用一个系统且房间内负荷变化不一致时，应采用变风量（VAV）系统。

⑦ 负荷变化比较小或间歇运行的，如大型建筑的內区、影剧院、商场、会议室等，宜采用单风管集中式系统；面积较小时可采用带风管的整体式空调机组。

3. 民用建筑空调系统参改方案

根据上述原则，民用建筑空调方案的选择建议列于表 3-9 中。表中的推荐方案除温湿度独立控制系统外，均为温湿度联合控制系统。

表 3-9 一般民用建筑空调系统参考方案

房间、空调区功能	运行特点	负荷特点	系统方案(优先推荐排列居前者)
旅馆客房	全天运行,各房间独立调节	负荷小,较稳定	1) 温湿度独立控制系统,卫生间排风; 2) 风机盘管加新风,卫生间排风; 3) 冷剂式系统加新风,卫生间排风
酒吧、咖啡厅、餐厅	间歇运行,独立调节	负荷大,不稳定	1) 全空气一次回风,局部排风; 2) 温湿度独立控制系统,设排风; 3) 风机盘管加新风,局部排风; 4) 风冷式空调柜机加新风机,设排风
餐饮雅间、KTV包间	间歇运行,独立调节	负荷大,不稳定	1) 温湿度独立控制系统,设排风; 2) 风机盘管加新风,设排风; 3) 风冷式空调柜机加新风机,设排风; 4) 全空气变风量系统,设排风
商业网点、小卖部	间歇运行,独立调节	负荷大,较稳定	1) 温湿度独立控制系统,设排风; 2) 风机盘管加新风,设排风; 3) 风冷式空调柜机加新风机,设排风; 4) 风冷式空调柜机,设排风
接待	全天运行,独立调节	负荷大,不稳定	1) 温湿度独立控制系统,设排风; 2) 全空气一次回风,设排风; 3) 风机盘管加新风,设排风
小会议室	间歇运行,独立调节	负荷大,较稳定	1) 一次回风吊顶空调机组,设排风; 2) 温湿度独立控制系统,设排风; 3) 风机盘管加新风,设排风; 4) 风冷式空调柜机,设排风
大会议室(不分内外区)	间歇运行,独立调节	负荷大,较稳定	1) 一次回风全空气系统,设排风; 2) 温湿度独立控制系统,设排风; 3) 风机盘管加新风,设排风; 4) 冷剂式系统加新风,设排风
美容、理发	长时段运行,独立调节	负荷小,不稳定	1) 温湿度独立控制系统,设排风; 2) 风机盘管加新风,设排风; 3) 风冷式空调柜机加新风机,设排风; 4) 风冷式空调柜机,设排风
健身房、舞厅、体育比赛馆	间歇运行,独立调节	负荷大,不稳定	1) 一次回风全空气系统,设排风; 2) 温湿度独立控制系统,设排风; 3) 冷剂式系统加新风,设排风

续表

房间、空调区功能	运行特点	负荷特点	系统方案(优先推荐排列居前者)
游泳馆	间歇运行, 独立调节	湿负荷 大,不稳定, 通风量大	1) 一次回风全空气系统,散热器或地板供暖,大量排风; 2) 只通风不空调,热风和散热器地板供暖,大量排风
单间办公区	长时段运行, 独立调节	负荷小, 较稳定	1) 温湿度独立控制系统; 2) 风机盘管加新风; 3) 制冷剂系统加新风; 4) 全空气变风量系统
商场(不分内外区)	间歇运行, 独立调节	负荷大, 较稳定	1) 一次回风全空气系统,设排风; 2) 风机盘管加新风,设排风; 3) 温湿度独立控制系统,设排风
公寓、住宅	间歇运行, 独立调节	负荷小, 不稳定	1) 户式集中空调系统,卫生间排风; 2) 分体式空调机组,卫生间排风
图书、阅览室	长时段运行, 独立调节	负荷小, 不稳定	1) 温湿度独立控制系统; 2) 一次回风全空气系统; 3) 风机盘管加新风; 4) 制冷剂系统加新风
病房	全天候运行, 独立调节	负荷小, 较稳定	1) 温湿度独立控制系统; 2) 风机盘管加新风; 3) 制冷剂系统加新风
普通手术室	间歇运行, 独立调节	负荷小, 不稳定	1) 一次回风全空气系统; 2) 温湿度独立控制系统; 3) 风机盘管加新风; 4) 制冷剂系统加新风
洁净手术室	间歇运行, 独立调节	负荷小, 不稳定	一、二次回风全空气系统,洁净空调
影剧院观众厅	间歇运行, 独立调节	负荷大, 不稳定	1) 一次回风全空气系统,设排风; 2) 温湿度独立控制系统; 3) 风机盘管加新风,设排风; 4) 制冷剂系统加新风,设排风
分内外区的商场、体育馆、会议室等	间歇运行, 独立调节	内外区负荷变化全年不一致,内区常年供冷	1) 内区全空气系统,外区风机盘管; 2) 内区风机盘管加新风,外区风机盘管; 3) 内区、外区均为一次回风全空气系统

4. 建筑物的内、外区房间和大面积房间的空调系统方案

1) 建筑物的内、外区房间的空调系统

在建筑物内,被空调房间包围的房间称为内区房间,有外围护结构的房间称为外区或周边区房间。内区房间的空调负荷不受室外气候和日射的影响,其空调负荷由设备得热、照明得热、人体散热形成,是长年不变的冷负荷。因此内区房间的空调系统需要全年供冷;在周边区房间,外围护结构得热量是空调区负荷的主要分量,一天内或全年空调负荷随室外气候和日射的变化呈周期性变化,一般夏季为冷负荷,冬季为热负荷,春、秋两季负荷很小。周边区空调系统必须夏季供冷,冬季供热,春秋过渡季可以减小供冷量或供热量,甚至不供冷也不供热。因此,内区房间与周边区房间应各自独立设置空调系统。

当建筑物冬季空调内区冷负荷与外区热负荷大小相近,或虽不相近但内区冷负荷很大时,宜设水环热泵系统。设有水环热泵系统时,内外区均可采用热泵空调机组局部全空气系统,或采用热泵冷水机组与风机盘管系统。

2) 大房间的内、外分区及其负荷特性

大房间是指只有单面外围护结构的房间,外墙距相邻空调房间进深大于8 m,或有双面外围护结构进深大于16 m的房间。如果房间内存在距外墙均大于6 m的区域,则该区域具有与外区特性不同的空调负荷,靠一般的气流组织手段是不能达到空调精度要求的。因此,在距离外围护结构4~8 m范围内划出虚拟分界线,靠近外墙或外窗的区域称为周边区或外区,远离外围护结构的区域称为内区。在周边区全年空调负荷随室外气候和日射的变化而变化,需要夏季供冷、冬季供热、春秋过渡季可以减小供冷量或供热量;在内区受室外气候和日射影响很小,设备得热、照明得热、人体散热形成常年不变的冷负荷。这就注定内区系统必须全年供冷。因此,大面积房间应按内外区分设空调系统,其分区方法如图3-2所示。

3) 大房间的内、外区空调系统方案设计

大房间的内区与周边区一年四季的负荷特性不同,应采取分区设空调系统的组合方案。系统组合主要考虑两个因素,第一是周边区系统要适应空调负荷的季节性变化,并应保证系统能够按朝向分区调节;第二是内区系统与周边区系统运行的协调性,包括各自担负的负荷和全年运行的分工。这里讨论几种典型的系统组合方案。

(1) 内区全空气定风量系统和外区风机盘管系统

内区常具有稳定的冷负荷,适合于全空气定风量空调系统运行。周边区采用风机盘管系统,可以实现末端单独调节,满足全天或全年的负荷变化和分朝向调节要求,周边区的各朝向可以用同一个供水系统。整个房间的新风量和新风负荷由内区的全空气系统担负。

在冬季,周边区转为供热,而内区仍然供冷,这就可以充分利用室外空气的天然冷源,用调节室外新风与室内空气的混合比来调节送风温、湿度,既节约了能源,又可免去制冷设备的冬季运行。

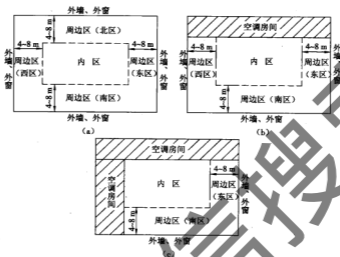


图 3-2 大面积房间空调系统分区方法

在春、秋两季,内区系统可以加大新风比直至全新风运行。这是一种较好的系统组合,应作为首选。

(2) 内区和周边区均为风机盘管系统

周边区采用全水的风机盘管系统,内区采用风机盘管加新风系统。房间的新风量和新风负荷由内区系统担负。这种组合可满足冬夏季负荷的转换和周边区分朝向调节的需要,但是因为内区系统的新风量较小,送风温差又不能过大,所以冬季利用室外冷源的能力受到限制。此种组合可用于内区较小、外区较大、新风量相对较大的房间或因建筑构造原因内区不能采用全空气系统的场合。

(3) 内区和周边区均为全空气系统

内区采用全空气定风量系统,周边区采用全空气定风量或变风量系统。整个房间的新风量和新风负荷由内区系统担负。这种组合虽然可以满足冬夏季负荷的转换和冬季节能的需要,但是周边区系统还应按朝向再分区设独立空调系统,才能满足全季或全年的负荷变化,因此系统较为复杂,不适用于有多朝向周边区的房间。

(4) 水环热泵系统

当建筑物设有水环热泵系统时,内、外区均可采用热泵空调机组局部全空气系统,或采用热泵冷水机组与风机盘管系统,内、外区共用建筑物的水环路作冷热源。全部新风仍可由内区提供。

3.4.3 定风量单风管集中式空调系统

1. 系统特点

定风量单风管集中式系统的优点是设备简单、初投资较少、管理维修方便等。其缺点是：当一个集中式系统供给多个房间，各房间负荷变化不一致时，无法进行精确调节，风管尺寸占空间较大。

2. 系统适用范围

- ① 适用于空调房间比较大，且房间各区域热湿负荷变化情况相类似的情况。
- ② 如果一个系统供给几个房间，必须保证各房间的热湿负荷变化所引起的室内温湿度波动不会超过各房间的允许波动范围。

3. 系统划分

1) 划分原则

- ① 在设计条件和运行条件下均能保证达到室内温度、相对湿度、洁净度等要求。
- ② 初投资和运行费用综合起来比较经济。
- ③ 便于管理和维护。
- ④ 尽量避免一个系统内的各房间相互影响。
- ⑤ 空调系统所负担的房间不宜过多，以便于调节、使用灵活和减少噪声。

2) 划分方法

室温允许波动范围大于 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 和相对湿度允许波动范围大于 $\pm 5\%$ 时，相互邻近的房间温湿度基数、单位送风量的热湿扰量、使用班次和运行时间接近时，可划为同一系统。温湿度基数不同的多个房间，如果采用相同送风参数可以满足不同房间室内参数要求的，可合为同一系统。对于再热系统，热扰量不同的房间亦可在同一系统，但需要有自控措施。

- ① 室温允许波动范围为 $\pm 0.1\sim 0.2^{\circ}\text{C}$ 的房间，宜独立设置空调系统。
- ② 产生有害物的房间不应和一般房间合为一个系统。
- ③ 有洁净要求的房间应设独立系统，不同级别的洁净室应分别设空调系统。
- ④ 噪声要求不一致的房间不宜划为同一系统。
- ⑤ 含有多个空调区的大房间，各区热湿扰量相差较大时，应分区设系统或分设局部处理装置。

⑥ 分有内区和外区的大房间应按周边区和内区分设系统。

⑦ 宜将邻近的、朝向和使用功能、运行班次一致的房间划为一个系统。

4. 系统内各种形式的适用条件

1) 全新风系统的适用条件

- ① 系统排风量大于或接近于空调负荷计算出的送风量。
- ② 房间内生产或贮存有火灾危险、爆炸性物质，不允许空气循环使用。
- ③ 为风机盘管系统补新风的系统。

2) 一次回风系统的适用条件

- ① 空调系统间断运行的场所。
- ② 空调负荷热湿比小或不稳定。
- ③ 室内冷负荷较稳定,并可用露点送风。

3) 二次回风系统的适用条件

- ① 送风温差受限制,不能采用露点送风,或因空调精度要求采用大换气次数。
- ② 按洁净要求确定的风量大于按负荷计算的风量。
- ③ 全年使用的空调系统,室内冷、热负荷变化较大,且有采用一、二次回风比例调整的可能。

5. 一次回风空调系统设计

1) 一次回风露点送风的喷水式空调系统

露点送风也称作最大温差送风,即空气被冷却到热湿比线上后直接送风,最大温差送风可以省去再加热过程,节省热能。

喷水式空调系统包括喷水室系统和带喷水的表面式冷却器系统,两种系统的空气处理过程相同,本节以喷水室系统为例进行分析。喷水室是常用的空气处理设备之一,采用喷水室处理空气,理论上能完成冷却去湿、等湿冷却、冷却加湿、等焓加湿、增焓降温、等温加湿、增温加湿等多种过程,其中冷却去湿和等焓加湿可操作性较强,也是最常用的功能。一次回风的喷水室空调系统空气处理过程如图 3-3 所示。

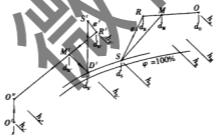


图 3-3 一次回风的喷水室空调系统露点送风处理过程

(1) 夏季过程

室外空气状态 O 与室内空气状态 R 混合于 M 点,通过喷水室冷却去湿至 ϵ 线上饱和相对湿度线附近 S 点,并由此送入室内,在室内沿热湿比线 ϵ 变化至室内状态 R' 。 S 点称为机器露点,在 $\varphi=90\%\sim 95\%$ 相对湿度线上。上述过程以机器露点作为送风状态,因此称作“露点送风”。该工况分析如下所述。

送风量:

$$G_0 = G_R + G_0 = Q_R / (h_R - h_s) \quad (3-41)$$

室内冷负荷:

$$Q_R = G_S(h_R - h_S) \quad (3-42)$$

新风冷负荷:

$$Q_o = G_o(h_o - h_R) = G_S(h_M - h_R) \quad (3-43)$$

喷水室供冷量:

$$Q_E = Q_R + Q_o \quad (3-44)$$

式中 h_R ——夏季室内空气的焓值, kJ/kg;

h_o ——夏季室外空气的焓值, kJ/kg;

h_M ——夏季混合状态的焓值, kJ/kg;

h_S ——夏季送风状态的焓值, kJ/kg;

G_S ——夏季送风量, kg/s;

G_R ——夏季回风量, kg/s;

G_o ——夏季新风量, kg/s。

各项冷负荷和冷量单位为 kW。露点送风指的是设计工况下,当负荷变化,热湿比减小,就要采取再加热措施。

(2) 冬季过程

室外空气状态 O' 经预热升温至 O'' , 与室内空气状态 R' 混合于 M' 点, 通过喷水室等焓加湿至机器露点 D' , 经加热升温至热湿比线上的送风状态点 S' 并由此送入室内, 在室内沿热湿比线 e' 变化至室内状态 R' 。从 O' 加热到 O'' 的预热过程由室外空气状态决定, 室内外空气混合后的状态 M' 点不能过于接近饱和状态, 更不能落到 $\varphi=100\%$ 线以下而使空气“雾化”。如果能够确认混合后不会产生雾化现象, 则可以使室外空气直接与室内空气混合而取消预热过程。该工况分析如下所述。

送风量:

$$G_S' = G_R' + G_o' = Q_R' / (h_S' - h_R') \quad (3-45)$$

室内热负荷:

$$Q_R' = G_S'(h_S' - h_R') \quad (3-46)$$

新风热负荷:

$$Q_o' = G_o'(h_R' - h_o') = G_o'(h_S' - h_o') + G_S'(h_R' - h_M') \quad (3-47)$$

新风预热加热量:

$$Q_{oH}' = G_o'(h_o' - h_o'') \quad (3-48)$$

喷水室加湿量:

$$W_E = G_S'(d_{D'} - d_{S'}) = G_S'(d_S - d_M) \quad (3-49)$$

二次加热量:

$$Q_{H2}' = G_S'(h_S' - h_{D'}) \quad (3-50)$$

式中 h_R' ——冬季室内空气的焓值, kJ/kg;

h_o' ——冬季室外空气的焓值, kJ/kg;

h_o'' ——室外空气预热后的焓值, kJ/kg;

- h_M ——冬季混合状态的焓值, kJ/kg;
 h_D ——冬季机器露点的焓值, kJ/kg;
 h_S ——冬季送风状态的焓值, kJ/kg;
 d_D 、 d_S ——冬季机器露点的含湿量、送风状态的含湿量, g/kg;
 d_M ——冬季混合状态的含湿量, g/kg;
 G'_S ——冬季送风量, kg/s;
 G'_G ——冬季回风量, kg/s;
 G'_O ——冬季新风量, kg/s。

各项冷负荷和冷量单位为 kW, 加湿量单位为 g/kg。

(3) 系统构成

一次回风的喷水室空调系统组成如图 3-4 所示。新风在混合室与回风混合, 经过滤后进入喷水室。加热器 1 完成冬季过程中的 $O'-O'$; 喷水室完成夏季过程中的 $M-S$ 或冬季过程中 $M'-D'$; 加热器 2 完成冬季过程中的 $D'-S'$ 。除冬季需加热外, 在春秋两季或夏季特殊情况下, 热湿比线变小, 空调系统不能实行露点送风运行, 此时就由加热器 2 加热空气使之上升到送风状态。

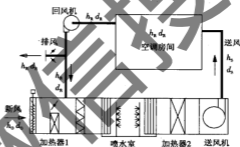


图 3-4 一次回风喷水室空调系统示意图

带淋水的表冷器空调系统空气处理过程与喷水室系统相同。

2) 一次回风露点送风表冷式空调系统

一次回风表冷式空调系统是指用不带喷水的表面式冷却器处理空气。表冷式系统与喷水式系统相比, 主要区别是只能实现等湿加热、等湿冷却和去湿冷却, 而不能同时实现加湿过程, 若需要加湿必须另设加湿器。空气处理过程如图 3-5 所示。

(1) 夏季过程

表冷器可以实现空气的冷却去湿, 因此夏季过程分析与喷水式系统相同。

(2) 冬季过程

室外空气状态 O' 经预热升温至 O'' , 与室内空气状态 R' 混合于 M' 点, 经加热升温至 R 点, 再经等温加湿到热湿比线上的送风状态点 S' 。送入室内后沿热湿比线 e' 变化至室内状态 R' 。风量组成同上, 各项冷量分析如下。

送风量、室内热负荷、新风热负荷、新风预热加热量同(3-45)、(3-46)、(3-47)、(3-48)式。

加湿器加湿量:

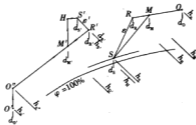


图 3-5 一次回风表冷器系统露点送风处理过程

$$W_E = G'_S (d_S - d_{S'}) \quad (3-51)$$

二次加热量：

$$Q'_{H1} = G'_S (h_{H1} - h_{S'}) \quad (3-52)$$

式中 h_{H1} ——冬季二次加热终状态的焓值, kJ/kg。(其他符号同前)

各项热负荷和热量单位为 kW, 加湿量单位为 g/kg。式(3-50)与式(3-52)相比, 表冷器系统的加热量要小一些, 这是因为喷干蒸气给空气增加了焓值。

(3) 系统构成

一次回风表冷式空调系统构成如图 3-6 所示。表冷器完成夏季过程中的 M—S; 加热器 1 完成冬季过程中的 O'—O'; 加热器 2 完成冬季过程中的 M'—H; 加湿器完成冬季过程的 H—S'。与喷水室系统相同, 加热器 2 除冬季担负加热功能外, 在春秋两季或夏季热湿比线变化较大时, 还担负再加热任务。在冬季, 表冷器也

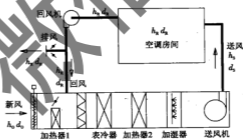


图 3-6 一次回风表冷器系统示意图

可作为加热器使用。当仅用作夏季降温除湿或冬季湿度要求不严格时可以不设加湿器。

3) 一次回风再热系统

在一次回风系统中, 当室内热湿比较小或受送风温差限制而不能采用露点送风的设计工况时, 就必须采用再热系统。不同的空调精度和使用功能要求不同的送风温差限值或最小换气次数, 而最小换气次数也决定了送风温差的大小。一次回风再热系统空气处理过程如图 3-7 所示。

与一次回风露点送风相比, 再热系统夏季设计工况增加了等湿加热过程 D—S, 送风状态由机器露点改为 S 点。夏季过程各项冷量情况分析如下所述。

送风量、室内热负荷、新风冷负荷
同式(3-41)、(3-42)、(3-43)。

再热量:

$$Q_H = G_S (h_S - h_D) \quad (3-53)$$

喷水室或表冷器供冷量:

$$Q_E = Q_R + Q_O + Q_H \quad (3-54)$$

式中 h_D ——机器露点的焓值, kJ/kg。其他符号同前。

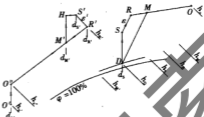


图 3-7 一次回风再热系统处理过程

一次回风再热系统的冬季过程与露点送风系统相同。由上述分析可知,再热系统与露点送风系统相比,设备供冷量增加了再热量 Q_H 。这部分冷量是冷热抵消的结果,是浪费掉的能量。这是再热式空调系统的最大缺点。

2) 系统构成

一次回风再热系统的构成同图 3-4 和图 3-6 所示,不同的是加热器 2 用于包括设计工况在内的全年运行过程。

6. 二次回风空调系统

一次回风再热系统在设计工况下,将空气冷却到“机器露点”,然后再通过加热调节送风状态,从而产生无效的能量损耗。采用二次回风系统夏季可以省去再热过程,减少无效损耗。二次回风系统除了有一次回风外,再另将一部分回风与冷却处理后的空气混合。图 3-8 是二次回风喷水室系统的冬夏季设计工况,下面对其进行工况分析。

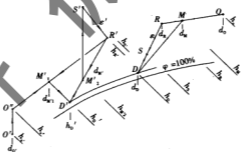


图 3-8 二次回风喷水室系统处理过程

1) 夏季工况

送风量:

$$G_S = G_{R2} + G_M = Q_R / (h_R - h_D) \quad (3-55)$$

室内冷负荷:

$$Q_R = G_S(h_R - h_S) = G_M(h_R - h_D) \quad (3-56)$$

新风负荷:

$$Q_O = G_O(h_O - h_R) = G_M(h_M - h_R) \quad (3-57)$$

设备供冷量:

$$Q_E = Q_R + Q_O \quad (3-58)$$

式中 G_M ——一次混合风量, kg/s;

G_{R1} ——一次回风量, kg/s;

G_{R2} ——二次回风量, kg/s。

其他符号同前。

2) 冬季工况

送风量:

$$G'_S = G'_{R2} + G'_M = Q'_R / (h_S - h_R) \quad (3-59)$$

室内热负荷:

$$Q'_R = G'_S(h_S - h_R) \quad (3-60)$$

新风热负荷:

$$Q'_O = G'_O(h_R - h'_O) = G'_O(h_O - h'_O) + G'_{M1}(h_R - h_{M1}) = G'_O(h_R - h'_O) + G'_S(h_R - h_{M2}) \quad (3-61)$$

新风预热加热量:

$$Q_{O1} = G'_O(h_R - h'_O) \quad (3-62)$$

喷水室加湿量:

$$W_E = G'_{M1}(d_O - d_{M1}) \quad (3-63)$$

二次加热量:

$$Q_{H1} = G'_S(h_S - h_{M2}) \quad (3-64)$$

式中 h_{M1} ——一次混合空气的焓值, kJ/kg;

h_{M2} ——二次混合空气的焓值, kJ/kg;

d_M ——一次混合状态的含湿量, g/kg;

G_{M1} ——冬季一次混合风量, kg/s;

G_{R1} ——一次回风量, kg/s;

G_{R2} ——二次回风量, kg/s。

其他符号同前。

由上述分析可知,二次回风系统夏季设计工况下节省了再热量,减少了冷负荷,但冬季不能节约热量。在过渡季仍然需要再加热来调节送风状态。

运行中二次回风的比例可以是固定的,也可以是变化的。当实际送风温差比允许最大送风温差小时,可以采用固定比例的二次回风系统。固定比例的二次回风系统指二次回风固定,一次回风和新风比仍然可以变化。采用固定二次回风比例可以减少处理风量,处理设备尺寸较小。

在室内负荷变小时,可加大二次回风比例,即为变动比例的二次回风系统。对于全年运行的一般空调系统,在过渡季室外气象条件适当时,应采用变新风量的系统。对于室内参数要求严格和有洁净要求的净化系统,为减少室内温湿度波动或保持房间正压的稳定,宜采用新风不变的系统。新风不变的系统,过渡季不能充分利用新风,因此运行时耗冷量较多。

二次回风表冷器系统的处理过程如图 3-9 所示,可以看出,夏季过程与喷水室系统相同,冬季过程采用干蒸气加湿,工况分析方法与喷水室系统相同。二次回风表冷器系统的构成如图 3-10 所示,将其中的表冷器和加湿器改为喷水室就是喷水室系统。

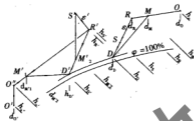


图 3-9 二次回风表冷器系统处理过程

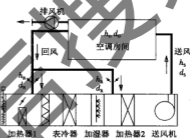


图 3-10 二次回风表冷器系统图

7. 全新风系统和全封闭空调系统

全新风系统也称直流式系统,是一次回风系统的特例,即一次回风为零。全新风系统是冷、热量消耗最大的系统。只有在特殊场合才宜采用。通常应同时采取冷、热量回收措施以减少能量损失。全新风系统处理过程如图 3-11 所示。右侧为夏季过程,图中示出的是再热送风工况,当允许采用最大送风温差且热湿比线较大时则可改为露点送风。左侧是冬季过程, $H-S'$ 可以为等温加湿过程,当允许加大送风温差时,加湿过程可以取消。

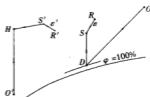


图 3-11 全新风系统处理过程

全封闭系统也称全循环系统,也是一次回风系统的特例,即一次回风为 100%,新风量为零,只有在不需要新风的场合才适用。全封闭系统处理过程如图 3-12 所示。图中右侧为夏季过程,空气处理常需要再热过程,同全新风系统一样,当允许采用最大送风温差且热湿比线较大时则可改为露点送风。左侧是冬季过

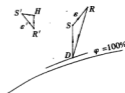


图 3-12 全封闭系统处理过程

程,一般冬季需要去湿。当室内散湿量为零时,热湿比为无穷大,夏季可省去再热过程而只进行冷却,冬季可省去去湿过程而只进行加热。

3.4.4 变风量空调系统(VAV)

变风量系统的送风参数保持不变,用改变风量来平衡负荷变化,同时保证最小新风量,在最小风量时仍能保持气流组织设计的效果,房间风量的调整由末端装置完成,系统总风量调整和各房间或空调区的风量调整同时进行。选择设备时,不是按各房间最大负荷之和而是按各房间逐时负荷之和的综合最大值选取,使设备投资减小,变风量系统的组成,除具有一般全空气一次回风系统的设备外,还必须有末端风量调节装置和自控系统。

1) 系统特点

- ① 系统能自动启动和关断,自动调节各个房间所需的冷热量,设备运行输配功率小、运行费用低。
- ② 可实现多房间温度自动控制,自行调节风量,运行调节方便。
- ③ 对空调分区要求不严格。
- ④ 技术复杂、投资较多。但一般可以做到节省的投资与增加的自控装置的投资大体相抵。
- ⑤ 风量减小时可能影响室内温、湿度的精度。

2) 变风量末端装置

变风量系统的末端装置是系统最重要的设备,常见的有以下几种。

- ① 旁通型。总风量不变,部分空气直接旁通回到吊顶上或回风道内。是一种简单的控制温度的方法,节能效果一般。
- ② 节流型。有气囊型和阀板型两种。气囊型由温控器控制气囊的胀缩,直接调节送风口的风量,或控制气囊阀板的开度,调节各个风口的风量;阀板型由温控器通过电机调节阀板的位置,来调节各风口的风量。
- ③ 诱导型。高速送风(一次风)通过诱导装置射流室内空气形成大量射流,加大了换气次数。在低负荷时减少一次风量。要求一次风静压高,初投资和运行费用比节流型高。一般一次风喷口处的静压不大于 500 Pa。

3) 设计计算

系统设计总负荷按照所有房间逐时负荷之和的综合最大值确定。对于多房间系统,以各房间平均参数(包括热湿比和室内空气温度、湿度等)进行系统的工况分析,根据房间负荷的最大值和最小值来选择送风末端装置。在房间内应有末端装置的控制开关,以便不需要时完全关闭。设备选型要符合变风量调节的功能要求。

4) 自控系统

变风量系统要有一套完善、有效的自动控制系统,自动控制系统的的设计由暖通专业和自控专业共同完成。暖通专业的任务是制定控制方案,提出控制目标,监测参数

及部位、被控对象、控制环节、输入输出变量、精度要求及控制过程,画出控制框图。

3.4.5 风机盘管加新风系统

风机盘管加新风系统属于空气—水系统,是应用最为广泛的系统形式之一。

1. 新风系统的划分方法

① 功能一致的房间可划为同一系统,这些房间对新风的参数和处理过程要求一致。

② 使用时间一致的房间可划为同一系统,便于控制、管理。

③ 空调面积较大时宜分层设新风系统。

④ 高层建筑多楼层功能相同时,可将几层楼划为一个系统,但系统不宜过大,系统过大一方面会影响房间风量的分配,另一方面使用不灵活,也不能实现经济运行。

2. 房间新风的供给方式及其设计工况

1) 新风与风机盘管的出风并联送出或混合送出

风机盘管加新风系统,新风宜接入风机盘管的出风管上,这样能减少通过风机盘管的风量,但是必须每个风机盘管出口都有新风接入才能使新风分布均匀,新风管道对比较大。按夏季新风处理状态不同分为三种典型情况。

(1) 夏季新风处理到室内空气的等焓线上

处理过程如图 3-13 所示。夏季(右侧)新风处理到室内空气的等焓线上的露点 $D1$,风机盘管将室内空气冷却去湿至 $D2$,新风与风机盘管的出风混合于热湿比线上送风状态点 S 。新风不承担室内冷负荷,风机盘管担负全部室内负荷并担负新风的部分湿负荷,风机盘管夏季处于湿工况下运行,常滋生霉菌且不易清除,因此卫生条件不好。冬季(左侧)室内空气由风机盘管等湿加热至 H' 点,再与新风混合于热湿比线上的送风状态点 S' 。

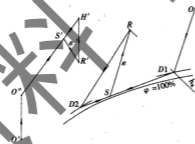


图 3-13 风机盘管系统新风处理到室内空气等焓线的过程

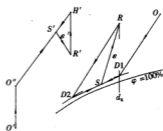


图 3-14 风机盘管系统新风处理到室内空气等含湿量的过程

(2) 夏季新风处理到室内空气的等湿线上

处理过程如图 3-14 所示。夏季(右侧)新风处理到室内空气的等湿度线上的露

点 $D1$ ，风机盘管将室内空气冷却去湿至 $D2$ ，新风与风机盘管的出风混合于热湿比线上送风状态点 S 。新风系统担负新风负荷和室内部分冷负荷，风机盘管担负部分室内冷负荷和全部室内湿负荷，风机盘管处于湿工况下运行，卫生条件不好。左侧的冬季过程同前。

(3) 夏季新风处理到低于室内空气的含湿量值

处理过程如图 3-15 所示。夏季(右侧)新风处理到低于室内空气的含湿量的 D 点，风机盘管将室内空气等湿冷却至 C 点，新风与风机盘管的出风混合于热湿比线上 S 点。新风担负新风负荷和室内全部湿负荷及部分冷负荷，风机盘管担负部分室内冷负荷而不担负湿负荷。风机盘管在干工况下沿等湿线运行，不滋生霉菌，卫生条件好。由于新风温度较低，需要较低温度的冷水，而风机盘管要使用高于室内空气露点温度的冷水，以保证风机盘管的干工况运行，冷水温度一般应为 $16\sim 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

因此，风机盘管使用深井水等天然冷源就成为可能，为节能创造了条件。左侧的冬季过程同前。此种形式欧美国家应用较广泛，国内应用尚处于开发和推广阶段。

2) 新风与室内空气混合后再经风机盘管处理

新风送入风机盘管进风侧，即新风与室内空气混合后再经风机盘管处理，然后送入室内。处理过程如图 3-16 所示。夏季(右侧)新风处理到室内空气的等焓线上的露点 D ，先与室内空气混合于 M 点，风机盘管将室内空气由 M 点冷却去湿至送风状态 S 点。新风不担负室内冷负荷，风机盘管担负全部室内负荷并担负新风的湿负荷。左侧为冬季过程，对应于夏季也有一个新风与室内空气混合的过程，混合点为 M' ，然后由风机盘管加热到逆风状态点 S' 。

当利用顶棚回风并且顶棚内没有排风口时也可以将新风送入顶棚，这种形式系统简单，安装方便。其主要缺点如下所述。

- ① 室内空气与新风混合，降低了风机盘管的进风温度，影响盘管的冷却能力。
- ② 增大了风机盘管的处理风量，增加了噪音。

3. 风机盘管与风口布置

风机盘管与送回风口一般采用一对一布置，当用顶棚回风时回风口可相对集中。

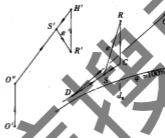


图 3-15 风机盘管系统新风处理到低于室内空气含湿量的过程

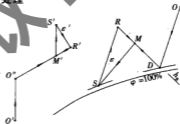


图 3-16 新风与室内空气混合后进入风机盘管的处理过程

采用散流器顶棚送风时风机盘管的风压需要克服短管和风口的阻力,因此风机盘管应采用高静压型;采用无短管百叶风口侧送风,且无回风短管时可采用标准(零静压)型;噪声标准要求较高时,应采用带回风箱并直接连接回风口的风机盘管,宜采用消声散流器。回风口可与风机盘管连接,也可以利用顶棚回风,利用顶棚回风可以减少风道,但顶棚内的电气线路和灯具的发热量会增加风机盘管的冷负荷。

3.4.6 冷剂式空调系统

冷剂式空调系统由制冷剂直接担负房间负荷,也称作机组式系统。冷剂式系统属于分散式空调系统。系统中设备、部件由厂家按规格系列成套生产,用户根据房间冷负荷直接选用即可,不需要对机组设备进行详细计算。冷剂式空调系统具有系统简便、占用空间少、运行调节自动化程度高等优点,特别适用于旧建筑空调改造工程和小规模建筑。主要缺点是制冷性能系数小(2.5~3)、不能多工况运行,使用寿命短等。这一技术经历了由整体式机组到分体式机组,由房间独立系统到全楼 VRV 系统的发展过程。常见的系统形式有房间空调器、单元式空调机系统、变制冷剂流量(VRV)空调系统、水环热泵空调系统等。

1. 房间空调器

房间空调器分为单冷式和热泵式。

1) 房间空调器类型

(1) 窗式空调器

窗式空调器装在窗台上,单冷式空调器的蒸发器在室内侧,冷凝器在室外侧。热泵式窗式空调器的冷凝器和蒸发器冬夏季交替使用。制冷剂通过四通换向阀改变流动方向。

(2) 分体式空调器

分体式空调器的冷凝器、压缩机设在室外,蒸发器设在室内。热泵式分体式空调器的工作原理与窗式空调器相同。目前的分体式空调器产品一般要求室内机与室外机之间的制冷剂管道长度不超过 10 m,室内机与室外机之间的高差不超过 5 m。

(3) 一台室外机联多台室内机系统

一台室外机联多台室内机系统又称一拖多系统,也称多联机系统。

2) 房间空调器的选用

(1) 容量选择

单冷式空调器按房间冷负荷选择空调器容量,一般使标称制冷量大于或等于房间冷量即可。选用热泵式空调器时标称制冷量和制热量应同时满足冬、夏季供热量和供冷量要求。没有负荷计算条件时可采用当地冷、热负荷指标进行选择。

(2) 运行参数

冬季采用热泵供暖时需要注意,热泵式房间空调器冬季运行时受室外空气温度的限制,氟里昂制冷剂的蒸发温度为 0~7℃,一般在室外空气干球温度不低于 7℃、

湿球温度不低于 6°C 时能够正常运行,低于此温度时就会明显降低制冷性能系数,甚至会停机。长期在低温下运行蒸发器会频繁结霜,增加除霜的成本。因此,严寒地区不能把热泵空调器用于整个冬季的供暖,但可以用于供暖期前后的补充供暖。

2. 单元式空调机组

单元式空调器机组自带冷源设备,是由空气处理设备、制冷设备、风机和控制系统组成的单元整体式机组,是公共建筑和工业建筑中的常用设备。单元式空调机组结构紧凑、占地面积小、调节灵活、安装和使用方便。这里介绍两种典型的单元式空调机组。

1) 热泵式室内空调机

热泵式空调机夏季供冷冬季供暖,带有水侧换热器作为蒸发器或冷凝器。以水为冷、热源,常用于水源热泵空调系统和水环热泵系统。

2) 屋顶式空调机组

屋顶式空调机组是一种较大型的单元整体式机组,直接处理空气。一般由压缩冷凝段、蒸发过滤段、送风段三段组成。该机组自带风冷式冷凝器,不需要冷却水系统。机组自动化程度高、制冷量大、可靠性高。

3. 变制冷剂流量空调系统

变制冷剂流量系统简称VRV系统,以制冷剂作为热传递介质。制冷剂热容量约是水的10倍或空气的20倍,因此管路尺寸很小,同时可根据室内负荷的变化进行容量调节,使得系统能在高效率工况下运行,是一种节能型的空调系统。VRV系统可以由组合模式成为较大容量、灵活多变的系统。输送管道断面尺寸小,不需很大的机房面积,维修、管理费用低。目前,VRV系统规模已经达到上万平方米的空调面积。特别适用于改建工程。

目前的VRV系统,有热回收型、热泵型和单冷型系列。热回收式系列可用于有空调内区的建筑,实现同时对周边区供暖和内区供冷,回收内区的热量。

1) VRV系统组成

VRV系统由室外机、室内机、制冷剂配管、自动控制系统组成。图3-17为典型的变频控制VRV系统。室外机中的压缩机可实现变频调频,根据冷负荷的变化自动调节制冷剂流量。室内机有壁挂式、立柜式、卧式等。用几种规格的室外机可组成各种容量的空调系统。功能机连接所有室内机的液体、气体总干管并分别接到标准室外机上,平衡各台压缩机的压力和润滑油量。

2) 安装要求

目前VRV系统室内外配管最长为150m,室外机和室内机间最大高差50m,室

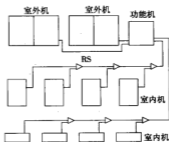


图 3-17 VRV 系统示意图

内机之间的高差最大为 15 m, 室外机之间、室外机与功能机之间的最大高差 4 m。图中 RS 是配管接头的分支连接装置。

3) 新风供给方式

VRV 系统的新风供给方式有以下几种。

① 室内机自吸新风。系统设置新风总管, 通过分支管连接室内机, 由室内机吸入, 新风负荷由室内机承担。室外气温太低时容易冻坏设备, 因此寒冷地区不宜采用这种系统。

② 利用 VRV 系统的专用室内机处理新风, 通过管道送到每个房间。

③ 采用热回收式新风系统, 回收排风系统的冷(热)量, 预冷(热)新风。

④ 采用独立的分体式新风机组, 通过风道供给新风。

4. 水环热泵空调系统

水环热泵空调系统也称“加利福尼亚系统”, 是建筑物内部不同部位的小型热泵机组与共用水环管路的联合应用形式, 是用以回收建筑物内部余热的热泵空调系统, 其节能效益显著。

1) 系统的组成

图 3-18 是典型的水环热泵空调系统原理图。水环热泵空调系统由室内水源热泵机组、水循环管路、热源、排热设备、蓄热装置等组成。

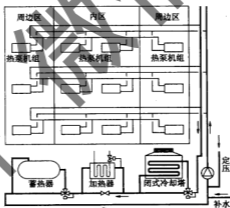


图 3-18 水环热泵空调系统原理图

(1) 室内水源热泵机组

室内水源热泵机组有卧式、立式等形式, 担负房间或整个空调区的供冷或供暖空调任务。室内热泵机组根据房间负荷变化情况选择向房间供冷或供热。在周边空调区内的机组夏季供冷, 冬季供热, 春秋过渡期供冷、供热交替运行, 有时不供冷也不供热。在空调内区的机组, 一般为全年供冷。机组供冷时将热量排入水环管路系统,

机组供热时则从水环系统取出热量送入房间。如果确定某些机组为全年供冷,则可以选用单冷式空调机组。

(2) 水循环管路

全部室内水源热泵机组都由一个水循环管路连接。水循环管路的任务是使流过空调机组的循环水量达到设计值,以确保机组的正常运行。管道的布置,一般尽量采用同程系统。用于调节、控制、维修的管道部件的要求与普通空调管路相同。一般室内管路可以不做保温处理。

(3) 热源

水环热泵系统的热源一般是水加热设备,包括电热锅炉、燃油(气)锅炉、水—水换热器、汽—水换热器等。也可以将空气电加热器安装在水源热泵机组内。水环路中的蓄热设备可以减少热源的高峰负荷,但是设计计算时仍然要在最大负荷条件下选择加热设备的容量,以满足最不利天气情况的运行要求。

(4) 排热设备

排热设备一般采用冷却塔。水环路必须是闭式系统以保持水的清洁,因此宜采用闭式冷却塔。当采用普通的开式冷却塔或自然水源时与水环路应采用换热器进行间接连接。与热源设备相同,设计计算时要按最大负荷选择冷却塔的容量。

(5) 蓄热容器

蓄热容器用来平衡内区机组排入水环路热量与周边区机组从环路中提取的热量,可以降低冷却塔和水加热器的总耗能。

2) 运行工况分析

根据空调负荷变化情况,水源热泵系统总的工况可能是供热也可能是供冷工况。

(1) 夏季工况

全部机组处于制冷工况,向水环路放热,冷却塔全负荷运行,管路中水温维持在 35°C 以下。

(2) 春、秋季或夏季特殊天气工况

当大部分热泵机组制冷,使循环水温度上升(一般达到 32°C)时,冷却塔开始低负荷运行,旁通管调节流经冷却塔的水流量;当大部分机组制热,循环水温度下降(一般达到 13°C)时,开始投入部分加热器。如果水温能维持在 $13\sim 35^{\circ}\text{C}$ 范围内,冷却塔和加热装置均停止运行。

(3) 冬季工况

冬季在一般建筑物中可能所有的水源热泵机组均处于制热工况,当建筑中有空调内区时,内区空调机组仍然在供冷,内区机组排入水环系统的热量与周边区机组提取的热量相抵消。冬季水环系统达到最大热负荷,全部加热器投入运行,保持水温不低于 13°C 。

当大型建筑中有空调内区时,内区具有全年性冷负荷。在过渡季甚至冬季,如果周边区的热负荷与内区的冷负荷相近,水环路中的得热量与失热量相近,水环系统的

水温维持在 $13\sim 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内的时间就会延长,水环热泵系统的节能效益将更加明显。

3) 水环热泵空调系统的控制

(1) 热泵机组的控制

控制内容包括供暖与制冷工况的转换、送风温度、室温设定、压缩机和风机运行状态诊断、停机和启动保护等。机组的控制与保护系统属于机组配套设施,由生产厂家完成。

(2) 冷却塔的控制

冷却塔的控制内容有风扇的开停、淋水系统的开闭、水管路旁通阀的开度等,均根据水环管路的水温进行控制。

(3) 加热设备的控制

水加热设备也是通过检测回路水温进行控制。当采用电加热器时,可控制电流大小,或对电加热器分档投入;当采用燃气(油)锅炉时,可对燃烧器的燃料供应量和燃烧时间进行控制。

(4) 蓄热容器的控制

可通过三通阀来调节环路水和蓄热容器中水的混合比来维持水管路的水温。

3.4.7 温湿度独立控制系统

1. 热湿联合处理空调系统的主要问题

热湿联合处理的空调系统即目前普遍采用的传统空调方式。传统空调方式大都是通过空气冷却器对空气进行冷却和除湿的,这种方式存在如下问题。

① 能源浪费。冷负荷中大部分是可以采用高温冷源进行处理的,而热湿联合处理的空调系统中所有冷负荷都用低于室内空气露点温度的冷水进行处理,造成了能量利用品位上的浪费。当处理后的空气温度过低时还需要再加热,造成了能源的进一步浪费。

② 湿度难以控制。建筑物实际需要的热湿比变化范围较大,而冷凝除湿方式往往难以满足湿度要求。例如当室内空气被处理后湿度仍然过高时,不得不通过降低室温来改善热舒适,造成能耗的增加。

③ 室内空气卫生条件差。冷凝除湿方式是在湿工况下运行,空调系统会繁殖和传播霉菌;冷水管路结露现象较多。

2. 温湿度独立控制系统

温湿度独立控制是由新风系统担负换气和除湿任务,由其他系统以独立的温度控制方式担负显热负荷。

1) 温湿度独立控制的优点

① 排除显热负荷的系统可以使用高温冷源,可以避免常规空调系统中用低温冷源处理高温空气所带来的高品位冷源的损失。

② 由于温度、湿度分别采用独立的控制系统,可以满足不同房间热湿比不断变化的要求,可以避免常规空调系统中室内湿度过高(或过低)的现象,也避免了因为湿度过高而不得不降低室温的冷量损失。

③ 由于室内设备的供水温度高于室内空气的露点温度,处理设备均为干工况运行,没有霉菌滋生,管路也不存在结露的危险。

2) 温湿度独立控制系统的组成

温湿度独立控制空调系统由处理显热的系统与处理潜热的系统组成,两个系统独立调节,分别控制室内的温度与湿度,如图 3-19 所示。



图 3-19 温湿度独立控制空调系统

(1) 显热处理系统

显热处理系统由高温冷源(冬季热源)、末端装置和水输送管路组成。显热系统的冷水供水温度不是传统的冷媒除湿空调系统中的 7°C ,而是提高到 18°C 左右,从而为天然冷源的使用提供了条件。即使采用机械制冷方式,制冷机的性能系数也有大幅度的提高。消除余热的末端装置可以采用辐射板、干式风机盘管等多种形式。根据清华大学的研究结果,当室内设定温度为 25°C 时,采用屋顶或垂直表面辐射方式,即使平均冷水温度为 20°C ,辐射表面仍可排除显热 40 W/m^2 ,这已基本满足多数类型建筑排除围护结构和室内设备发热量的要求。由于不存在凝水问题,使用干式风机盘管时可采用灵活的结构和安装方式。

(2) 潜热处理系统

潜热处理系统由新风处理机组、送风末端装置和新风管路组成。由于不需要控制温度,新风的处理可采用各种节能高效的方法。新风系统可以根据人员变化情况采取变风量送风方式,并且可通过置换送风的方式从下侧或地面送出,也可采用个性化送风方式直接将新风送入人体活动区。

(3) 空气处理过程

当采用冷却除湿方式处理新风时,空气处理过程与图 3-15 相同;当夏季采用吸收除湿方式处理新风时,新风状态处于饱和湿度线上方。风机盘管、辐射板等末端处理显热可用 $16\sim 20^{\circ}\text{C}$ 的冷水,用深井水或冷水机组供冷均可。

3.4.8 空调系统内的空气温升问题

当处理后的空气经过管道送入房间或房间回风被送到空调机房时,由于通过管壁的传热,送冷风时会产生升温,送热风时会产生温降,这些温升(降)称作管道温升(温降)。在空调机组内,按空气流动方向,如果风机在空气处理设备之后,被处理过的空气会产生温升,或者空气经过回风机时也会产生温升,这称作风机温升。风管温升(降)应通过传热计算确定,风机温升一般考虑 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。冬季送热风时风机温升可作为安全余量不必考虑。为了简便起见,在前面的讨论中没有考虑这些因素,在实际工程设计中,对夏季工况(内区为全年工况)进行分析计算时应将上述温升考虑在内。在 $h-d$ 图中的温升表示为沿等湿线上升一段温差。

图 3-20 是图 3-3 过程的实际过程, $R-R'$ 是回风机和回风管道的温升, $D-S$ 是送风机和送风管道的温升。在风机盘管加新风系统中,新风也会有温升。

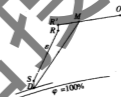


图 3-20 一次回风系统露点送风实际处理过程

3.5 气流组织设计

气流组织设计的任务是使室内空气合理流动,将温度、湿度、流速、污染物浓度等指标控制在规定值范围内,气流组织效果决定了空气调节的质量。

3.5.1 气流组织要求

舒适性空调和工艺性空调对室内空气状态参数、空调质量、空调精度有不同的要求,而空调效果要靠适宜的气流组织形式来保障。对气流分布的要求是针对工作区而言,舒适性空调的工作区一般是指距地面 2m 以下的空间,工艺性空调的工作区由工艺设计确定。一般空气调节各种类型和精度对气流组织的要求如表 3-10 所示。

表 3-10 气流组织要求

空调类型	室内温度 t / $^{\circ}\text{C}$	相对湿度	空调精度	最小换气次数 (次/小时)	推荐送风方式	最大送风 温差/ $^{\circ}\text{C}$	工作区最大 风速/(m/s)
舒适性空调	冬季 18~22	40%~60%	$\pm 1.0^{\circ}\text{C}$	宜 ≥ 5 次,(高大房 间计算确 定)	侧面上送;散流器平 送、下送;孔板下送;条 缝风口下送;喷口或旋 流风口侧送或下送;下 送上回(置换送风)	送风高度 $\leq 5\text{m}$ 时宜 ≤ 10 ; > 5 m 时宜 ≤ 15	冬季 0.2, 夏季 0.3
	夏季 24~28						

续表

空调类型	室内温度 /℃	相对湿度	空调精度	最小换气次数 (次/小时)	推荐送风方式	最大送风温差/℃	工作区最大风速/(m/s)
工艺性 空调	由工艺设计确定	由工艺设计确定	允许波动值 > 1℃	≥5 (高大房间除外)	贴附侧送; 散流器平送	6~10	冬季 0.2, 夏季 0.5
			±0.5℃	≥8	贴附侧送; 密集散流器上送; 孔板上、下送; 孔板侧送	3~6	
			±0.2℃	≥12		2~3	

3.5.2 气流组织形式

1. 空调区空气流动模式

气流组织设计要根据工艺要求确定空调区的空气流动模式, 气流模式大致有以下三种。

- ① 单向流——空气流动方向保持不变, 分垂直单向流和水平单向流(层流)。
- ② 非单向流(乱流), 空气流动的方向和流速在不断变化。
- ③ 混合流。

2. 气流组织形式

空调区的空气流动模式确定后, 就可以根据流场要求确定送风方式及气流组织形式。以下是几种典型的气流组织形式及特点。

1) 侧送侧回式

包括上侧送下侧回、上侧送上侧回、中侧送下侧回上侧排、孔板侧送侧回等几种形式, 如图 3-21 所示。

上侧送下侧回、上侧送上侧回、中侧送形式属于乱流, 其工作区处于回流区, 送风采用百叶风口, 可配对开多叶调节阀。其特点是温度场、速度场均匀, 适用于室温允许波动范围为 ±1℃ 的一般舒适性空调和允许波动范围为 ±0.5℃ 的工艺空调。送风出口风速宜取 2~5 m/s, 用于贴附射流时宜采用可调双层百叶送风口, 回风可用固定式百叶风口。

孔板侧送侧回风属于水平单向流, 其温度、风速均有严格要求。特点是出风速度小、送风温差小、温度场和速度场均匀, 工作区流速一般为 0.2~0.3 m/s。适用于室温允许波动范围为 ±0.2℃ 的工艺性空调。

2) 上送式

包括散流器上送上回、上送侧下回、孔板上送上回、孔板上送侧下回等几种形式, 如图 3-22 所示。

散流器有平送式和下送式, 散流器的出风边线与中心线的夹角大于等于 45° 时为平送型, 小于 45° 时为下送型。在采用上送下回或侧下回时用平送式; 在采用上送上回或上侧回时, 当房间顶棚净高不高于 3 m 时适用于平送型, 高于 3 m 时应考虑

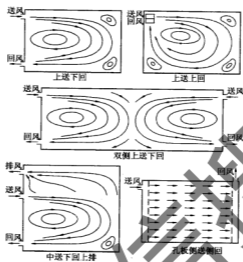


图 3-21 侧送侧回式气流组织剖面图

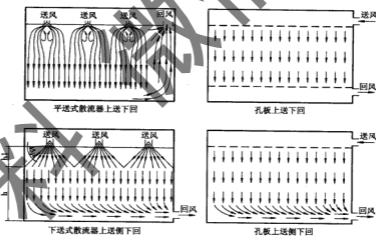


图 3-22 上送式气流组织剖面图

用下送型。散流器上送上回、上送侧下回的工作区处于流场的直流和回流两种气流中,但其风速都必须小于 0.5 m/s ,一般为 $0.2 \sim 0.3 \text{ m/s}$ 。特点是温度场、速度场均匀,适用于室温允许波动范围为 $\pm 1^\circ\text{C}$ 的舒适性空调和允许波动范围为 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 的

工艺空调。采用下送型散流器时风口布置较密集,可用于净化空调。送风颈部风速宜取 $2\sim 5\text{ m/s}$ 。

孔板上送下回属于垂直单向流,孔板上送侧下回上部属于垂直单向流,下部为乱流,其温度、风速均有严格要求。其特点是出风速度小、送风温差小、温度场和速度场均匀。工作区流速一般为 $0.2\sim 0.3\text{ m/s}$,适用于室温允许波动范围为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的工艺性空调。

3) 喷口送风

喷口送风一般为侧送下回,送、回风口布置在同侧。特点是送风速度高,射程长,工作区新风分布、温度场和速度场分布均匀。工作区流速一般为 $0.2\sim 0.3\text{ m/s}$ 。适用于室温允许波动范围为 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高大建筑空调中。送风口宜为收缩型喷口,喷口直径宜取 $200\sim 800\text{ mm}$;送风出口风速宜取 $4\sim 10\text{ m/s}$;送风温差宜为 $8\sim 12\text{ }^{\circ}\text{C}$;送风口高度一般为 $6\sim 10\text{ m}$ 。送风口应有一定的倾斜角度,送冷风时向上倾斜角为 $0\sim 15^{\circ}$,送热风时向下倾斜角大于 15° 。

4) 条缝送风

条缝送风常采用条缝型送风口上送或侧送,下部回风。条缝送风口的长、宽比大于 20,由单条缝、双条缝或多条缝组成,出流方向分单面流和双面流两种。其风速衰减快,条缝叶片可以调整角度以实现贴附平送或下送流型。风口可装在顶棚,也可以装在侧墙上。送风出口风速宜取 $2\sim 5\text{ m/s}$ 。特点是送风量、速度衰减较快,工作区温度速度分布均匀,工作区流速一般为 $0.25\sim 0.5\text{ m/s}$ 。适用于室温允许波动范围为 $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的民用建筑和工业厂房(纺织厂)的一般空调,在公共建筑中可以与灯具配合布置。

5) 旋流风口送风

采用旋流风口装在侧墙或顶棚,侧下回风。送出的气流是旋转射流。特点是送风速度、温差衰减快,工作区风速、温度分布均匀,可用大风口作大流量送风,也可用大温差送风,送风系统简单、投资少;可直接向工作区或工作地点送风。适用于室温允许波动范围大于 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高大房间,如候车室等。

3.5.3 风口的选择和布置

气流组织是通过送、回风口来实现的,因此送风口和回风口的正确选择和布置十分重要。

1. 送风口

1) 送风口的形式及应用

送风口的形式及应用如表 3-11 所示。

表 3-11 常用空调送风口

风口名称	材质	安装位置	应用气流组织模式	备注
单层百叶风口	铝合金	侧面	侧送风	分固定式、可调式
双层百叶风口	铝合金	侧面	侧送风	分固定式、可调式
平送型散流器	铝合金	顶棚	顶棚送风	净空高度不宜大于 3 m
下送型散流器	铝合金	顶棚	顶棚送风	净空高度大于 3 m
线形散流器	铝合金	顶棚	顶棚送风	可调
孔板	铝合金、铝塑板	顶棚、侧面	平行单向流	
喷口	铝合金、不锈钢	房间侧面、端部	喷口侧送风	方向可调
旋流风口	铝合金、不锈钢	房间侧面、顶部	侧送、上送风	适用于净高大于 6 m

2) 送风口的布置

(1) 侧送风百叶风口

侧送风百叶风口通常装在送风管道上,当用于上侧送风时,尽量贴近顶棚,以较好地形成贴附射流。为保证工作区处于回流区,对房间净空高度有一定限制,房间最小净高 H' (m)按下式确定:

$$H' = h + 0.07x + s + 0.3 \quad (3-65)$$

式中 h ——工作区高度,一般可取 2 m;

x ——射流长度,一般为由风口到达距对面墙面 0.5 m 处的长度,采用等射程双侧送风时为到达距房间中心线 0.5 m 处的长度;

s ——风口底部距顶棚的高度,一般可取 0.5 m;

0.3——安全余量, m。

当房间高度小于式(3-65)计算值时不宜采用侧送风形式。送风口的数量和水平间距由计算确定,原则是风口间距接近射流末端的有效断面直径。

(2) 散流器

散流器的水平射程在 1.5~4 m 范围内是常见的,因此布置尺寸十分灵活。平面布置主要考虑噪声控制及建筑构造与装饰协调问题,散流器平面位置尽量与建筑柱网和造型相协调,这样不但布置快捷、方便、美观,还可以避免散流器的出风过多地被遮挡。

散流器出风方向不能有永久遮挡物,散流器可对称布置或梅花形布置,每个散流器的服务区域宜为正方形或接近正方形,该区域长宽比不宜大于 1:1.5,散流器中心轴线与侧墙距离一般不小于 1 m;送风水平射程与到达工作区的垂直射程(即由顶棚到地板面标高 2 m 处之距离)的比值宜在 0.5~1.5 之间,平送射流末端轴心速度要求为 0.2~0.4 m/s,末端轴心温差与送风温差之比应小于 0.12。当需要靠墙面或靠

墙角布置时,应选用三面出风或两面出风散流器。散流器的噪声水平主要与散流器的出风流速和结构有关,选择散流器时按产品资料提供的噪声强度来控制颈部风速。下送式散流器平面布置密度比平送式要大些,主要取决于出风角度和房间高度。当顶棚静高超过3m时,宜采用可调式散流器,夏季气流为平送,冬季改为下送式。

(3) 送风孔板

孔板送风多用于单向流或以单向流为主,换气次数多,应尽量降低送风高度以减少送风量。

(4) 送风喷口

喷口送风包括普通喷口和旋流喷口,应尽量选用收缩型风口,可以起到较好的诱导效果。风口应设在房间高度的中部或中部偏上,保证送风气流为自由射流。风口的位置和断面尺寸应进行校核计算。

(5) 旋流风口

旋流风口布置在顶棚,应尽量布置在人员活动区,风口间距根据房间高度和工作区风速要求通过计算确定。

2. 回风口

空调区内的回风口附近可以看作是一个汇流场,风速沿径向变化很快,一般认为以风口中心为圆心,半径为2m以外的风速已接近工作区风速。当回风口远离送风口时,对气流组织的影响很小,在一般空调系统中,只要方位合理,回风口集中布置也能满足气流组织要求,而不必均匀分散布置。在空调精度要求较高时,应采用多回风口均匀布置。

1) 回风口的选择和布置

① 回风口不应设在送风口的射流区内,宜离开射流末端2m以外。

② 回风口应尽量避开人员长时间停留的地点,以保证人员停留处的空气质量和流速符合要求。

③ 对于上送风和地面送风的系统,室温允许波动范围在 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 以内的空调场所,宜采用双侧多风口均匀回风;允许波动范围在 $0.5\sim 1^{\circ}\text{C}$ 的空调场所,回风口可集中布置;允许波动范围超过 1°C 且室内参数相同或相近的多房间空调系统,可采用走廊回风。

④ 采用孔板顶棚送风时,回风口宜设在下部;采用散流器上送时可采用顶棚回风或下部回风;采用顶棚回风时,宜优先采用与照明灯具组合成一整体的回风口。

⑤ 采用侧送风时,回风口应设在送风口的同侧。采用上侧送下侧回时,回风口宜与送风口对应布置。

⑥ 回风口的风量应能调节,可采用带有对开式多叶阀的回风口,也可在回风管道上设调节阀。

2) 回风口的吸风速度

回风口的吸风速度主要考虑舒适感、防尘、噪声影响等因素,可按表3-12确定。

表 3-12 回风口吸风速度

回风口位置	吸风速度/(m/s)
上部回风	4.0~5.0
不经常有人停留地点的下部回风	3.0~4.0
经常有人停留地点的下部回风	1.5~2.0
走廊下部回风	1.0~1.5

3) 常用回风口的形式

常用回风口的形式有单层百叶风口、固定百叶格栅风口、网栅风口、孔板风口等,采用散流器送风顶棚回风时,为了外观协调还可采用外形仿散流器的顶棚回风口。也有与过滤器组装在一起的条缝活芯回风口。

3.5.4 气流组织的设计计算

室内气流组织设计的基本方法是:先确定气流组织方式并布置空气分布设施,然后对室内空气分布情况进行分析预测,以验证气流组织的合理性。目前可行的室内空气分布预测方法主要有四种:射流理论分析、模型实验、区域模型、数值模拟。其中前三种是传统的气流组织设计方法,数值模拟是基于计算流体力学(Computational Fluid Dynamics; CFD)方法进行的。

1. 传统的气流组织设计方法

(1) 射流理论分析方法

射流理论分析方法是采用射流理论表达式对空调送风口射流轴心风速、温度、射流轨迹等进行预测。有关资料、教材和设计手册都提供了这种设计方法,包括侧送风口、散流器、孔板送风、喷口送风等。这种方法简便、经济实用,因此是传统设计方法中的主要形式。但由于所采用的射流计算公式是基于理想条件下的理论分析或实验得到的,对于复杂多变的建筑空间常常是不适用的,射流分析结果也只是集总性参数信息,无法得到室内气流分布的详细情况。

(2) 模型实验

模型实验是应用相似理论,采用一定比例的空调房间相似模型,用过测量手段对室内空气分布进行预测和模拟。模型实验是最为精确的方法,但是所需的实验周期长,实验费用和实验模型造价昂贵,只能用于特殊工程和场所。

(3) 区域模型(Zonal Model)

将房间划为一些有限区域,认为每个区域内的空气参数相等,相邻区域间存在热质交换,建立质量和能量守恒方程,进而研究房间的温度分布及流动情况。这种方法较之射流理论分析能得到相对精确的空气分布参数,但仍然是集总性信息。

2. 应用 CFD 方法进行气流组织设计

依据室内空气流动的数学、物理模型,将房间划为微小的控制体,将空气流动的

连续性微分方程组离散为非连续的代数方程组,根据实际的边界条件在计算机上进行数值求解。该方法可得到详细的空气分布数据,还可提供空气分布模拟图,实质上代替了复杂而昂贵的实物模型实验,是一种科学、有效、便捷的手段。CFD方法的准确性和可靠性主要取决于数学模型和边界条件的正确与否,目前还没有完整的室内湍流理论,因此此方法仍然处于推广和完善阶段。

3. 气流组织设计方法的选择

不同的气流组织设计方法比较如表 3-13 所示,设计者可根据实际情况选择。

表 3-13 气流组织设计方法比较

比较内容	设计方法			
	射流公式	模型实验	区域模型	CFD
房间复杂程度	简单	基本不限	较复杂	基本不限
对经验参数的依赖	几乎完全依赖	不依赖	很依赖	较少依赖
成本	最低	最高	较低	较高
设计或预测周期	最短	最长	较短	较长
结果的完备程度	简略	较详细	简略	最详细
结果的可靠性	差	最好	差	较好
实现的难易程度	很容易	很难	很容易	较容易
适用性	机械通风	机械和自然通风	机械和自然通风	机械和自然通风

3.5.5 分层空调气流组织

为了节省能量,高大空间空调一般采用分层空调,即下部使用空调,上部不使用空调。

1. 气流组织形式

常用的分层空调气流组织形式及其特点如下。

1) 空调区、非空调区各自独立工作

空调区用空调机组或集中送风,下部 100% 回风;由高侧窗自然进风,屋顶机械排风,以排除上部热量,冬季可停止运行,非空调区上部散热量很少时可不考虑排风。优点是:上部非空调区的排风不消耗空调区的冷量,上部和下部气流不交叉。缺点是:污染工作区;上部进风量较大;屋顶排风设备投资大;密封性差。

2) 空调区、非空调区联合工作

空调区集中送风,下部 80% 回风,20% 空调排风进入非空调区,非空调区高侧窗自然进风,屋顶机械排风。优点是:气流组织简单,设备费用低;利用空调排风冷量排除上部热量;有害气体、烟尘向上排走,工作区污染少。缺点是:冬季温度梯度大,耗

热量增加,气流交叉。

3) 空调区、非空调区由水平风幕隔断

集中送风,下部 100% 回风,中部空气幕水平送风,冬季阻止热气流上升,夏季减少上部热空气混入送风射流中,其效果取决于空气幕的风量风速和温度。适用于有害物和烟尘少的场合。

2. 分层空调送风口的要求

送风角度应调节方便,使夏季能进行水平送风,冬季能进行向下斜送风,下倾角度大于 30° 。对于集中空调系统或带风管的空调机组,需考虑设置能使各个风口均匀送风的调节装置。

3. 分层方式

分层空调应以送风口中心作为分界面,分界面以下的空间为空调区,分界面以上的空间为非空调区,分层高度越低越节能。对于舒适性空调,空调区的高度应保证回风区不低于 2 m 高。

3.6 空调水系统

空气调节水系统包括冷冻水系统和冷却水系统。

3.6.1 空调冷冻水系统

1. 空调冷冻水系统的分类

1) 按是否与大气接触分类

按是否与大气接触分类,有开式系统和闭式系统。

开式空调冷水系统管路中设有贮水箱或水池,采用自流回水,管路与大气相通。开式系统常用于喷水室空调系统,对于表冷器空调系统当需要蓄冷或冷冻机调节能力差时也可采用开式系统。其优点是开式水箱有一定的蓄冷能力,可以增加系统能量调节能力,减小冷水温度波动。缺点是冷水与大气接触,易腐蚀管路;循环水泵需要克服静水压力,耗电量大;采用自流回水,回水管径大,投资高。

闭式循环系统是管路内的水不与大气接触,在系统最高点设膨胀水箱或在地面设补水、定压装置的系统。高层建筑宜采用闭式系统,热水系统一般均为闭式系统。其优点是管道与设备不易腐蚀;不需要循环水泵为其提供静水压力,所需扬程小,节省电能;没有中间贮水箱,系统简单,节省建筑空间,节省投资。缺点是蓄冷能力小,低负荷时冷冻机启动频繁;系统的补水有时需另加补水泵。当空调系统采用风机盘管、诱导器和水冷式表冷器作冷却设备时,冷水系统宜采用闭式系统。由于闭式系统有较好的蓄冷能力,冷冻机的能量调节应能满足空调负荷的变化,一般空调系统的负荷变化在 100%~20% 之间,在选用冷冻机台数和单台的能量调节时要考虑此问题。

2) 按管道数量分类

对于风机盘管、诱导器、冷热共用表冷器的供回水分为两管制、三管制和四管制。系统只有两条管称为双管系统，一条供水管，一条回水管，夏季供冷水，冬季供热水。整个水系统各个房间同时加热或同时降温，可以按季节进行冷却和加热的转换时，应采用两管制闭式系统。

系统有两条供水和一条回水管道，其中一条供水管供冷水，另一条供水管供热水，冷热水共用一条回水管，称为三管制系统。三管制系统的冷热损失大，控制较复杂，一般不采用。

系统有两条供水和两条回水管道，其中一对供回水管供冷水，另一对供回水管供热水，称为四管制系统。当冷却和加热工况交替频繁或不同房间同时要求冷却和加热时，应采用四管制系统。

3) 按循环水量是否变化分类

按循环水量是否变化可分为定水量系统和变水量系统。

空调水系统中循环水量为定值，或夏季和冬季分别采用两个不同的定水量，负荷变化时，减少制冷量或热量，改变供、回水温度，称为定水量系统。定水量系统简单，运行较稳定。缺点是水量按最大负荷确定，大多数时间供水量都大于所需要的水量，水泵能量浪费大。定水量系统适用于间歇性空调和空调面积较小的系统。

当空调负荷变化时，以改变供水量的方式进行调节的系统为变水量系统。变水量系统的水泵能耗随负荷变化而变化，系统的最大水量可按综合最大负荷计算，管路和水泵的初投资较低，但需要较复杂的自控系统。

4) 按系统用水点之间的路程远近分类

按系统用水点之间的路程远近可分为同程式和异程式。同程式系统通过每一用户的供、回水管路长度基本相同，异程式系统则相反。同程式系统容易实现水力平衡，当用水点很多时宜采用同程式。异程式系统比同程式减少了回程的管路，节省投资和水管占有的空间，用水点很少时可采用同程式。对于外网，各大环路之间或用户之间可采用异程式。

5) 按循环水泵的设置分类

按循环水泵的设置可分为单级泵系统和双级泵系统。

冷、热源侧与负荷侧合用一组循环水泵为单级泵系统。该系统简单，初投资少，缺点是不能分区调节水泵扬程，输送能耗大。当供水分区系统之间阻力相差悬殊时应采用分区单级泵系统。

冷、热源侧与负荷侧分别配备循环水泵。优点是可实现水泵变流量、节能节省输送能耗，能解决供水分区阻力差别大的问题。缺点是系统复杂、初投资较高。

2. 典型的空调水系统图式

1) 开式空调水系统

图 3-23 是重力回水开式系统。常用于有喷水室的空调系统。喷水室水池的水

经溢流管靠自重流入中间水箱,再经水泵送至冷水设备的蒸发器,然后送入喷水室。水箱—水泵—蒸发器—喷水室管路内为压力流;喷水室—水箱管路内为无压力流。冷水循环泵的扬程需要克服水箱液面到最高喷水室液面之间的高差。中间水箱的主要功能是收集系统的回水,兼有一定的蓄冷(热)作用。

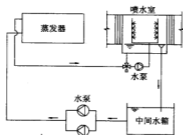


图 3-23 重力回水开式系统

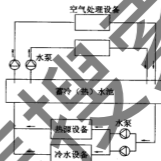


图 3-24 蓄冷(热)开式系统

图 3-24 是有蓄冷池的开式冷水系统。该系统设有专用蓄冷水池,用以稳定水温。无论是表冷器、风机盘管、诱导器系统,还是喷水室系统,需要蓄冷时均可采用这一形式。这一系统形式除具备图 3-20 所示系统的特点之外,还具有较好的蓄冷性能。

2) 闭式空调水系统

图 3-25 为单级泵定流量系统。系统循环水量不变,通过调节供水温度调节系统的供冷(热)量。空气处理设备通过三通电动调节阀进行调节。当按一机一泵多台配置制冷机和水泵时,可以实现分段定流量运行。这一系统调节性较差,因此不适用于大型空调系统。

图 3-26 为分区单级泵定流量系统。系统总循环水量不变,空气处理设备通过三通电动调节阀进行调节。各空调分区按照系统阻力和流量要求分别设置循环水泵,适用于供水分区之间阻力相差悬殊的系统。

图 3-27 为单级泵变流量系统。末端设备由电动二通调节阀调节水量以适应负荷变化,因此系统管路特性不断变化,循环水量也不断变化。为了不影响冷水机组运行,在系统供回水总管之间设置旁通管,旁通管上安装由供回水压差控制的调节阀,以保证通过冷水机组的水量基本恒定。当旁通流量达到一台冷水机组的冷水流量时,就关闭一台冷水机组和水泵。旁通管的最大流量是最大单台冷水机组的冷冻水额定流量,应以此作为旁通管的设计依据。单级泵变流量系统是日前民用建筑中应用最广泛的空调水系统形式。

图 3-28 为双级泵定流量系统。系统总循水量不变,各空调分区按照系统阻力和

流量要求分别设置二级循环水泵(水泵2),空气处理设备可通过三通电动调节阀进行调节。一级泵(水泵1)扬程用来克服分水器 and 集水器之间的阻力。这一系统适用于大型空调系统且供水分区系统之间阻力相差悬殊的系统。

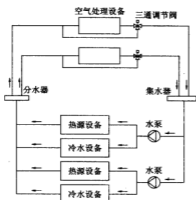


图 3-25 单级泵定流量系统

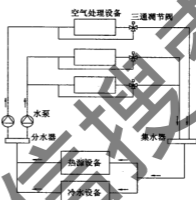


图 3-26 分区单级泵定流量系统

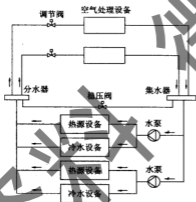


图 3-27 单级泵变流量系统

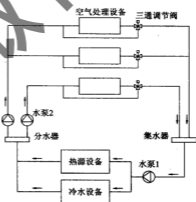


图 3-28 双级泵定流量系统

图 3-29 为双级泵变流量系统。末端设备由电动二通调节阀调节水量，二次泵多台设置，并设旁通调节阀，当旁通回流量达到一台水泵流量时，关闭一台水泵。二次泵旁通管的最大流量是一台水泵的流量；在系统供回水总管之间设置旁通管（一次泵旁通管），当旁通流量达到一台冷水机组的冷冻水流量时，就关闭一台冷水机组和水泵。一次泵旁通管的最大流量是单台最大冷水机组的冷冻水额定流量。这一系统需

要在一、二次泵旁通管上设流量传感器,用以控制水泵运行的台数。图 3-29 可改为分区二次泵系统,二次泵可分别采用不同的扬程和流量,并可采用变转速控制而不用旁通阀。

所谓变流量系统,指的是系统的水流量可以调节。一次泵一般为定流量运行,以保证冷水机组蒸发器内水流量的稳定,一次水系统的调节采取分步投入机组和水泵、机组分步投入制冷设备的方式来改变供水量或供水温度。一次泵旁通阀和二次泵旁通阀均采用稳压阀,即按供回水压差来控制阀门的开启。有条件时二次泵宜采用变转速调节,此时可以省去旁通稳压阀。

与冷水机组配套的循环水泵一般宜为一机一泵,水泵可以在冷水机组的进水侧,也可以在机组的出水侧。对于机组承受静水压较大的系统,应将水泵装在机组的出水侧,避免在水泵启动时机组部件超压。

3. 高层建筑冷冻水系统的垂直分区

1) 设备的承压能力

在水泵不运行时,系统最低点压力最大;在水泵正常运行时,系统最低点和水泵出口处有一处压力最大,设计时应进行压力分析。设备、附件所处的楼层不同,所承受的压力也不同,需选择合适承压能力的部件和设备。

2) 水系统的垂直分区

高层建筑水系统一般按系统压力情况垂直分区。所谓垂直分区,是从冷、热源开始分成两个或多个不相关的空调冷冻水系统或冷、热源由换热器间接连接的独立系统,两个系统的水不连通。如果系统设备均不超压,一般只设一个区,冷、热源设备均放在底层或地下室,振动和噪声均易于处理;如需设两个区,上部分区冷、热源可放在屋顶及顶层或裙房屋顶,下部低区冷、热源放在地下室及底层或裙房屋顶。

高层建筑分区数量一般由系统内管路、设备、部件所能承受的压力来决定。

4. 空调冷、热水系统管路设计

1) 空调水系统的供回水温度

一般空调冷水供回水温度宜取 $7^{\circ}\text{C}/12^{\circ}\text{C}$,温湿度独立控制系统的温度控制系统冷水供水可取 $15\sim 18^{\circ}\text{C}$,回水温度可取 $18\sim 20^{\circ}\text{C}$;空调热水供回水温度宜取 $60^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$ 。

2) 冷热水输送效能比

水输送效能比(ER)是空调水系统循环水泵电机的额定功率(kW)与所输送的冷

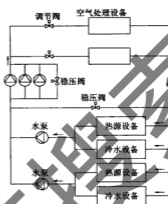


图 3-29 双级泵变流量系统

(热)量(kW)的比值,是衡量空调系统设计是否经济合理的综合指标。按下式计算:

$$ER=0.002342H/(\Delta T \cdot \eta) \quad (3-66)$$

式中 H ——水泵的设计扬程, m;

η ——水泵在设计工作点的效率, %;

ΔT ——供回水温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

供冷水的水输送效能比不得大于 0.0241。供热水的(采用直燃式冷水机组除外)水输送效能比:对两管制系统,严寒地区不应大于 0.00577,寒冷地区(夏热冬冷地区)不应大于 0.00433,夏热冬暖地区不应大于 0.00865;对四管制系统中供热水的管道各地区均不得大于 0.00673。

3) 管道管径的确定

管道管径的确定主要考虑经济性和噪声控制两个因素。经济性主要体现在比摩阻的大小,供冷水管路供回水温差取值较小,循环水量较大,比摩阻取值可以大一些,最远环路一般按 200~500 Pa/m 确定管径,以使管径不至于过大和循环水泵扬程适中。噪声控制体现在管内流速的限制。管内最大流速推荐值如表 3-14 所示。管径应由水力计算确定,计算方法与供暖系统水力计算相同。

表 3-14 供回水管路最大流速(m/s)

管径/mm	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	>DN50
一般场所	0.8	1.0	1.2	1.4	1.7	2.0	3.0
要求控制噪声的场所	0.5	0.65	0.8	1.0	1.2	1.3	1.5

4) 自流回水管道

空调系统如有自流回水管道,应根据坡度、高差按无压流计算。

5) 冷凝水管道

风机盘管和表冷器的冷凝水管管径可按管段担负的冷负荷确定,如表 3-15 所示。

表 3-15 冷凝水管径选择表

管道坡度	冷凝管承担的冷负荷(kW)										
0.001	<7	7.1~17.6	17.7~100	101~176	177~598	599~1055	1056~1512	1513~12462	>12462		
0.003	<17	17~42	42~230	230~400	400~1100	1100~2000	2000~3500	3500~15000	>15000		
管径/mm	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN80	DN100	DN125	DN150		

6) 系统的水流量

定流量系统的总水量按最大负荷计算;变水量系统的总水量按系统的综合最大负荷计算。

5. 膨胀水箱

一般中小型空调系统的闭式水系统宜设置膨胀水箱。水箱的有效容积按下式计算:

$$V = \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) V_c \cdot Q \quad (3-67)$$

式中 V ——水箱容积, L;

ρ_1 ——最低水温下的密度, kg/m³, 供热时可取 20℃ 下的密度, 供冷时可取 7℃ 时的密度;

ρ_2 ——最高水温下的密度, kg/m³, 供热时取供水温度下的密度, 供冷时为系统运行前水的最高温度下的密度;

V_c ——系统内单位冷负荷水容量之和, L/kW;

Q ——系统的总冷量或总热量, kW。

膨胀水箱的容积分别按冬季热水和夏季冷水两种情况, 取其中最大的水温差计算值计算确定。

膨胀管接入系统的地点即定压点, 最好选在循环水泵入口。当水箱距水泵入口较远时, 可接至系统回水总管上部末端, 但要保证水泵吸入口不会产生汽化现象, 回水总管和水泵入口间不应有关断的阀门, 循环管接在距膨胀管 2 m 左右之处, 不会发生结冰的水箱可不设循环管, 检查管一般接至底层拖布池或冷水机房内, 当设有水位监控装置时, 可不设检查管。

6. 系统补水设施

当系统只用于供冷时, 可通过浮球阀直接向膨胀水箱或中间水箱补水, 浮球阀应在最低水位; 当为热水或冷热两用时, 宜采用软化水补水, 如需设水泵, 宜采用按水箱水位自动控制水泵启停, 直接补入循环水泵入口处。补水泵的小时流量可按系统循环水量的 5%~10% 确定。

7. 排气和泄水设施

空调器的表冷器冷凝水的排水管应有水封, 水封高度应比凝水盘处的负压值大 50%, 且不小于 100 mm, 排水管应有不小于 0.001 的坡度。其他排气和泄水设施要求与供暖系统相同。

8. 管道的伸缩补偿和固定

管道伸缩量的计算和补偿以及固定的设计均与供暖系统相同, 水平管道尽量利用自然弯补偿, 竖向管道宜采用波纹补偿器。

9. 过滤器

在水系统中的水泵、换热器、孔板以及表冷器、冷热盘管、加热器等入口上应设置

过滤器。常用Y型过滤器,其外形小,易于安装。大管道也可采用符合国家标准图的除污器。

10. 阀门

一般水管路的阀门可采用闸阀、球阀,大管径管道宜采用蝶阀。所选用阀门的公称压力应和系统的压力相适应。应设阀门的位置有:水泵的进口、出口;系统的人口、出口;各分支环路的人口和出口;热交换器、表冷器、加热器、过滤器的进水管;自动调节阀、减压阀两端;三通阀的三端;频繁使用的手动旁通阀的前后;放水及放气管上;压力表的接管上。当需要调节流量时应采用平衡阀,平衡阀尽可能设置在回水管上,以保证供水压力不会降低,阀前和阀后应分别保持长度为5倍和2倍管道直径的直管段;当阀前为水泵时,直管段的长度应加大至10倍管道直径(平衡阀前应装设Y型水过滤器。

11. 分水器和集水器

分水器和集水器用于连接通向各个环路的各路并联管道,在一定程度上起均压作用。集管的直径,应按并联接管的总流量通过分、集水器的断面流速来确定,一般控制在 $1.0\sim 1.5\text{ m/s}$ 。流量很大时,最大流速不宜超过 4 m/s 。接管间距需考虑焊口处的强度要求和安装、保温、阀门操作等因素。分水器和集水器应按有关标准图集设计。

3.6.2 空调冷却水系统

1. 冷却方式

空调冷水机组冷凝器的冷却用水一般情况下为循环使用,循环水的冷却设备可分为自然式冷却和机械通风式冷却。自然式冷却方式常见的形式有冷却池、自然通风(或大气式)冷却塔、双曲线形冷却塔。在空调制冷工程中很少采用自然式冷却方式,本节只介绍机械通风式冷却塔的水系统(冷却塔性能和选择见第7章)。

2. 冷却水系统

空调冷却水系统一般由冷水机组的冷凝器、冷却塔、水泵、水处理装置等组成(见图3-30)。通常,水泵与冷却塔、冷凝器应一一对应,每台冷却塔的供水管上装有电动蝶阀,并与水泵和冷却塔风机连锁控制。在冷却塔供、回水管之间设旁通管和电动二通调节阀。

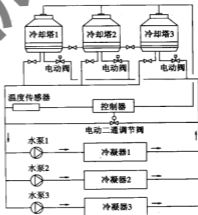


图 3-30 冷却水系统

当室外进风湿球温度下降,冷凝器进水温度降低到一定值时,温度控制系统自动停止冷却塔风机;如室外进风湿球温度不断下降,为保证冷凝器的进水温度不致过低,温度控制系统自动开启旁通管上的二通调节阀,使部分冷却水不经冷却塔而经过旁通管回到冷凝器中,保证冷水机组的正常运行。

在多台冷却塔并联运行的系统中,当对应的制冷机、冷却水泵停止使用时,应能关断该冷却塔进阀门。为保证每台冷却塔的正常运行,设计应尽量使各台冷却塔和水泵之间管段的阻力损失大致相同。为避免各台冷却塔补水和溢水不均匀,宜在塔底部集水盘之间设平衡管,平衡各塔底水位,或增大冷却塔共用进水管管径。

3. 系统补水

冷却水系统的补水,可在冷却塔同一平面设补水箱,水箱内设水位控制装置,水箱与平衡管相连。也可使用深水盘冷却塔,在冷却塔水盘内由浮球阀控制补水。补给水量为冷却水的蒸发量损失、飘逸损失、排污损失、漏水损失之和。压缩式制冷可取补水率为循环水量的2%,吸收式制冷系统可取2.5%。

冬季不用冷却塔的寒冷地区,在安装冷却塔的下一层应设塔和室外冷却水管路的泄水管,在冬季将冷却水顶部室外部分的水排空,以免冻坏设备和管路。

3.7 风机、风道与附件

3.7.1 风机的选用

1. 风机的类型

常用的风机共有三种:离心风机、轴流风机和贯流风机。

离心式风机具有风压高、噪音低的特点,一般用于中压或高压送风系统。通风机的选择要使风机在接近最高效率点工作。

轴流风机占地面积小,便于维修,但风压低、噪声较高,一般用于噪声要求不高、空气处理室阻力较小的大风量系统,纺织厂多采用轴流式风机。

贯流风机一般用在风机盘管上。

2. 风机的使用

集中空调器的风机位置分为吸入式和压入式。吸入式可以使通过处理设备的气流比较均匀,但是通风机的散热会使处理后的空气产生温升,减小送风温差。

压入式系统处理后的潮湿空气不通过风机,对电机有利。但压入式的风机不能用于二次回风系统。为使通过处理设备的气流均匀,风机出口应有均匀导流措施。

3.7.2 风管

1. 风管的材料

风管材料有涂漆薄钢板、镀锌薄钢板、玻璃钢、塑料、钢筋混凝土或砖砌风道。

2. 风管的形状

一般为圆形或矩形。圆形风管强度大、耗钢量小,但占有有效空间大;矩形风管占有有效空间较小、易于布置、明装较美观,空调工程多采用矩形风管。矩形风管的宽高比宜在4以下。高速风管宜采用圆形螺旋风管。

3. 风管的尺寸

风管的尺寸应按《全国通用通风管道计算表》规定的尺寸选用,便于配置标准阀门与配件。钢板风管的尺寸以外径或外边长为准,其他材料的风管以内径或内边长为准。

4. 风管的控制风速

风速控制主要考虑噪声的影响。一般空调系统均采用低速风管,其参考风速如表3-16所示。

表 3-16 低速空调系统推荐风速

室内允许噪声级/dB(A)	主管风速/(m/s)	支管风速/(m/s)	新风口风速/(m/s)
25~35	3~4	2~3	3
36~50	4~6	2~3	3.5
51~65	6~8	3~5	4~4.5
66~85	8~12	5~8	5

高速风系统的干管可采用12~30 m/s的风速,支管控制风速与低速系统相同。

5. 风管的布置

风管应布置整齐、美观和便于检修,注意与其他管道的协调。弯管的中心曲率半径要大于其风管直径或边长,一般采用1.25~1.5倍直径或边长。大断面风管可以作导流叶片。

风机出口宜顺风机叶片转向接弯管,当安装有困难时弯管内应设导流叶片。

3.7.3 风管阀门

风管阀门按其用途可分为手动调节阀、防火调节阀、自动调节阀、防火阀、止回阀等。如在设计计算时系统不平衡或维修时需要关断,可设手动调节阀,包括插板阀、多叶对开调节阀、三通阀、蝶阀等。如果分支管路计算风压不平衡率在10%~15%以内,可不设调节阀。风机出口、回风入口、新风入口应设调节阀。在需设防火阀处可用防火调节阀替代一般调节阀。自动调节阀主要用于新风、一次回风和二次回风的自动调节。在风管穿越防火分区隔断处、风机房、空调机房进出风管上要设防火阀。排风管出口处宜设止回阀。

3.7.4 新风入口

1. 新风进口位置

进口位置应设在室外清洁的地点,在使用季节的主要风向上进风口应在排风口的上风侧,且进风口应低于有害物的排风口。如果进风口和排风口在同一侧,当距离小于等于 20 m 时,排风口宜比进风口高 6 m 或 6 m 以上,当间距大于 20 m 时,进风口与排风口可以在同一高度。进风口的底部距室外地面不宜低于 2 m,布置在绿地上时,不宜低于 1 m。进风口宜设在建筑物的背阴处,尽量避免设在屋顶和西墙上。

2. 新风口的安装要求

进风口应设固定百叶窗以防雨水进入,在多雨的地区,应采用防雨百叶窗。看叶窗应设金属网。过渡季使用大量新风的集中式系统,新风口应按最大新风量确定。

3.8 空调机房和技术层

3.8.1 机房的位置

空调机房应尽量靠近空调负荷中心,但应远离对振动、噪声控制要求高的房间。高层建筑的集中式系统,机房宜设在地下室或设备技术层内,以便集中管理。高层建筑内的风机盘管加新风系统,宜每层或几层设一处新风机房,为了避免风道尺寸过大、机组噪音过大和运行不经济,一般不宜超过 5 层。当新风量较小,吊顶内可以放置空调机组时,可采用吊顶新风机组,省去专用机房。空调机房宜紧靠非主要立面的外墙,以便新风的引入。如放在地下室或大型建筑的内区,应有足够断面的新风竖井或新风通道。

3.8.2 机房的面积和高度

机房的面积和空间高度,应在设备选择计算完成后,按设备尺寸与管道、附件的安装要求确定。在建筑方案设计时,可按估算方法初步确定机房尺寸。

舒适性集中空调机房一般占空调面积的 5%~10%;高精度空调或工艺性空调机房一般占空调面积的 10%~20%;空气-水系统的新风机房一般占空调面积的 1%~2%。

机房的高度应按空调机组的高度以及管道安装和检修空间来决定,一般净高为 4~6 m。

3.8.3 机房内的设备布置

大型机房应设单独的管理人员值班室;机房应有单独的出入口;经常操作的一面应有不小于 1 m 的净距离,需要检修的设备旁要有不小于 0.8 m 的检修距离。空气

调节机房应预留安装孔洞和通道,并应考虑拆换的需要。

3.8.4 技术层的布置

技术层也称设备层。技术层内可以敷设管道、安装设备、布置空调机房,通常作为上部和下部管道位置转换、合并的空间。20层以内的高层建筑宜在上部或下部设一个技术层,如上部为办公或客房标准层,下部为商场、餐厅、娱乐等公共场所的裙房,则技术层宜设在下部裙房与标准层之间;20~30层的高层建筑宜在上、下部各设一个技术层;30层以上的建筑,中部应增加一、二个技术层。

3.9 空调系统的运行调节措施

室外气象条件和室内设备、人员、照明等发热量每时每刻都在不断变化。为了保证室内规定的参数和经济合理运行,不但要保证设计工况下的运行,还应保证运行过程中的合理性,需要考虑一天乃至一年四季的变化,在设计时应一并确定系统的运行、调节方法及设备配置,做好“过程设计”。系统运行调节的要求是保持各房间的参数控制在允许范围内,并且使系统运行经济合理。

空调系统的调节目标是温度、湿度、风量、风速、洁净度等,控制对象一般是水量、水温、风机转速、阀门开度、电流、电压等,所需调节执行设备包括风量调节阀、水量调节阀、变频器控制器等。对于独立的局部调节或单参数调节,一般只需要温度、压力、湿度、流量、电压、电流等传感器和控制器即可,对于变风量系统则要有一套复杂的调节系统。设计中应根据调节要求设置调节设备。

全空气系统在过渡季应加大新风量,充分利用室外空气这一自然冷源。组合式空调机组的新风口和新风阀应按最大新风量考虑,如果春、秋两季有可能采用全新风运行,则最大新风量等于送风量。

具体调节措施详见第11章。

第4章 净化空调设计

4.1 洁净室与净化空调系统

4.1.1 洁净室及洁净等级

洁净室是空气中浮游粒子受限制的房间。洁净室的尘粒主要来源是室外新风和室内人员的活动以及建筑材料、设备。洁净室的尘粒控制浓度以单位容积所含粒子数来表示,并以此表示洁净等级。我国的洁净厂房设计规范(GB 50073—2001)把洁净室的洁净标准分为9个等级,如表4-1所示。《药品生产管理规范》规定了生物洁净室的洁净标准。目前对医疗建筑尚无专门的洁净标准,医院洁净室空调参照普通洁净室标准和生物洁净室标准设计。

表4-1 洁净室及洁净区的洁净度等级

洁净度等级	大于或等于以下粒径的悬浮颗粒计数浓度的限值(PC)/m ³					
	0.1 μm	0.2 μm	0.3 μm	0.5 μm	1 μm	5 μm
1.	10	2				
2.	100	24	10	4		
3.	1000	237	102	35	8	
4.	10 000	2370	1020	352	83	
5.	100 000	23 700	10 200	3520	832	29
6.	1 000 000	237 000	102 000	35 200	8320	293
7.				352 000	83 200	2930
8.				3 520 000	832 000	29 300
9.				35 200 000	8 320 000	293 000

4.1.2 洁净室的分类

1. 按用途分类

洁净室包括一般(工业)洁净室和生物洁净室。生物洁净室以空气中微生物的数

量为控制目标。细菌、病毒等微生物是附着在尘埃上的,通过控制尘粒浓度可以控制细菌和病毒的数量。生物洁净室用于制药、手术室、无菌饲养、烧伤病房、白血病病房、食品生产、高级化妆品生产等房间。我国已经有了医药工业洁净厂房设计规范,但对医院等生物洁净室尚无统一标准,目前各国大都用普通洁净室的级别加上对生物颗粒的控制要求作为标准。

各种工艺房间对洁净度级别的要求如表 4-2 所示。表中是工艺对应的最高洁净度级别,当工艺条件允许时可以降低洁净度等级。

表 4-2 各种房间对洁净度级别的要求

洁净室类别	行业	房间用途	洁净度等级		
工业洁净室	精密工业	微型轴承清洗检查	2		
		微型轴承测试	3		
		电子计算机精密部件	4		
		电子计算机精密测定	4		
	电子工业	光刻、照相制版	2		
		焊接、扩散	2		
		蒸发	2		
		点焊	3		
		液洗、加工	4		
		组装	3		
		印刷制版、复印	4		
		烧结测定	5		
		扩散炉进料口	2		
		暗室、显影室	2		
		生物洁净室	医疗	一般手术室	4
				无菌手术室	2
				无菌试验、细菌试验	2
			动物试验	无菌病房(烧伤、器官移植)	2
				无菌动物饲养室	2
普通动物饲养室	无特定病原动物饲养室	4			
	普通动物饲养室	5			

2. 按气流组织形式分类

根据气流组织形式,洁净室分为单向流洁净室和非单向流洁净室。单向流洁净室又称为层流洁净室,包括垂直单向流和水平单向流两种,单向流洁净室净化效果好,可以用于2级空气净化;非单向流洁净室又称乱流洁净室,洁净度级别较低,通常在3~5级范围内。超过5级的洁净室用一般空调系统就可以达到要求,因此不用采用专门的洁净空调系统。

3. 按构造分类

按构造可分为整体式、装配式和局部净化式。整体式是指由土建施工建造的功能固定的洁净室,空调设备也相对固定;装配式是建筑构造和空调设备都是组装而成;局部净化洁净室是在室内局部地点实行净化。

4.1.3 净化空调

空调系统对室内空气都有一定的净化要求,对于一般以温、湿度要求为主的空调系统,只要在送、排风系统设置初效过滤器,将大颗粒灰尘过滤掉即可;对于有一定的洁净要求,但无确切的洁净度指标,或提出的洁净度指标低于最低级别洁净室洁净度要求的空调系统,可设两道过滤器,即初效过滤和中效过滤,对于有明确的洁净指标要求,洁净度、温度、湿度、静压值达到洁净室级别的空调系统,则必须设置专门的空调系统,这种系统称为净化空调系统。净化空调又称洁净空调。

4.1.4 净化空调系统的设计原则

① 面积大、净空高、空调区集中和消声减振要求严格的洁净室,宜采用集中式系统;布置分散、对消声减振没有严格要求的洁净室可采用分散式系统。

② 产生不同有害物的房间,其回风不能混合。

③ 集中式净化空调系统一般不宜过大,面积大的车间,应采用多个净化空调系统。

④ 在保证新风量和正压的前提下,尽量利用回风,在回风口或回风管道上应设初效或中效过滤器。

⑤ 新风口应采取防倒灌措施。

⑥ 空气过滤器应选用阻力和效率相近的高效过滤器。初效空气过滤器不要选用浸油式过滤器;中效过滤器应设置在空调系统的正压段;高效过滤器或亚高效过滤器应尽量靠近洁净室的送风口。送风机可按净化空调系统的总送风量和总阻力值进行选择。中、高效空气过滤器的阻力按其初阻力的两倍计算。

⑦ 洁净室内如有产生粉尘和有害气体的设备应设局部排风系统。有排风系统时每一洁净室宜独立设置,并且应在排风机吸入段设置中效过滤器或止回阀,以防止空气回灌造成二次污染。含有易燃、易爆物质的局部排风系统,应采取防火、防爆措施。通道间等过渡房间送风宜利用洁净室的无害排风或多余的回风,在厕所、盥洗等

负压房间进行排风。

⑧ 风管、阀门及附件应选用表面不易积尘和便于清扫的材料制作。

4.1.5 洁净室的正压要求与措施

1. 压差要求

洁净室与室外或相邻房间必须维持一定的压差,以防止相邻房间之间或室内外相互污染。不同等级的洁净室以及洁净区与非洁净区之间的静压差不应小于5 Pa,洁净区与室外的静压差不应小于10 Pa。

2. 正压措施

① 送风量应大于回风量、排风量和渗出风量之和,维持正压所需的风量差,应根据围护结构密封情况来确定。

② 应在送回风干管、回风支管及新风管上装设风量调节阀,以保证室内的正压。也可以在回风口装阻尼层,增加回风阻力。

③ 宜在回风阀和排风阀前装差压式电动风量调节器,或下风侧墙上安装余压阀。

④ 送风机、回风机、排风机和风阀应连锁运行。

⑤ 高洁净度房间宜设置值班风机以保持正压,防止空气倒灌。

3. 正压送风量的确定

计算正压风量有换气次数法和缝隙法两种。

1) 换气次数法

可根据正压值和房间换气次数的关系确定,如表4-3所示。

表4-3 洁净室正压风量折合的换气次数(1/h)

室内正压值/Pa	有外窗、密闭性差	有外窗、密闭性好	无外窗
5	0.9	0.7	0.6
10	1.5	1.2	1.0
15	2.2	1.8	1.5
20	3.0	2.5	2.1
25	3.6	3.0	2.5
30	4.0	3.3	2.7
35	4.5	3.8	3.0
40	5.0	4.2	3.2
45	5.7	4.7	3.4
50	6.5	5.3	3.6

2) 缝隙法

采用缝隙法可按下式计算:

$$V_F = a \cdot \sum (q \cdot L) \quad (4-1)$$

式中 V_F ——维持正压所需风量, m^3/h ;

a ——根据围护结构的气密性确定的安全系数,可取 1.1~1.2;

q ——在一定正压值下围护结构单位长度缝隙的漏风量, $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m})$,如表 4-4 所示;

L ——缝隙长度, m 。

表 4-4 围护结构单位缝隙长度的正压风量 q [$\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m})$]

正压值/Pa	非密闭门	密闭门	单层固定 密闭木窗	单层固定 密闭钢窗	单层固定 密闭铝窗	传递窗	隔板
4.90	17	4	1.0	0.7	3.5	2.0	0.3
9.81	24	6	1.5	1.0	4.5	3.0	0.6
14.72	30	8	2.0	1.3	6.0	4.0	0.8
19.62	36	9	2.5	1.5	7.0	5.0	1.0
24.53	40	10	2.8	1.7	8.0	5.5	1.2
29.43	44	11	3.0	1.9	8.5	6.0	1.4
34.34	48	12	3.5	2.1	9.0	7.0	1.5
39.24	52	13	3.8	2.3	10.0	7.5	1.7
44.15	55	15	4.0	2.5	10.5	8.0	1.9
49.05	60	16	4.4	2.6	11.5	9.0	2.0

4.1.6 洁净室内计算参数

① 洁净室内的计算温、湿度应满足工艺使用要求。

② 如没有具体要求,洁净室温度冬季宜取 20°C ,夏季宜取 26°C ,相对湿度 $50\% \sim 70\%$;

4.1.7 净化空调系统形式

1) 全室净化

采用集中式净化空调系统,整个房间具有相同的洁净度。集中式系统投资较大、运行管理较复杂。典型系统形式如图 4-1 所示。

2) 局部净化

采用局部净化空调系统,也称分散式系统。局部具有一定洁净度级别的环境,其

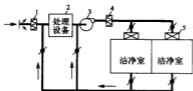


图 4-1 集中式净化空调系统

1—初效过滤器；2—空气处理设置；3—风机；
4—中效过滤器；5—高效过滤器

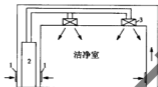


图 4-2 分散式净化空调系统

1—初效过滤器；2—空气处理设置；
3—高效过滤器

他区域为一般空调环境。典型系统形式如图 4-2 所示。

3) 洁净隧道

两侧为层流区，中间为乱流区，组成隧道形洁净环境，有条件时宜优先采用这一方式。

4.2 净化空调的气流组织

4.2.1 气流组织原则

- ① 洁净度为 1~2 级的洁净室应选用单向流型；3~5 级洁净室应选用非单向流型。
- ② 尽量减少涡流，避免把工作区以外的污染物带入工作区。
- ③ 气流速度不能过大，以防止灰尘的二次飞扬，非单向流洁净室的回风口不应设在工作区的上部，宜在地板上或侧墙下部均匀布置回风口。
- ④ 工作区的气流应均匀，流速应满足工艺和卫生要求。
- ⑤ 洁净工作台不宜布置在层流洁净室内。当布置在乱流洁净室时，宜将其置于工作区气流的上风侧，以提高空气洁净度。
- ⑥ 洁净室内有通风柜时，宜置于工作区气流的下风侧，以减少对室内的污染。

4.2.2 气流组织形式及要求

1. 单向流洁净室

单向流洁净室的气流流线是平行的，并且流场横断面上各质点的流速一致。单向流洁净室的洁净度较高，用于 2 级洁净室。

1) 垂直单向流洁净室

垂直单向流洁净室的气流由上向下平行送风。图 4-3 中(a)和(b)是典型的垂直单向流洁净室气流分布。一般是在顶棚满布高效空气过滤器或设阻尼层送风，或顶棚全孔板送风，采用格栅地面回风或两侧墙下部均匀回风。层流区断面风速不小于

0.25 m/s, 送风风口风速为 3~5 m/s, 回风口风速不大于 2 m/s。

洁净气流应尽可能把工作部位围罩起来, 使污染物在扩散之前便流向回风口。工作设备布置时要留有一定的间隔, 为送、回风口的布置和气流的通畅创造条件, 气流组织设计时要考虑高大设备对气流组织的影响。

2) 水平单向流型

水平单向流洁净室的气流由一侧向另一侧平行送风(见图 4-3(c))。侧墙面满布或局部布置高效空气过滤器水平送风, 对面墙面满布或局部布置回风口。层流区断面风速不小于 0.35 m/s。送风风口风速 3~5 m/s, 回风口风速不大于 1.5 m/s。

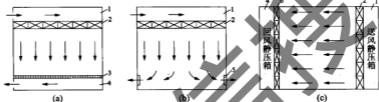


图 4-3 单向流洁净室气流分布

(a)、(b)垂直单向送风,(c)水平单向送风

1—送风静压箱;2—高效过滤器;3—格栅地板;4—回风静压箱;5—回风口;6—回风过滤器

2. 非单向流型

非单向流洁净室的气流不按单一方向流动, 流场横断面上的流速也不一致, 局部可能存在涡流区。非单向流洁净室的洁净度通常为 3~5 级。设计时应按洁净度的不同采取不同的气流组织形式。

1) 3 级洁净室

采用孔板顶棚送风或顶棚间隔布置高效空气过滤器, 或顶棚条形布置高效空气过滤器格栅送风。两侧墙下部均匀回风, 也可采用走廊回风。当洁净室面积较大时, 宜采取地面均匀回风。洁净室换气次数不小于 50 次/小时。送风口风速: 孔板送风 3~5 m/s; 高效过滤器送风不大于 0.7 m/s。回风口风速: 室内回风口不大于 2 m/s, 走廊回风口不大于 4 m/s。图 4-4(a) 是顶棚间隔布置高效空气过滤器送风的气流组织。

2) 4 级洁净室

采用局部孔板顶棚送风、带扩散板高效空气过滤器顶棚送风、流线型散流器顶送、上侧墙送风。单侧墙下部布置回风口, 也可采用走廊回风, 在走廊内均匀布置回风口或在走廊端部集中设置回风口。换气次数不小于 25 次/h。送风口风速: 孔口送风 3~5 m/s, 高效过滤器送风不大于 0.7 m/s, 侧送贴附射流 2~5 m/s, 侧送非贴附射流同侧下回 1.5~2.5 m/s, 侧送非贴附射流对面墙下侧回 1.0~1.5 m/s。回风口风速: 室内回风不大于 2 m/s, 走廊回风不大于 4 m/s。图 4-4(b) 是流线型散流器

顶送的气流组织。

3) 5级洁净室

采用带扩散板高效空气过滤器顶棚送风或上侧墙送风。换气次数不小于15次/小时。回风方式和送回风口风速要求与4级洁净室相同。图4-4(c)是侧送侧回的气流组织。

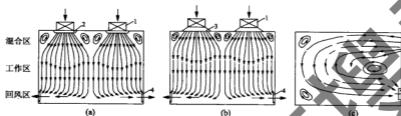


图 4-4 非单向流洁净室气流分布

(a) 顶棚高效过滤器送风; (b) 顶棚流线型扩散器送风; (c) 侧送侧回

1—高效空气过滤器; 2—扩散风口; 3—散流器; 4—回风口

4.3 洁净室风量的计算

4.3.1 送风量

1. 单向流洁净室

单向流洁净室的送风量一般可按工艺要求的室内断面风速计算。2级水平单向流洁净室断面风速不小于0.35 m/s; 2级垂直单向流洁净室断面风速不小于0.25 m/s。

2. 非单向流洁净室

非单向流洁净室送风量可按换气次数计算, 各级别的换气次数 n (1 h) 为: 3级洁净室 $n \geq 90$; 4级洁净室 $n \geq 25$; 5级洁净室 $n \geq 15$ 。

4.3.2 排风量

1. 局部排风量

洁净室排风一般为局部排风, 需要局部排风时应设有通风柜, 通风柜的排风量按下式计算:

$$L = 3600vA \quad (4-2)$$

式中 L ——排风量, m^3/h ;

A ——通风柜操作口的有效面积, m^2 ;

v ——通风柜操作口的气速, m/s , 按排除有害物质性质确定: 无毒有害气体可取 $0.3 \sim 0.5 m/s$; 有毒有害气体可取 $0.7 \sim 1.0 m/s$; 剧毒有害气体可取 $1.2 \sim 1.5 m/s$ 。

2. 事故排风量

生产、使用有毒有害或有爆炸危险的洁净室应设置事故排风设施, 正常排风系统可以兼作事故排风, 但是要满足事故排风量和控制要求。洁净室事故排风量应通过计算确定, 换气次数一般应满足 $15 \sim 20$ 次/小时。

4.3.3 新风量

洁净室的新风量应取下列 2 项中的最大值。

- ① 室内每人的新风量不少于 $40 m^3/(h \cdot p)$ 。
- ② 新风量不小于排风量并能保证室内的正压值。

第 5 章 室内供暖设计

5.1 供暖热负荷计算

5.1.1 民用建筑供暖热负荷计算

供暖系统的设计热负荷是供暖设计中最基本的数据,它直接影响到供暖系统方案的选择,供暖管道管径和散热器等设备的确定,关系到供暖系统的使用和经济效果。

在民用建筑中供暖系统的设计热负荷 Q' 一般包括三个部分,即:

$$Q' = Q'_1 + Q'_2 + Q'_3 \quad (5-1)$$

式中 Q'_1 ——建筑围护结构耗热量包括基本耗热量和附加耗热量, W ;

Q'_2 ——加热由门、窗缝隙渗入的冷空气所消耗的热量,称为冷风渗透耗热量, W ;

Q'_3 ——加热由外门开启侵入的冷空气所消耗的热量,称为冷风侵入耗热量, W 。

1. 围护结构耗热量 Q'_1

1) 围护结构的基本耗热量

房间的围护结构包括外墙、外门窗、楼板、屋面以及地面等,其基本耗热量为:

$$q' = KF(t_n - t'_w) \alpha \quad (5-2)$$

式中 K ——围护结构的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

F ——围护结构的传热面积, m^2 ;

t_n ——室内计算温度, $^\circ C$;

t'_w ——供暖室外计算温度, $^\circ C$;

α ——围护结构的温差修正系数。

(1) 室内计算温度 t_n 。

室内计算温度,应根据建筑物的用途确定如表 5-1 所示。

表 5-1 室内计算温度

建筑类型	房间名称	室内温度/℃	建筑类型	房间名称	室内温度/℃
居住建筑	旅店、宾馆的卧室	20	办公建筑	门厅	16
	起居室	20		办公室	20
	住宅、宿舍的卧室	18		会议室、接待室	18
	起居室	18		走廊	16
	厨房	10		洗手间	18
	走廊	16		公共食堂	16
	厕所	15		车库	5
	浴室	25			
商业建筑	营业厅	18	交通建筑	民航候机厅	20
	鱼类、蔬菜营业厅	14		候车厅	16
	副食	16		公共洗手间	16
	办公	20			
	仓库	10			

(2) 供暖室外计算温度 t_w'

我国地域辽阔,不同地区的室外温度有很大差别。根据《居住建筑热工设计规范》(GB 50176—93),我国气候分五个区域:严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区、夏热冬暖地区、温和地区。严寒地区一月份平均气温低于 -10°C 。

(3) 温差修正系数 a

对于与外界大气直接接触的建筑围护结构,在式(5-1)计算中温差修正系数 a 取 1,对于不与外界大气直接接触的建筑围护结构,温差修正系数 a 可以查相关手册后确定。

整个建筑的基本耗热量,等于建筑各个外围护结构基本耗热量之和,即

$$Q_{\text{li}} = \sum FK(t_{\text{in}} - t_w')a \quad (5-3)$$

2) 围护结构的附加耗热量

附加耗热量是对围护结构基本耗热量的修正,需要考虑朝向修正、风力修正和高度修正等。修正耗热量均以基本耗热量乘以相应的修正系数的方法进行。

(1) 朝向修正率

朝向修正耗热量是考虑建筑物受太阳热辐射影响,对垂直的外围护结构耗热量的修正。修正是按围护结构的不同朝向,采用不同的修正率,如表 5-2 所示。选用修正率时,还应考虑建筑物的日照率及其被遮挡情况。

表 5-2 朝向修正率 x_c 的选取

围护结构朝向	修正率取值
北、东北、西北	0~10%
东南、西南	-10%~-15%
东、西	-5%
南	-15%~-30%

(2) 风力附加率

风力附加耗热量是考虑室外风速变化对围护结构基本耗热量的修正。在计算围护结构基本耗热量时,外表面换热系数是对应风速为 4 m/s 的计算值。对于室外平均风速大于 4 m/s 的建筑,如处于不避风的高地、河边、海岸、旷野上的建筑物,以及城镇内特别突出的建筑物,需要考虑风力修正。风力附加耗热量,应根据室外风速大小,对垂直的外围结构附加 5%~10% 耗热量。我国大部分北方地区冬季风速为 2~3 m/s,一般不考虑风力附加。

3) 高度附加耗热量

高度附加耗热量是考虑房间高度对围护结构耗热量的影响而附加的耗热量。在房间垂直方向上,空气温度存在梯度,房间顶部的空气温度高于人的活动区域的空气温度,导致围护结构基本耗热量的增加。因而规定当房间高度大于 4 m 时,每高出 1 m 应附加 2%,但总的附加率不大于 15%,并应注意以下内容。

- ① 高度附加需要附加于房间围护结构耗热量总和上。
- ② 对于多层建筑物的楼梯间不考虑高度附加。

综上所述,围护结构的总耗热量 Q' 用下式表示:

$$Q' = (1 + x_c) \sum \delta FK(t_n - t_w')(1 + x_c + x_f) \quad (5-4)$$

式中 x_c ——高度附加率,%;
 x_c ——朝向修正率,%;
 x_f ——风力附加率,%。

2. 冷风渗透耗热量 Q_2 的计算

在风力和热压造成的室内、外压差作用下,室外的冷空气通过门窗等缝隙渗入室内,加热这部分冷空气所消耗的热量称为冷风渗透耗热量。影响冷风渗透耗热量的因素很多,如门窗构造、朝向、室外风向和风速、室内外空气温差、建筑物高低等。对于多层建筑,主要考虑风压的作用;对于高层建筑,则应考虑风压和热压的综合作用影响。在 §9 中将予详细介绍。

冷风渗透耗热量的计算方法有缝隙法、换气次数法、百分数法。

1) 缝隙法

多层建筑的冷风渗透耗热量计算时,缝隙法是常用的较精确的方法。

多层建筑冷风渗透耗热量为:

$$Q_2 = 0.278 c_p \rho_w L l (t_w - t'_w) n \quad (5-5)$$

式中 L ——单位长度(m)门、窗缝隙渗入室内的冷空气量,按照当地室外平均风速选用, $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m})$;

l ——门、窗缝隙的计算长度, m ;

ρ_w ——室外空气密度, kg/m^3 ;

n ——渗透空气朝向修正系数,与地区和朝向有关;

c_p ——冷空气的定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

2) 换气次数法计算冷风渗透耗热量

在冬季,室外冷空气通过门窗缝隙进入室内,一方面加热这部分空气需要消耗热量,另一方面这些冷空气也是民用建筑室内新鲜空气的主要来源。

在民用建筑供暖设计中,也可以采用换气次数法概算房间的冷风渗透耗热量,计算公式为:

$$Q'_2 = 0.278 n_h V_n \rho_w c_p (t_w - t'_w) \quad (5-6)$$

式中 V_n ——供暖房间的内部体积, m^3 ;

n_h ——房间的换气次数,次/h,根据门窗设置情况确定。

其他符号意义同式(5-5)。换气次数法是一种粗略的计算,一般不宜采用。

3. 冷风侵入耗热量 Q'_3 的计算

冷风侵入耗热量计算的关键是确定冷空气侵入量,而冷空气量与外门的面积以及开启频率有关,一般很难确定。在供暖工程实际设计中,冷风侵入耗热量采用以下简便方法计算:

$$Q'_3 = N \cdot Q'_{3,j,m} \quad (5-7)$$

式中 N ——考虑冷风侵入的外门附加率,%,与外门布置和层数情况有关;

$Q'_{3,j,m}$ ——外门基本耗热量, W 。

应注意以下两点。

- ① 阳台门不应考虑外门附加。
- ② 有热空气幕的外门不应考虑外门附加。

5.1.2 工业建筑供暖热负荷计算

在工业建筑中供暖系统的设计热负荷 Q' ,除围护结构耗热量、冷风渗透耗热量、冷风侵入耗热量外,还应考虑以下内容。

水分蒸发的耗热量;加热由外部运入的冷物料和运输工具的耗热量;通风耗热量。

同时还应考虑车间内的散热量,内容如下。

工艺设备的散热量;热管道及其他热表面的散热量;热物料的散热量。

对具有供暖及通风系统的厂房,供暖及通风系统的设计热负荷需要根据生产工艺设备的使用情况或建筑物的使用情况,通过得失热量的热平衡和通风的空气量平

衡综合考虑才能确定。因此在设计前,要充分收集工艺专业的相关资料才能确保供暖热负荷的计算准确。另外,室内计算温度的确定在工业建筑中与民用建筑有所不同。

1. 室内计算温度 t_a 的确定

工业建筑的工作地点温度,根据工作性质取值如下:

轻作业 18~21℃; 中作业 16~18℃; 重作业 14~16℃。

当建筑层高大于 4 m 时,应符合下列规定。

① 地面应采用工作地点的温度。

② 屋顶和天窗应采用屋顶下的温度。屋顶下温度,可按下式计算:

$$t_a = t_w + \Delta t_{H1}(H-2) \quad (5-8)$$

式中 t_a ——屋顶下的温度,℃;

t_w ——工作地点的温度,℃;

Δt_{H1} ——温度梯度,℃/m,根据车间散热设备的散热情况和车间高度而定,一般可取 0.3~1.5℃/m。

③ 墙、窗和门应采用室内平均温度。室内平均温度 t_{av} 应按下式计算:

$$t_{av} = \frac{t_w + t_a}{2} \quad (5-9)$$

2. 厂房的门窗缝隙冷风渗透耗热量

工业建筑房屋较高,热压作用导致的冷风渗透耗热量增大。工业建筑的冷风渗透耗热量,可按照围护结构总耗热量的百分数进行估算,即

$$Q_2 = M \cdot Q_1 \quad (5-10)$$

式中 M ——冷风渗透耗热量占围护结构总耗热量的百分数,%,与建筑高度和玻璃窗层数有关,取值如表 5-3 所示;

Q_1 ——围护结构总耗热量,W。

表 5-3 工业建筑冷风渗透耗热量占房间围护结构耗热量的百分数(%)

窗类型	建筑物高度		
	<4.5 m	4.5~10.0 m	>10.0 m
单层玻璃	25	35	40
单、双层玻璃	20	30	35
双层玻璃	15	25	30

3. 厂房大门开启冷风侵入耗热量

大门开启冷风侵入耗热量一般采用附加率法。附加在大门的基本耗热量上,附加率为 200%~500%。

5.2 供暖系统方案设计

5.2.1 供暖热媒选择

供暖系统的热媒选择,应根据建筑物的用途、供热情况和当地气候特点等条件,经技术经济分析和方案比较确定,常见的热媒有热水和蒸汽两大类。

热水供暖系统的热能利用率较高,输送时无效损失较小,散热设备不易腐蚀,使用周期长,散热设备表面温度低且符合卫生要求,而且系统操作方便,运行安全,易于实现供水温度的集中调节,系统蓄热能力高,散热均衡,适于远距离输送。

在相同热负荷条件下,蒸汽供暖系统比热水供暖系统所需的热媒和散热设备面积都要小,供热速度快,不需要消耗水泵动力,因而使得蒸汽系统节省管道和散热设备的初投资。由于蒸汽热惰性小,供汽时热得快,停汽时冷得也快。

民用建筑应采用热水作热媒。工业建筑,当厂区只有供暖用热时,宜采用热水作热媒;当厂区供热以工艺用蒸汽为主时,经过技术和经济论证认为合理,可采用蒸汽作热媒。热媒的选择如表 5-4 所示。

表 5-4 供暖系统热媒的选择

建筑性质	适宜采用	可以采用
人昼夜停留的居住建筑(如住宅、宾馆)	不超过 95℃ 的热水	
人长时间停留的一般民用和公共建筑,如办公楼、学校	不超过 95℃ 的热水	不超过 115℃ 的热水
人短期停留的高大公共建筑或生产厂房	不超过 115℃ 的热水	不超过 130℃ 的热水 低压蒸汽

5.2.2 供暖方式选择

供暖方式的选择,应根据卫生、经济、使用性质、节能等条件确定。

1. 散热器供暖系统

(1) 热水供暖系统

一般认为,供水温度高于 100℃ 的供暖系统,称为高温水供暖系统;供水温度低于 65℃ 的供暖系统,称为低温水供暖系统;供水温度在二者之间时,称为中温水供暖。

由于水的比热容大,载热能力强,而且没有污染,所以热水是一种常用的供暖热媒。一般在一级管网中采用高温水,而在二级管网中采用中温水或低温水。散热器供暖系统常见的设计供回水温度通常为 95℃/70℃。低温水一般是用于地板辐射供暖系统。

(2) 蒸汽供暖系统

供汽表压力高于 70 kPa 时,称为高压蒸汽供暖;供汽表压力等于或低于 70 kPa 时,称为低压蒸汽供暖;当蒸汽压力低于当地大气压时,称为真空蒸汽供暖。在相同散热量的条件下,蒸汽系统的热媒流量比热水系统的流量小很多。

2. 辐射供暖系统

辐射供暖是采用辐射板或利用建筑物内部顶棚、墙面、地面或其他表面进行供暖的系统。辐射供暖系统主要靠辐射散热方式向房间供应热量,其辐射散热量占总散热量的 50% 以上,是一种卫生条件和舒适标准都比较高的供暖形式。辐射供暖系统的分类如表 5-5 所示。

表 5-5 辐射供暖系统的分类

分类根据	名称	特征
板面温度	低温辐射板	板面温度低于 80 °C
	中温辐射板	板面温度为 80~200 °C
	高温辐射	板面温度高于 500 °C
辐射板位置	顶棚式	以顶棚作为辐射供暖面
	墙壁式	以墙壁作为辐射供暖面
	地板式	以地板作为辐射供暖面,加热元件埋在地板内的低温辐射供暖
热媒种类	低温热水式	热媒水温度低于 100 °C
	高温热水式	热媒水温度等于或高于 100 °C
	热风式	以加热以后的空气作为热媒
	蒸汽式	以蒸汽(高压或低压)为热媒
	电热式	以电热元件加热特定表面或直接发热
	燃气式	通过可燃气体在特制的辐射器中燃烧发热

3. 热风供暖系统

符合下列条件之一,可考虑采用热风供暖。

- ① 供暖负荷较大,但无法布置大量散热器的高大建筑。
- ② 无集中空调通风系统,但能与冬季必须运行的机械送风系统合并为建筑物供暖。
- ③ 可根据使用要求间断供暖的房间、大型停车场。

热风供暖系统,包括暖风机供暖系统、集中热风供暖系统等。这种供暖方式对散热比例基本达到 100%,具有热惰性小、升温快等特点,适用于各种工业厂房、公共建筑、蔬菜大棚等供暖。

热风供暖系统还可以根据需要,设置成与通风和空调结合的供暖系统,这种方式

特别适合需要通风的生产厂房。热风供暖系统既可以采用集中送风的方式,也可以采用暖风机加热室内再循环空气的方式向房间供暖。热风供暖系统无漏水及管路冻裂等灾害隐患。

5.2.3 供暖系统形式选择

1. 蒸汽供暖系统

低压蒸汽供暖系统一般采用上供下回双管系统或下供下回式单管枝状系统,重力回水系统不用疏水器,凝结水自然流进锅炉。机械回水系统需要每组设疏水器或每根立管设疏水器,凝结水自然流入水箱后经水泵回到锅炉房。

高压蒸汽供暖系统可采用上供下回双管或单管系统,采用集中疏水器或在各分支管末端设置疏水器,靠余压把凝结水送回凝结水箱,然后经水泵回到锅炉房。

蒸汽供暖系统适用于工业建筑或不常用的非居住建筑,限于篇幅不作详细介绍。

2. 热水供暖系统分类

热水供暖系统是民用建筑采用的主要供暖形式,可按下述方法分类。

- ① 按照水循环动力的不同,可以分成自然循环系统和机械循环系统。
- ② 按照系统管道设置方式不同,分为垂直式系统和水平式系统。
- ③ 按照连接散热器的立管根数不同,分为单管系统和双管系统。
- ④ 按照通过各立管的循环管路的长度是否相等,分为同程式系统和异程式系统。

3. 机械循环垂直式热水供暖系统

本节只讨论机械循环热水供暖系统。机械循环热水供暖系统主要有以下几种形式。

1) 上供下回式热水供暖系统

图 5-1 为机械循环上供下回式热水供暖系统。图左侧为双管系统,图右侧为单管系统。双管系统具有独立的供水立管和回水立管,因而进入每组散热器的供水温度相同;双管系统容易因上下层散热器的自然循环压力不同,而出现垂直失调现象,不适用于上部与下部高差大的场所。单管系统仅有一根立管,热水按照顺序依次流经各组散热器,水温逐步下降。单管系统形式简单,施工方便,造价低,是办公类建筑采用较多的形式。

单管系统还可以分为单管顺流式系统和单管跨越式系统。图 5-1 立管Ⅲ是单管顺流式系统,其主要缺点是不能进行局部调节,散热器支管上不得安装调节阀门。立管Ⅳ是单管跨越式系统,立管的一部分水进入散热器,另外一部分水通过跨越管直接进入下层散热器。单管跨越式系统允许在散热器支管上安装调节阀门,具有调节能力,但由于热水只有一部分进入散热器,使所需的散热器面积增大。单管跨越式系统一般用于房间温度要求比较严格的建筑上。上供下回式系统管道布置合理,供暖效果好是传统的布置形式也是较常用的一种系统形式。双管上供下回系统不适用于超过 4 层的建筑。

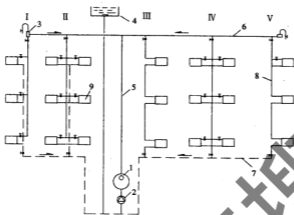


图 5-1 机械循环上供下回式热水供暖系统

1—锅炉；2—循环水泵；3—集气罐；4—膨胀水箱；5—总立管；6—供水干管；
7—回水干管；8—立管散热器

2) 下供下回式热水供暖系统

一般供、回水干管可以设置在地沟内或者地下室，常用于建筑顶棚下难以布置供水干管的场合。系统形式如图 5-2 所示。

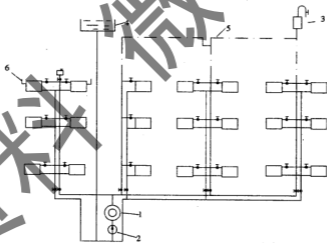


图 5-2 机械循环下供下回式热水供暖系统

1—锅炉；2—循环水泵；3—集气罐；4—膨胀水箱；5—空气管；6—冷风阀

下供下回式系统主要的缺点是系统内的空气排出困难。一般排出空气的方法主要有两种：一种是设置空气管集中利用集气装置排气，如图 5-2 的右侧三个立管，立管之间用高度不小于 300 mm 的 U 形管隔开，利用空气阻隔立管之间的水流；另一种是通过顶层散热器和立管顶部设置放气阀分散排气，如图 5-2 总立管的左侧立管。下供下回式系统可有效减轻垂直失调现象。

3) 中供式热水供暖系统

供水干管设在系统中部，下部系统为上供下回式，上部系统可以采用下供下回式(见图 5-3 左)，也可以采用上供下回式(见图 5-3 右)。供水干管一般敷设在中间某楼层的顶棚下。

中供式系统可以避免上供下回式系统由于楼层过多、容易出现垂直失调的现象，但计算和调节都比较麻烦。一般用于建筑顶层梁底标高过低使供水干管无法布置的情况，也可以用于加建楼层的原有建筑上，或者用于上部建筑面积少于下部的“品”字形建筑中。

4) 下供上回式热水供暖系统

这种形式也称为“倒流式”系统，如图 5-4 所示。水在立管内自下而上流动，与空

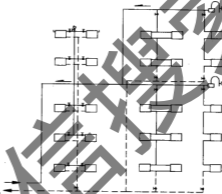


图 5-3 机械循环中供式热水供暖系统

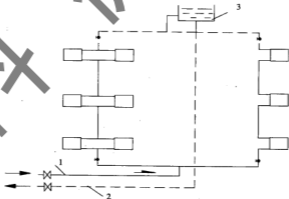


图 5-4 机械循环下供上回式热水供暖系统

1—供水管；2—回水管；3—膨胀水箱

气的流动方一致,因而排气方便,系统不容易产生“气塞”。这种系统在高温水供热系统中比较有利。高温水供暖系统中为了防止高温水汽化,供水管必须保持一定的压力。在倒流式系统中,由于供水干管设在底层静压较大,可以降低膨胀水箱的安装高度。

与上供下回式相比,底层散热器平均温度升高,从而减少底层散热器面积,有利于解决某些建筑物中一层散热器面积过大而难以布置的问题。一般在建筑底层房间散热量远高于上层房间时,可以考虑采用倒流式系统。

4. 机械循环水平式热水供暖系统

水平式系统可分为顺流式(见图 5-5)和跨越式(见图 5-6)两类。顺流式系统中热水先后流经各组散热器,水温由近及远逐渐降低,不能对散热器进行个体调节。顺流式系统串联散热器组数不宜过多,以避免水平失调现象。水平跨越式系统可以安装调节阀,对散热器进行调节。

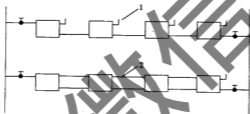


图 5-5 机械循环水平顺流式热水供暖系统

1—冷风阀;2—空气管

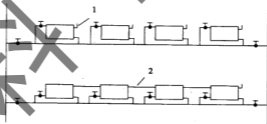


图 5-6 机械循环水平跨越式热水供暖系统

1—冷风阀;2—空气管

水平式系统排气比较复杂一些,对于较小系统可以在散热器上设置冷风阀的分散排气方式;对于大型系统宜设空气管集中排气。

与垂直式系统相比,水平式供暖系统管路简单,无穿过楼板的立管,施工方便。

因此,水平式系统也是应用比较广泛的一种形式,尤其在大空间公共建筑大厅上应用较多。用于居住建筑时易于设计成分户热计量的系统。

5.3 供暖设备和管道的布置方法

5.3.1 散热设备布置

散热器布置的基本原则是力求使室温均匀,并能迅速地加热室外渗入的冷空气,少占用室内使用面积。散热器布置时,要注意以下事项。

① 散热器尽量安装在外墙窗台下,能够减少冷风渗透的影响,改善空气循环效果。当安装有困难时(落地窗、玻璃幕墙等),也可安装在内墙。

② 楼梯间或回马廊的大厅,考虑到热空气上升的特点,散热器应该尽量布置在底层,或者按照“下多上少”的比例布置楼梯间散热器,楼梯间散热器布置如表 5-6 所示。

③ 为防止散热器冻裂,两道外门之间以及紧靠开启频繁的外门处,不宜设置散热器。

④ 在楼梯间或其他有冻结危险的场所,散热器应有独立的立管供热,且不得装设调节阀。

⑤ 从节能的角度出发,散热器一般应明装。隐蔽安装时散热器的散热量约减少 20%~30%。当房间装修要求较高时可采用暗装。托儿所等特殊场合应暗装或加防护罩,防止烫伤。

⑥ 为保证散热器的散热效果,安装时散热器底部距离地面高度通常采用 150 mm,不得小于 60 mm;散热器顶部距离窗台板距离不得小于 50 mm;后侧与墙面净距离不得小于 25 mm。

表 5-6 楼梯间各层散热器的分布(%)

建筑物总层数	计算层数							
	1	2	3	4	5	6	7	8
2	65	35	—	—	—	—	—	—
3	50	30	20	—	—	—	—	—
4	50	30	20	—	—	—	—	—
5	50	25	15	10	—	—	—	—
6	50	20	15	15	—	—	—	—
7	45	20	15	10	10	—	—	—
8	40	20	15	10	10	5	—	—

5.3.2 管道布置

供暖系统的管路布置,影响到建筑供暖的效果以及系统造价等。应该根据建筑物的具体条件,与外网的连接方式等因素选择合适的布管方案。布置管道时,应力求系统管道走向合理,节省管材,不影响房间美观,便于调节和排除空气,且应保证各并联环路的阻力损失近似相等。

管道布置的基本原则是使系统构造简单,节省管材,各个并联环路压力损失易于平衡,便于调节热媒流量、排气、泄水,以及系统安装和检修,进而提高系统使用质量,改善系统运行功能,保证系统正常工作。

布置热水供暖系统管道时,必须考虑建筑物的具体条件(如平面形状和构造尺寸等)、系统连接方式、管道水力计算方法、室外管道位置或运行等情况。一般先布置散热设备,然后布置干管,再布置立支管。对于系统各个组成部分的布置,既要逐一进行,又要全面考虑,布置散热设备时要考虑到干管、立支管、膨胀水箱、排气装置、泄水装置、伸缩器、阀门和支架等的布置,布置干管和立支管时也要考虑到散热设备等附件的布置。

1. 引入口的位置

引入口是连接热用户室内供暖系统与外网的用户热力点,一般设置在建筑物热负荷对称分配的位置,以缩短室内供暖系统的作用半径。它通常设置在用户的地沟入口或地下室室内,有些引入口设置在建筑物底层的专用房间内。通过引入口向该用户或相邻几个热用户分配热能。

在引入口的供、回水总管上应装设必要的设备、仪表及控制装置。通常在供、回水总管上应设置阀门、温度计、压力表、除污器,以及热计量仪表等。

2. 环路划分

为了合理地分配热量,便于运行控制、调节和维修,应根据实际需要把整个供暖系统划分为若干个分支环路,构成几个相对独立的小系统。划分时,尽量使热量分配均衡,各并联环路阻力易于平衡,便于控制和调节系统。条件许可时,建筑物供暖系统南北向房间宜分环设置,有利于节能。

在布置较大型的室内热水供暖系统时,首先应合理地分成若干分支环路,并尽量使各分支环路的压力损失易于平衡。图5-7(a)为无分支环路的同程式供暖系统,图5-7(b)为具有两个分支环路的同程式供暖系统。无分支环路的供暖系统管路比较长,压力损失大;具有分支环路的供暖系统可以避免管路过长的问題,但应保证各并联分支的阻力损失平衡,避免流量分配不均。

在各个分支环路上,应设置关闭和调节阀门。

3. 室内供热管线的布置

1) 总立管

在上供下回式热水供暖系统中,外网热水从室内总立管输送给各个分支环路的

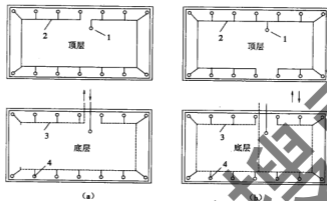


图 5-7 同程式供暖系统回路划分

(a) 无分支环路; (b) 两个分支环路

水平供水干管。总立管比较粗,一般应设在辅助房间内,不影响人们的生产和生活。

2) 供水干管

在上供下回式系统中,供水干管多设置在顶层的顶棚下。对于美观要求较高的民用建筑,当大梁底面标高过低妨碍供水干管敷设时,可以预埋套管穿梁干管布置在顶棚内。为了排除空气,机械循环供水干管应该保证不小于 0.002 的坡度,并在最高处设置集气罐、自动排气阀等排气装置。

在下供式热水供暖系统中,供水干管一般设置在地下室或地沟内。

3) 回水干管

在下部回水的供暖系统中,回水干管可以敷设在地面上,也可以敷设在地下室顶棚下、半通行地沟或不通行地沟内。地沟内的回水干管应该进行保温。地沟上每隔一定距离应设置活动盖板,以便于检修。回水干管地面敷设需要过门时,可以采用门下地沟通过或门上绕行通过的方式。地面敷设回水干管过门方式,如图 5-8 所示。最低点处应该设置泄水阀。

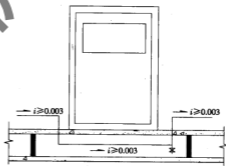


图 5-8 地面敷设回水管地沟过门

回水干管应设置沿流动方向向下的坡度。如果因条件限制,机械循环系统的水

平干管允许无坡度敷设,但是管内的热水流速不得小于 0.25 m/s 。

4) 供、回水立管

供、回水立管应尽量布置在房间的墙角处,这样可以避免结露、结霜;或者把立管设置在窗间墙处,以便于向两侧连接散热器。每根立管的上下端应该安装截断阀门,以便于系统检修时放水。在双管供暖系统中,供水管应位于面向管道时人的左侧,回水管布置在右侧。

楼梯间的立管需要单独设置,其他房间的散热器不能与其连接,以避免由于该立管冻结而影响其他房间供暖。管道穿过楼板或隔墙时,应在楼板或隔墙内预埋套管。

5) 散热器支管

为了排除散热器上部的空气和有利于排净散热器内的水,系统为上供下回时散热器的供、回水支管应该按水流方向设置向下的坡度,下供上回式时应设置与水流方向相反的坡度,由于散热器支管比较短,要求坡度不得小于 0.01 。

室内热水供暖管路的敷设有明装和暗装两种方式。一般民用建筑和工业厂房宜采用明装,在装饰要求较高的建筑中可采用暗装敷设。

5.4 供暖管道的水力计算

5.4.1 热水供暖系统的水力计算

热水供暖系统的水力计算方法有等温降法、变温降法、等压降法三种。计算时应根据供热系统的形式,采用适合的计算方法。

1. 等温降法

等温降计算方法是预先规定每根立管的水温降,系统中各立管的供、回水温度都取相同值,在此前提下计算流量。该方法既可用于异程式系统,也可用于同程式系统。因同程式供暖系统中通过各立管环路的管长接近相等,它比异程式系统更适于采用等温降的水力计算方法,两者在计算顺序上有所不同。

应用等温降法进行水力计算时应注意以下内容。

- ① 如果未知系统循环作用压力,可在总压力损失之上附加 10% 确定。
- ② 各并联循环环路应尽量做到阻力平衡,不平衡率不应大于 15% ,以保证各环路分配的流量符合设计要求。

1) 同程式系统的主要计算步骤

- ① 计算通过最远端立管的环路阻力损失。由于同程式系统通过各立管环路的管长基本相同,最不利环路不一定是通过离热力人口最远立管的环路,在没有设计计算时并不知道通过哪根立管的环路为最不利环路,可计算最远端的环路来控制比例阻。
- ② 计算通过最近端立管的环路。
- ③ 计算上述两并联环路的阻力,不平衡率在 15% 以内。

④ 绘制系统干管压力和阻力损失平衡图。

⑤ 根据各立管资用压差确定其他立管管径。

双管系统上下层散热器之间,或系统上部与下部之间的自然循环作用压力,按理论计算值的 2/3 计入阻力平衡计算。

2) 异程式系统的计算方法

① 选择过最远端立管的环路为最不利环路。

② 根据已知温降,按下式计算各管段流量 G (kg/h):

$$G = 0.86 \frac{Q}{t_g - t_h} \quad (5-11)$$

③ 根据系统的循环作用压力,按下式确定最不利环路的平均比摩阻 R_p :

$$R_p = \frac{\alpha \Delta P_s}{\sum l} \quad (5-12)$$

式中 ΔP_s ——系统的作用压力, Pa;

R_p ——最不利环路的平均比摩阻, Pa/m;

α ——沿程压力损失占总压力损失的估计百分数,一般取 50%;

$\sum l$ ——环路总长度, m。

④ 根据平均比摩阻和各管段流量,查表选出最接近的管径,确定该管径下管段的实际比摩阻 R 和实际流速。

⑤ 按计算环路各管段先后顺序分别计算沿程损失 Rl 和局部损失 Z ,然后按下式计算各管段及最不利环路的总压力损失:

$$\Delta P = \sum_i (Rl + Z) \quad (5-13)$$

式中 l ——管段长度, m。

ΔP ——系统总压力损失, Pa。

⑥ 其他环路计算。其他环路计算是在最不利环路计算的基础上进行的,应遵循并联环路压力损失不平衡率不超过 15% 的原则。

2. 不等温降法

原则上不等温降法可用于异程式系统,也可用同程式系统;既可用于垂直式系统,也可用于水平式系统,最适用于异程式垂直单管系统。

1) 主要步骤

① 假定最远立管的温降,一般按设计温降增加 2~5℃。

② 求出最远立管的计算流量。根据该立管的流量,选用 R (或 v) 值,确定最远立管管径和环路末端供、回水干管的管径及相应的压力损失值。

③ 确定环路最末端的第二根立管的管径。该立管与上述计算管段为并联管路。根据已知节点的压力损失 ΔP ,选定该立管管径,从而确定通过环路最末端的第二根立管的计算流量及其计算温降。

④ 按照上述方法,由远至近,依次确定出该环路上供、回水干管各管段的管径及

其相应压力损失以及各立管的管径、计算流量和计算温度降。

2) 水力计算时应注意的问题

(1) 室内热水供暖系统的总压力损失

要求总压力损失不超过区域管网给定的资用压力降,满足室内供暖系统水力平衡的要求;尽量增大室内系统的压力损失,最不利环路的比摩阻不宜小于 50 Pa/m。

(2) 供暖管道热水的流速

主要根据系统水力平衡确定,最大允许流速不应大于下列值。

民用建筑 1.5 m/s;辅助建筑物 2.0 m/s;工业建筑 3.0 m/s。

(3) 防止或减轻系统水平失调现象的设计方法

① 供、回水干管采用同程式布置。

② 仍采用异程式系统,但采用“不等温降”方法进行水力计算。

③ 仍采用异程式系统,采用首先计算最近立管环路,再计算其他立管环路的方法。

④ 并联环路高差较大时,因高差产生的自然循环压头的 2/3 计入阻力平衡计算中。

5.4.2 蒸汽供暖系统的水力计算

1. 低压蒸汽系统

在进行低压蒸汽供暖系统管路的水力计算时,同样先从不不利环路开始,水力计算方法通常采用控制比压降法和平均比摩阻法两种方法进行计算。控制比压降法是将最不利环路的每米总压力损失控制在大约 100 Pa/m 计算。平均比摩阻法是在已知锅炉或室内入口处蒸汽压力条件下进行计算。

1) 供汽管道的平均比摩阻法主要步骤

① 确定最不利环路。

② 预先计算出单位长度的压力损失 ΔP_m 值,并以此为依据确定管径,计算式为

$$\Delta P_m = \frac{(P - 2000)a}{l} \quad (5-14)$$

式中 ΔP_m ——单位长度摩擦压力损失, Pa/m;

P ——起始压力, Pa, 其值 ≤ 70 kPa;

l ——供热管道最大长度, m;

2000——管道末端的剩余压力, Pa;

a ——沿程损失占压力损失的百分比,取值为 0.6。

③ 最不利环路各管段的水力计算完成后,即可进行其他立管的水力计算。可按平均比摩阻法来选择其他立管的管径,但管内流速不得超过下列的规定最大允许流速:

当汽、水同向流动时 30 m/s;当汽、水逆向流动时 20 m/s。

④ 凝结水管路管径选择。低压蒸汽系统的凝水为重力回水,可查表确定管径。

2. 高压蒸汽系统

高压蒸汽供暖系统的水力计算原理与低压蒸汽供暖系统完全相同。为了计算方便,供暖通风空调设计手册中列有不同蒸汽压力下的蒸汽管径计算表。在进行室内高压蒸汽管路的局部压力损失计算时,习惯将局部阻力换算为当量长度进行计算。通常采用平均比摩阻法或流速法进行计算。

1) 计算最不利环路

预先计算出单位长度的压力损失 ΔP_m 的值,并以此为依据确定管径,计算式为

$$\Delta P_m = \frac{0.5ap}{l} \quad (5-15)$$

蒸汽管道总压力 ΔP 按下式计算:

$$\Delta P = \sum [\Delta P_m(l+l_d)] \quad (5-16)$$

式中 l ——最不利管段长度, m;

l_d ——局部阻力的当量长度, m。

2) 其他立管的水力计算

由于室内高压蒸汽系统供汽干管各管段的压力损失较大,各分支立管的节点压力难以平衡,通常按流速法选用立管管径。剩余过高压力可通过关小散热器前的阀门来调节。

3) 凝水管道的确定

散热器至疏水器的管径根据管道担负的热负荷选用,如表 5-7 所示。

表 5-7 散热器至疏水器间不同管径通过的负荷

管径/mm	15	20	25	32	40	50	70	80	100	125	150
热量/kW	9.3	30.2	46.5	98.8	128	246	583	860	1340	2190	4950

5.5 住宅分户供暖设计

5.5.1 分户供暖系统形式

目前集中供热系统分户热量可采用楼栋计量用户热分摊的方法,也可采用用户热量表直接计量的方法,而两种方式对供暖系统形式的要求却大不相同。

1. 适合热量表的供暖系统

采用用户热量表要求每户形成单独的供暖环路。对于多层和高层住宅建筑来说,每户供暖系统应设有单独的供、回水管,室内可根据情况设计成单管水平串联、单管水平跨越式、双管水平并联式、上供下回式、上供上回式或地板辐射供暖等系统形式。

2. 适合热分配表的供暖系统

在每个散热器上安装热分配表,测量计算每个住户用热比例,通过总表来计算热量,然后根据热分配表的计量值实行分配。热分配表适用于各种热水集中供暖系统,特别是原有建筑改造系统。

5.5.2 分户供暖热负荷计算

分户热计量的住宅建筑供暖设计热负荷的计算与传统集中系统没有本质的区别,不同点有以下方面。

① 分户计量后,应满足热用户不同需求,在一定幅度内提供舒适选择余地,因此在设计标准上,应在相应的设计标准基础上提高 2°C ,计算热负荷增加了 $7\%\sim 8\%$ 。注意增加的热负荷,不加入到总热负荷中。

② 对于某一用户而言,当其相邻用户室温较低时,由于热传递有可能使用该户设计室温得不到保证,为了避免随机的邻户传热影响房间的温度,房间热负荷必须考虑由于分室调温而出现的温差引起的向邻户的传热量,即户间热负荷。因此,在确定户内供暖设备容量时,选用的房间热负荷应为常规供暖房间热负荷与户间热负荷(或邻户传热附加值)之和。

由于人为调节所造成的邻户传热过程是一个随机不确定过程,目前规范并未给出户间传热的统一计算方法。根据实测数据,某些地方规程中对此作了较具体的规定。总体来看,主要有两种计算方法。

一种是按实际可能出现的温差计算传热量,然后考虑可能同时出现的概率;另一种是用房间按常规计算的外围护结构耗热量再乘以一个附加系数。

第二种方法较简单,但是系数的确定有一定困难,因户间隔断的建筑热工不同,不同房间的户间传热量不会与外围护结构传热量形成同一比例,所以目前使用第一种计算方法较多。

按面积传热计算方法的基本传热公式为:

$$Q = N \cdot \sum_{i=1}^n k_i F_i \Delta t_i \quad (5-17)$$

式中 Q ——户间总热负荷, W ;
 k_i ——户间楼板及隔墙传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;
 F_i ——户间楼板或隔墙面积, m^2 ;
 Δt_i ——户间热负荷计算温差, $^{\circ}\text{C}$,可暂取 6°C ;
 N ——户间楼板及隔墙同时发生传热的概率系数,其取值如下:当有两面可能发生传热的楼板或隔墙,或一面楼板与一面隔墙时,取 0.7 ;当有两面可能发生传热的楼板及一面隔墙,或两面隔墙与一面楼板时,取 0.6 ;
 当有两面可能发生传热的楼板及两面隔墙时,取 0.5 。

5.5.3 分户供暖设备、管道布置

1. 散热器的布置

① 考虑避免管道穿过阳台门和进户门,尽量减少管路安装,散热器也可安装在内墙。

② 每组散热器的连接支管上安装温控阀,并根据具体情况选择型号。

③ 考虑排气问题,应在每组散热器设置排气阀。

④ 宜选用铜铝复合或钢铝复合型、铝制或钢制内防腐型、钢管型等非铸铁散热器。必须采用铸铁散热器时,应选用内腔无粘砂型铸铁散热器,以免影响热量表、温控阀正常运行。

⑤ 散热器罩会影响散热器的散热量和恒温阀及热分配表的工作,非特殊要求,散热器不应设暖气罩。

2. 管道的布置

1) 供回水干管的布置

① 供回水布置在本层的顶棚下,形成上供下回式。

② 供回水布置在下层的顶棚下,每个支管穿过楼板与散热器连接,形成下供下回式。

③ 供水、回水干管分别布置在本层的顶棚下和地面上,形成上供下回式。

④ 供水、回水管布置在本层的地面上,形成下供回式,为解决管道过门等问题,可采用明装方式,即沿踢脚板敷设,亦可采取暗敷方式。暗敷时常暗敷在本层地面下沟槽内或垫层内,是目前常用的方法。

⑤ 比较简捷的户内系统形式是单管跨越式水平串联系统,管道敷设在地面内。

2) 单元供回水立管的布置

单元供回水立管一般布置在楼梯间或管道井内。

5.6 低温热水地板辐射供暖设计

5.6.1 低温热水地板辐射供暖的特点

如图 5-9 所示,从换热站输送来的不高于 60°C 的热水经过滤器 6 后进入用户分水器 1,分别送到各房间的散热盘管 3(散热盘管敷设在地板下)。热水在盘管内散热后进入集水器 2,然后回到外网。一般每组分、集水器可以连接不多于 8 个环路。这种供暖系统对于地板表面温度有要求,经常有人停留的地面温度不得高于 28°C ,一般供水温度为 $40\sim 60^{\circ}\text{C}$,盘管间距经计算后查表确定。

由于地板辐射供暖系统具有明显的优势,在国内外得到广泛应用。目前欧美发达国家超过 50% 的新建建筑中都采用了地板辐射供暖系统。实践表明,低温热水地板辐射供暖具有以下优点。

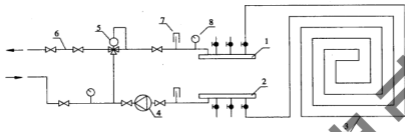


图 5-9 低温热水地板辐射供暖系统

1—分水器;2—集水器;3—散热盘管;4—水泵

(1) 舒适卫生

在地板辐射供暖房间中,室温由下而上逐渐递减,改变了散热器供暖室温下低上高的温度分布,所以给人以脚暖头凉的舒适感受。相对于散热器供暖而言,室内空气速度场均匀,灰尘流动小,减少了空气中有害病菌的蔓延,室内环境更加卫生清洁。

(2) 高效节能

地板辐射供暖系统的节能性体现在以下方面:

① 可充分利用工业余热、太阳能、地热等各种低温热源。

② 热量集中在人体受益的高度内,室内设计温度可以比对流供暖方式低 2~3℃。

③ 各热用户的分水器安装有控制阀门,方便用户随时调节室温。

(3) 不占使用面积

采用地板辐射供暖,室内没有散热器及其支管,增加了室内使用面积,便于装修和家具布置。

地板辐射供暖不足之处,主要有初期投资高、建筑层高增加导致土建费用增加,以及系统的可维修性差等方面。在分户热量计费收费时,还需要考虑上、下层房间的户间传热问题。

5.6.2 低温热水地板辐射供暖热负荷计算

1. 辐射供暖系统热负荷的计算方法

1) 修正系数法

$$Q_1 = \varphi Q \quad (5-18)$$

式中 Q_1 ——辐射供暖热负荷, W;

Q ——供暖计算热负荷, W;

φ ——修正系数,低温辐射系统可取 0.9~0.95。

2) 降低室内温度法

① 该方法同对流供暖热负荷计算方法一样,低温辐射供暖系统设计计算温度,

一般可降低 2°C 。局部地面辐射供暖系统的热负荷可按整个房间全面辐射供暖所算得的热负荷乘以该区域面积与所在房间面积的比值和表5-8中所规定的附加系数确定。

表5-8 局部辐射供暖系统热负荷的附加系数

供暖区面积与房间总面积的比值	0.55	0.40	0.25
附加系数	1.30	1.35	1.50

② 进深大于6m的房间,应以距外墙6m为界分区,分别计算热负荷和进行管线布置。

③ 敷设加热管的建筑地面,不应计算地面的传热损失。

④ 计算地面辐射供暖系统热负荷时,可不考虑高度附加。

⑤ 分户热计量的地面辐射供暖系统的热负荷计算,应考虑间歇供暖和户间传热等因素。

5.6.3 低温地板辐射供暖加热盘管的计算

1. 加热盘管的热力计算步骤

① 计算房间的热负荷 Q_r 。

② 计算单位地面的耗热量 q 。

③ 计算加热盘管平均水温 t_p 。

$$t_p = (t_d + t_h) / 2 \quad (5-19)$$

式中 t_d, t_h ——分别为设计供、回水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

④ 确定地面平均温度。为保证人的舒适感,地面温度应符合下列规定。

人员经常停留区 $24\sim 26^{\circ}\text{C}$,最高不应超过 28°C ;人员短期停留区 $28\sim 30^{\circ}\text{C}$,最高不应超过 32°C ;无人停留区 $35\sim 40^{\circ}\text{C}$,最高不应超过 42°C 。

⑤ 计算辐射板传热系数 K :

$$K = Q / (t_p - t_b) \quad (5-20)$$

⑥ 计算加热管上部覆盖层材料的导热系数 λ :

$$\lambda = \frac{\sum \delta_i}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (5-21)$$

⑦ 计算加热管的平均间距 $A(\text{mm})$:

$$A = \frac{2\lambda}{K} - B \quad (5-22)$$

式中 λ_i ——加热管上部某一层覆盖材料的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$;

λ ——加热管上部覆盖材料的总导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$;

δ_i ——各层构造的厚度, m ;

B —加热管上部覆盖层材料的厚度, mm。

在工程设计中可利用地面供暖计算速查表直接确定盘管的间距。

2. 加热盘管的水力计算

水力计算按《地面辐射供暖技术规程 JBJ 142—2004》进行,集、分水器回路总阻力不宜大于 30 kPa。

5.6.4 低温地板辐射供暖系统的布置

1. 分、集水器的布置

① 加热管应按户划分独立的系统,设置分、集水器,按室分组配置加热管,每组加热管回路的总长度不超过 120 m。

② 每个分、集水器连接的加热盘管管段不宜超过 8 组。

③ 在分水器的总进水管上,顺水流方向应安装球阀、过滤器,分水器的顶部,应安装排气阀。

2. 管路的布置

和任何热水供暖系统一样,低温辐射供暖系统也要求有适宜的水温和足够的流量。主管网设计时各并联回路应达到阻力平衡,推荐采用同程式布置。

3. 盘管的布置

地板辐射供暖的埋管布置方式,一般有回字形、S形、L形、U形等(见图 5-10)。不同排管方式温度场有差别,盘管间距根据散热量要求确定,最小、最大间距,弯曲半径应符合设计规程规定。同一分、集水器的并联回路长度差异不宜超过 20%。一般在外墙附近地面,排管间距可根据经验适当加密。在潮湿房间(卫生间、厨房等)敷设地面供暖系统时,加热管覆盖层上应做防水层。地板低温辐射供暖传热具有双向性,因而盘管下方需要进行保温。

4. 地板辐射供暖设计时应注意的问题

① 热媒温度、民用建筑中的供水温度不应超过 60℃。

② 应注意防止空气窜入系统,盘管中应保持一定的流速,一般不应低于 0.25 m/s,以防空气聚集而形成气塞。

③ 必须妥善处理管道和辐射板的膨胀问题;管道膨胀时产生的推力绝对不允许传递给辐射板。

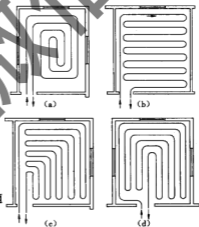


图 5-10 地板辐射供暖埋管布置形式

- ④ 埋置于混凝土或粉刷屋面内的排管,禁止使用丝扣和法兰联结。

5.7 热风供暖

5.7.1 热风供暖的系统形式

热风供暖适用于下列场合。

- ① 耗热量大的高大建筑。
- ② 卫生要求高并需要大量新鲜空气或全新风的房间。
- ③ 能与机械送风系统合并时。
- ④ 利用循环空气供暖经济合理时。

常用的热风供暖有集中送风和悬挂式暖风机送风形式。

1. 集中送风

集中送风适用于空气可在循环的车间或作为有大量排风的补风和供暖系统。对于内部隔断较多、散发灰尘和大量有害气体的车间不宜采用,设计应符合下列技术要求。

- ① 集中送风供暖时,尽量使整个车间温度场和速度场均匀,应使回流尽可能处于工作区,射流开始的扩散区处于房间的上部。
- ② 射流正前方不应有高大的设备。
- ③ 送风口的风速一般可采用 $5 \sim 7 \text{ m/s}$;工作区射流末端最小平均风速一般取 0.15 m/s 。工作区的平均风速,民用建筑不大于 0.3 m/s ;工业建筑当室内散热量 $< 23 \text{ w/m}^2$ 时不宜大于 0.3 m/s ,当室内散热量 $> 23 \text{ w/m}^2$ 时不宜大于 0.5 m/s 。
- ④ 送风温度为 $35 \sim 70 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

2. 暖风机热风供暖设计要求

- ① 热风供暖的热媒宜采用 $0.1 \sim 0.3 \text{ MPa}$ 的高压蒸汽或不低于 $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 的热水。
- ② 暖风机的供水温度最低不能低于 $80 \text{ }^\circ\text{C}$,必须使其散热器管中的水流速度为 0.2 m/s 以上才能保证散热效果。
- ③ 暖风机的送风温度宜采取 $35 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$,不得高于 $70 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

在暖风机热风供暖设计中,主要是确定暖风机的型号、台数、平面布置及安装高度等。

5.7.2 热风供暖的气流组织

1. 集中送风

集中送风有平行送风和扇形送风(见图 5-11),应根据房间的大小和几何形状选择。

2. 小型暖风机供暖

为使车间温度场均匀,保持一定的断面速度,布置时宜使暖风机的射流互相衔

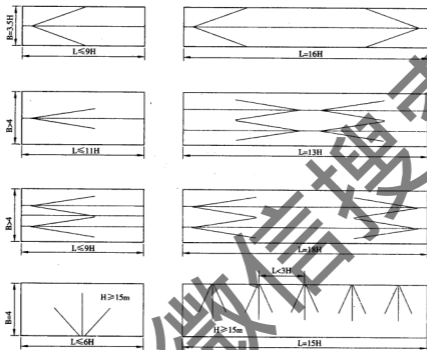


图 5-11 集中热风的气流组织平面布置



图 5-12 暖风机布置方案

(a) 直吹布置; (b) 斜吹布置; (c) 顺吹布置; (d) 对吹布置

接,使供暖房间形成一个总的空气环流,如图 5-12 所示。

① 直吹布置。暖风机布置在内墙一侧,射出热风与房间短轴平行,吹向外墙或外窗方向,以减少冷空气渗透。

② 斜吹布置。暖风机在房间中部沿纵轴方向布置,把热空气向外墙斜吹,此种方案用在沿房间纵轴方向可以布置暖风机的场合。

③ 顺吹布置。若暖风机无法在房间纵轴线上布置时,可使暖风机沿四边串联吹射,避免气流互相干扰,使室内空气温度较均匀。

④ 对吹布置。暖风机在房间纵轴两端布置,这种方案适合于房屋空间不大的场合。

5.8 常用供暖设备选择计算

5.8.1 散热器

散热器的设计计算是确定供暖房间所需散热器的面积和片数。目前国内生产的散热器种类繁多,按其使用材质不同,主要有铸铁、钢质、铜铝复合三大类;按其构造不同,主要分为柱型、翼型、管型和平板型等。散热器选型应注意以下几点。

- ① 热工性能方面的要求,散热器的传热系数 K 值越高,散热性能越好。
- ② 经济方面的要求,散热器传给房间的单位热量所需金属耗量越少,成本越低,其经济性越好。
- ③ 散热器应具有一定的机械强度和承压能力;散热器的结构形式应便于组合成所需要的散热面积,结构尺寸要小,少占房间面积和空间。
- ④ 散热器外表面应光滑,不易积灰,便于清扫;外形应美观,宜与室内装饰相协调。
- ⑤ 散热器应不易被腐蚀和破坏,使用年限要长。

1. 散热面积 F 的计算

$$F = \frac{Q}{K(t_m - t_n)} \beta_1 \beta_2 \beta_3 \quad (\text{m}^2) \quad (5-23)$$

- 式中 Q ——散热器的散热量, W ;
 t_m ——散热器内热媒平均温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_n ——室内供暖计算温度, $^{\circ}\text{C}$;
 K ——散热器的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;
 β_1 ——散热器组装片数修正系数,参见文献[21];
 β_2 ——散热器连接形式修正系数,参见文献[21];
 β_3 ——散热器安装形式修正系数,参见文献[21]。

2. 散热器内热媒平均温度 t_m 的计算

1) 热水供暖系统

热水供暖系统的热媒平均温度按下式计算:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (5-24)$$

- 式中 t_1 ——散热器进水温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_2 ——散热器出水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

当供暖系统为单管时:

$$t_1 = t_2 - \frac{Q_1(t_1 - t_2)}{Q_2} \quad (5-25)$$

式中 t_1 ——立管进水温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_2 ——立管出水温度, $^{\circ}\text{C}$;

Q_1 ——进入该层散热器前面各层散热器的散热量总和, W ;

Q_2 ——该立管所有散热器的散热量, W 。

从散热器排出的水温 t_2 按下式计算:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{W \cdot C_p} \quad (5-26)$$

式中 Q ——该组散热器的散热量, kW ;

W ——通过该组散热器的水量, kg/s ;

C_p ——水的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

2) 蒸汽供暖系统

在蒸汽供暖系统中,当蒸汽压力 $\leq 0.03 \text{ MPa}$ 时, t_m 取 100°C ; 当蒸汽压力 $> 0.03 \text{ MPa}$ 时, t_m 等于进散热器的蒸汽压力相应的饱和蒸汽温度。

5.8.2 减压阀、安全阀

减压阀靠启闭阀孔对蒸汽进行节流从而达到减压目的。目前,活塞式和波纹式减压阀,由于外形小巧,工作稳定可靠,维修工作量小,在蒸汽供暖系统的入口装置上使用较多。

1. 减压阀选型计算

减压阀流量是设计计算中的关键,临界压力比是指临界压力与初态压力的比值,减压阀流量应根据不同工况按不同公式计算。

当减压阀的减压比大于临界压力比时:

饱和蒸汽为:

$$G = 46.2 \mu A \sqrt{\frac{p_1}{V_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1.76} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1.81} \right]} \quad (5-27)$$

过热蒸汽为:

$$G = 33.2 \mu A \sqrt{\frac{p_1}{V_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1.54} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1.77} \right]} \quad (5-28)$$

当减压阀的减压比小于临界压力比时:

饱和蒸汽为:

$$G_{\max} = 7.1 \mu A \sqrt{\frac{p_1}{V_1}} \quad (5-29)$$

过热蒸汽为:

$$G_{\max} = 7.5 \mu A \sqrt{\frac{p_1}{V_1}} \quad (5-30)$$

- 式中 G ——流体的流量, kg/h;
 G_{\max} ——流体的最大流量, kg/h;
 p_1 ——阀孔前流体压力, kPa;
 p_2 ——阀孔后流体压力, kPa;
 V_1 ——阀孔前流体比体积, m^3/kg ;
 A ——减压阀孔流通面积, cm^2 ;
 μ ——减压阀的流量系数, 一般可取 0.45~0.6。

减压阀设计时应注意以下几点。

- ① 活塞式减压阀减压后的压力, 不应小于 0.1 MPa, 如需减至 0.07 MPa 以下, 应再设波纹管式减压阀或用截止阀进行二次减压。
- ② 当减压阀前后压力比为 $>5\sim 7$ 时, 应串联两个减压阀, 采用两级减压, 以使减压阀工作时噪声和振动小。在热负荷波动频繁而剧烈时, 为使第一级减压阀工作稳定, 一、二级减压阀之间的距离应尽量拉开一些。
- ③ 设计时除对型号、规格进行选择外, 还应说明减压阀前后压差值。
- ④ 减压阀前后压差 Δp 的选择范围如下。
 波纹管式减压阀 $0.05 \text{ MPa} < \Delta p < 0.6 \text{ MPa}$; 活塞式减压阀 $0.15 \text{ MPa} \leq \Delta p < 0.45 \text{ MPa}$ 。

⑤ 当压力差为 0.1~0.2 MPa 时, 可以串联安装两个截止阀进行减压。

2. 安全阀选型计算

安全阀一般与减压阀配套使用, 安全阀的阀座面积 A 应按表 5-9 所列公式计算。

表 5-9 安全阀阀座面积 $A(\text{mm}^2)$ 计算公式

介质	类型			
	微启式弹簧安全阀	微启式重锤安全阀	全启式安全阀	速启式安全阀
饱和蒸汽	$A=1200 \frac{G}{P}$	$A=1100 \frac{G}{P}$	$A=370 \frac{G}{P}$	$A=240 \frac{G}{P}$
过热蒸汽	$A=1200 \frac{G}{P} \sqrt{\frac{V'}{V}}$	$A=1100 \frac{G}{P} \sqrt{\frac{V'}{V}}$	$A=370 \frac{G}{P} \sqrt{\frac{V'}{V}}$	$A=240 \frac{G}{P} \sqrt{\frac{V'}{V}}$
热水	$A=38 \frac{G}{P}$	$A=35 \frac{G}{P}$		

表 5-9 中: G 为通过阀座的流量, kg/h; P 为工作压力, kPa; V' 为过热蒸汽比体积, m^3/kg ; V 为饱和蒸汽比体积, m^3/kg 。

设计选用要点如下。

- ① 各种安全阀的进出口公称直径均相同。
- ② 法兰联结的单弹簧或单杠杆安全阀座的内径, 一般比公称通径小一号, 例如

DN 100 的阀座内径为 80; 双弹簧或双杠杆的则为小二号的两个, 例如 DN 100 的为 2×65 。

- ③ 设计时应注明使用压力范围。
- ④ 安全阀的蒸汽进口接管直径不应小于其内径。
- ⑤ 安全阀通至室外的排气管直径不应小于安全阀的内径, 且不得小于 40 mm。
- ⑥ 系统工作压力为 P 时, 安全阀的开启压力应为 $(P+30)$ kPa。

5.8.3 减压板

调压板(减压板)用于调整各建筑物入口处供水干管上的压力, 调压板孔径按下式计算:

$$d = \sqrt{GD^2/f} \quad (5-31)$$

$$f = 23.21 \times 10^{-4} D^2 \sqrt{\rho H} + 0.812G \quad (5-32)$$

式中 d ——调压板孔径, mm;
 D ——管道内径, mm;
 H ——消耗压头, Pa;
 G ——热水流量, kg/h;
 ρ ——热水密度, kg/m³。

目前供热系统中, 经常采用平衡阀, 其运行可靠, 解决水平失调效果好。

5.8.4 换热器

换热器的传热面积一般根据生产厂家样本给出, 当设计参数与样本不符时, 进行校核计算。换热器计算方法见 7.1.2 节。

5.9 高层建筑供暖设计

5.9.1 高层建筑供暖热负荷计算

高层建筑供暖热负荷的计算与多层建筑热负荷计算公式和方法基本相同, 在多层建筑冷风渗透量计算中只考虑了风压的作用, 高层建筑由于建筑高度增加, 需要考虑风速随高度的变化规律, 同时热压作用不容忽视, 因此高层建筑冷风渗透量受到热压和风压的综合作用。

高层建筑加热冷风渗透的耗热量:

$$Q_h = 0.278c_p \rho_a l l (t_n - t_w) m \quad (W) \quad (5-33)$$

式中 l ——通过每米门窗缝隙进入室内的理论渗透的冷空气量, m³/(h·m);
 m ——考虑计算门窗所处的高度、朝向和热压差的存在, 风量综合修正系数;
 l ——门窗缝隙的长度, m, 按各朝向可开启的门窗全部缝隙长度计算。

1. 冷风渗透压差综合修正系数 m 的计算式

$$m = c_r \Delta c_l (n^{1/3} + C) c_b \quad (5-34)$$

- 式中 c_r ——热压系数；
 Δc_l ——风压差系数；
 n ——单纯风压作用下，渗透冷空气的朝向修正系数；
 C ——作用于门窗上的有效热压差与有效风压差之比；
 b ——门窗缝隙渗风指数，一般取 0.67；
 c_b ——高度修正系数， $c_b = 0.3h^{0.4}$ ；
 h ——计算门窗的中心线标高，m。

2. 有效热压差与有效风压差之比

$$C = 50 \cdot \frac{h_1 - h}{\Delta c_l \sqrt{v_0} h^{0.4}} \cdot \frac{t_n - t_w}{273 + t_n} \quad (5-35)$$

- 式中 v_0 ——10 m 高处室外风速，m/s；
 h_1 ——单纯热压作用下，建筑物的中和面高度，m，一般取建筑物总高度的 1/2；
 t_n ——建筑物内形成热压作用的竖井计算温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

3. 计算步骤

① 设定建筑物的中和面标高，一般取建筑物高度的 1/2。

② 计算压差比 C 。

如计算 $C \leq -1$ ，表示在此计算层处无冷风渗透，此时，同一楼层所有朝向门窗的冷风渗透量均取零值；如计算 $C > -1$ ，且 $m \leq 0$ 时，表示所计算的给定朝向的门窗已无冷风渗透，此时处于该朝向的门窗冷风渗透量取值为零；如计算 $C > -1$ ， $m > 0$ ，该朝向门窗有冷风渗透。

③ 计算高度修正系数 C_b 。

④ 计算冷风渗透压差综合修正系数 m 。

⑤ 计算加热冷风渗透的冷空气的耗热量 Q_c 。

5.9.2 高层建筑供暖系统设计

高层建筑热水供暖系统的底层散热器承受的静水压力较大，因此必须根据散热器的承压能力选择合适的系统形式及其与外网的连接方式。高层建筑室内供暖系统与外网的连接，一直是供热设计中的难点之一。此外，在确定高层建筑供暖系统形式时，还应该考虑系统可能出现的上、下层冷热不均问题，即“垂直失调”问题。

高层建筑中常用的热水供暖系统形式，主要有以下几种。

1. 隔绝式分层供暖系统

为了防止高层建筑热水供暖系统水压全部作用在底层散热器上，常见的做法是把供热系统在垂直方向上分成两个以上独立的水系统，如图 5-13 所示。下层系统与

外网直接相连,上层系统利用水-水换热器与外网实现间接连接。这种形式的供暖系统,上层形成独立的水系统,静水压力主要作用在换热器上。这种系统工作稳定,是目前常用的一种高层供暖形式。

2. 双水箱分层供暖系统

隔绝式分层供暖系统工作稳定,运行可靠。但是当外网供水温度较低时,换热器出口热水温度更低,可能不满足供暖要求。这时可考虑采用双水箱系统,如图 5-14 所示。

上层系统利用供水箱和回水箱的水位高差进行水循环流动。当外网供水压力不足以把热水送到顶层的供水箱时,需要在用户入口处设置加压水泵。下层系

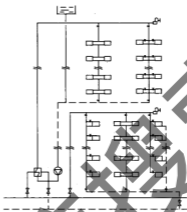


图 5-13 高层建筑隔绝式分层供暖

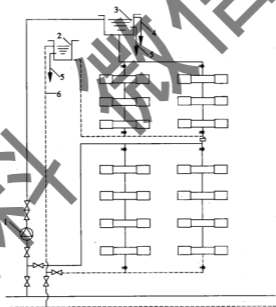


图 5-14 高层建筑双水箱分层供暖系统

1—加压水泵;2—回水箱;3—供水箱;4—溢流管;5—信号管;6—回水箱溢流管

统与外网直接连接。

在图 5-14 中,回水箱溢流管 6 内的流动状态具有这样的特点:在下部为满管流状态,水位高度取决于热网回水干管的压力,上部为非满管流状态。因而双水箱系统实际也是一种分层式供暖系统,利用非满管流的溢流管 6 与热网回水管的压力相隔绝。

双水箱供暖系统实际上是利用两个水箱取代了热交换器,起到隔绝上、下层压力作用,简化了引入口设备,降低了工程造价。但是由于采用开式水箱,空气易进入而造成系统腐蚀。

3. 无水箱直连供暖系统

高层建筑如何与热网连接是一个比较棘手的问题。近年来,许多高层建筑采用了无水箱直连分层供暖系统。这种方式利用膜流运动理论,采用类似于流体非满管流的减压方式。如图 5-15 所示,室外管网的供水加压送至高层,从高层散热器流出的回水首先进入“断流器”,使水流高速旋转,人为促成其膜流形成,从而达到减压断流。然后流体进入“阻旋器”恢复有压流状态并分离出空气。通过有压流→无压流→有压流这样一个逆变的过程,使高压流体平稳过渡到低压流体。

这样,回水管中断流器和阻旋器之间为膜态流动,从而使得上层与下层形成两个水力区。无论系统运行还是静止,均保证了两个分区系统的隔绝。在供水管上还有加压泵前的止回阀隔断,以确保供水管在水泵停止运行时,水不能经泵倒流回低区。

这种连接方式首次将膜流运动理论应用于供暖系统,由于取消了两个水箱,不但安装方便、运行可靠,而且降低了造价。但是系统中的断流器易产生噪声,需设置在管道井或辅助房间内。

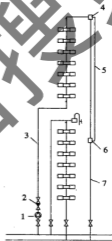


图 5-15 高层建筑无水
水箱直连供暖系统

1—加压水泵;2—止回阀;3—供水管;4—断流器;5—连通管;6—阻旋器;7—回水管

第 6 章 室外供热管网设计

6.1 供热管网热负荷的计算

正确地计算供热区域内各建筑热负荷是确定室外热力管网规模、管径大小、能否取得经济效益和社会效益的重要因素。因此在管网设计前,必须对各类建筑物的数量、性质、规模、层数和环境等进行详细调查,并对各种用热负荷进行准确计算。当没有建筑物详细热负荷资料时,或在热力管网初步设计阶段,一般采用对各建筑物热负荷进行概算的方法。供热管网热负荷包括生活用热、生产用热供暖热负荷。生活用热、生产用热应根据实际需要统计,本节只讨论供暖热负荷的确定。对各类建筑供暖热负荷进行概算时分为面积热指标法和体积热指标法,民用建筑使用面积热指标法,工业建筑使用体积热指标法。

1. 体积热指标法

根据体积热指标法,建筑的供暖设计热负荷按下式计算:

$$Q = q_v \cdot V_w \cdot \Delta t \quad (\text{W}) \quad (6-1)$$

式中 V_w ——建筑物的外围体积, m^3 ;
 q_v ——供暖体积热指标, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;
 Δt ——室内外计算温差, $^\circ\text{C}$ 。

供暖体积热指标的大小,主要与建筑物的围护结构及外形有关。一般具有高大空间的公共建筑,其供暖体积热指标要高于普通住宅建筑。各类建筑物的供暖体积热指标,可以通过对许多建筑物进行理论计算或实测数据进行统计得出,在应用时可在相关手册查取。

2. 面积热指标法

依据面积热指标法,建筑的供暖设计热负荷按下式计算:

$$Q = q_f \cdot F \quad (\text{W}) \quad (6-2)$$

式中 F ——建筑物的建筑面积, m^2 ;
 q_f ——供暖面积热指标, W/m^2 。

可以看出,供暖面积热指标的取值,不仅应考虑建筑类型的影响,还要考虑不同地区对供暖面积热指标的影响。这一点与供暖体积热指标取值是不同的。

建筑供暖面积热指标,不仅可以用来估算供暖系统的设计热负荷,还可以用作供热系统能耗控制和节能评价的一项重要指标,如表 6-1 所示。

表 6-1 供暖热指标推荐值

建筑类型	住宅	学校办公	医院托幼	商店	食堂餐厅	影剧院 展览馆	体育馆 大礼堂	居住 区综合
未采用节能建筑	58~64	60~67	65~80	65~80	115~140	95~115	115~165	60~67
采用节能建筑	40~45	45~55	55~70	55~70	100~130	80~105	100~150	45~55

在确定供暖热负荷时,对于新建建筑、既有建筑和扩建建筑,考虑的因素应有所不同;对于新建的建筑,可按照以上推荐值取用,对于既有建筑,应取其具有代表性的建筑进行调查,通过计算取得热指标,扩建建筑应采用旧有建筑热指标。

6.2 供热介质及参数的选择

室外供热管网一般采用水或蒸汽为热媒。当为用户供暖系统供热时应采用热水做热媒,热网的最佳设计供、回水温度,应对锅炉房、一级供热管网、热力站及用户二级供热管网等方面进行技术经济比较确定。当不具备技术经济比较的条件时,热网的供、回水温度可按下列原则确定。

① 通过热力站向用户供热的供热管网,锅炉房供水温度可取 115~150℃,其中 14~29 MW 的热水锅炉取 115~130℃,大于 29 MW 的热水锅炉取 130~150℃。当供热管网管道采用直埋敷设时,确定供水温度应根据直埋保温材料的耐热性能与价格来确定,回水温度可取 60~90℃。

② 向用户直接供热的供热管网,锅炉房供水温度可取 95℃,回水温度可取 70℃。

当用户生产工艺需要供蒸汽时,需要采用蒸汽做供热热媒,蒸汽的压力和温度应按满足用户生产需要设计。

6.3 供热管网的敷设方式及平面布置

根据供热管道的不同,可以分成单管制管网系统、双管制管网系统和多管制管网系统。热水供热系统一般采用双管制,而蒸汽供热系统根据热用户情况可以采用单管制或多管制管网系统。

在蒸汽供热系统中,当凝结水质量不符合回收要求或凝结水不能回收时,可以不设置凝结水回水管道,而只设置供汽管道。对于工厂的生产工艺用热不允许中断时,供汽管道可以采用两根供汽管道的复线敷设。当不同用户对蒸汽参数要求差别较大时,也可以采用多管制供热系统。

室外供热管网的敷设形式分为地上铺设和地下敷设两种方式,在工业场区中供热管网一般采用地上敷设的方式,具体可分为低支架、中支架和高支架三种形式,支

架的高度主要根据跨越障碍物的需要采用。地下敷设有可分为地沟敷设和直埋敷设两种形式,在城市市区内早期主要采用地沟敷设供热管网,现在主要采用直埋敷设供热管网。

1. 供热管网的布置类型

供热管网平面布置有枝状管网和环状管网两大类型,对供热安全性要求较高时应采用环状供热管网。

1) 枝状管网

对于小型热水供热系统或蒸汽供热系统,多采用枝状管网。

图 6-1 是一个典型的一个枝状供热管网。供热管网供水从锅炉房出发,分别经历主干线、支干线和用户支线,到达热用户,回水从热用户出口经历上述路线返回热源。枝状供热管网布置简单,基建投资少,运行管理方便,是目前应用最普遍的一种管网形式。

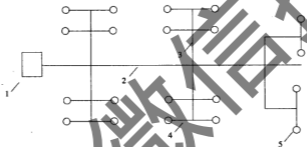


图 6-1 枝状管网

在较大型的集中供热系统中,一般需要在用户支线 4 末端设置换热站(或称热力站),由热力站负责向后端用户供热。一个热力站可以承担一个小区或几个街区的热用户供热。通常把热源与换热站之间的管网称为一级管网,把换热站后面的热水管网称为二级管网。

换热站可以实现对热源送来的热媒进行转换(蒸汽—热水)、调节、计量以及热量分配等。通过换热站的换热器,把一级管网和二级管网隔离开,形成两个独立的水力系统。这样一级管网的热媒并不直接进入热用户的散热设备,这种系统称为间接连接式集中供热系统。

间接连接供热系统虽然增加了设备投资,但是这种连接使得热源的补水量下降。此外一级管网的压力工况和流量不受用户影响,便于大型供热系统的运行调节。

枝状管网主干线的管径,随着距离热源越远而逐渐减小,给热用户提供的资用压力也逐步降低。对于一个较大型的枝状管网系统,容易出现“近热远冷”的现象。这种现象称为水平失调。此外,枝状管网的供热可靠性比较差。当主干线某处出现故

障时,故障后端的用户都将停止供热。

2) 环状管网

随着集中供热系统供热范围的不断增大,近年来环状管网逐渐受到重视。图 6-2 是由一个热电厂和一个供热锅炉房组成的多热源环状供热管网。热网的主干线呈环状,枝干线从环状管网中分出,再到各个热力站。一般在供热高负荷期两个热源同时运行,而在低负荷期仅利用热电厂供热。

环状管网供热系统的最大优点是提高了供热可靠性。当输配主干道某处出现故障时,可以通过环状管网另一个方向提供热量。但是多热源的环状管网在设计 and 运行管理上比较复杂。

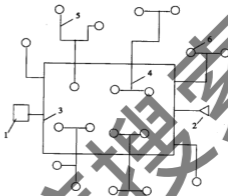


图 6-2 多热源环状管网

1—锅炉房;2—热电厂;3—输配干线;
4—主干道;5—用户支线;6—热力站

2. 供热管网平面布置的基本原则

1) 经济合理

主干线力求短直,尽量走热负荷集中区。要注意管线上的阀门、补偿器和某些管道附件(如放汽、放水、疏水管装置)的合理布置,因为这将涉及检查室(可操作平台)的位置和数量,应尽可能使其数量减少。

2) 技术可靠

供热管网应尽量避开土质松软地区、地震断裂带、滑坡危险地带以及地下水位高等不利地段。

3) 对周围环境影响小

供热管网应少穿主要交通线。一般平行于道路中心线并应尽量敷设在车行道以外的地方。通常情况下管线应只沿街道的一侧敷设。地上敷设的管道,不应影响城市环境景观,不妨碍交通。供热管道与各种管道、构筑物应协调安排,相互之间的距离,应能保证运行安全、施工及检修方便。

供热管网与建筑物、构筑物或其他管线的最小水平净距和最小垂直净距,可见《城市热力网设计规范》规定。供热管网确定后,根据室外地形图,制订纵断面图和地形竖向规划设计。在纵断面图上应标注:地面的设计标高、原始标高、现状与设计交通线路和构筑物的标高以及各段供热管网的坡度等。

6.4 热力管道的管材及防护

1. 管材

城市热力网管道应采用无缝钢管、电弧焊或高频焊接钢管。管道及钢制管件的钢材钢号不应低于表 6-2 所示。

表 6-2 热力网管道的材质及适用范围

钢号	适用范围	钢板厚度
Q235-AF	$P \leq 1.0 \text{ MPa}$ $t \leq 150 \text{ }^\circ\text{C}$	$\leq 8 \text{ mm}$
Q235-A	$P \leq 1.6 \text{ MPa}$ $t \leq 300 \text{ }^\circ\text{C}$	$\leq 8 \text{ mm}$
Q235-B、20 g、20R 及低合金钢	适用范围的全部参数	不限

热力网凝结水管道宜采用具有防腐内衬、内衬防腐涂层的钢管或非金属材料。非金属材料管道的承压能力和耐温性能应满足设计要求。

热力网管道应采用焊接,有条件时管道与设备、阀门之间也应采用焊接。对需要拆卸的设备、阀门等,应采用法兰联结;对公称直径小于或等于 25 mm 的放气阀,可采用螺纹联结,但与放气阀相接的管道应采用厚壁管。

2. 阀门

室外供暖计算温度低于 $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ 地区露天敷设的不连续运行的凝结水管道设置放水阀门,室外供暖计算温度低于 $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ 地区露天敷设的热水管道设备附件均不得采用灰铸铁制品。室外供暖计算温度低于 $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ 地区露天敷设的热水管道,应采用钢制阀门及附件。城市热力网蒸汽管道在任何条件下均应采用钢制阀门及附件。

3. 防腐和保温

室外热力管网需要进行必要的防腐、保温和防潮,其具体防护措施与敷设方式有关,主要保温材料有蛭石、珍珠岩、石棉、玻璃纤维及其制品,地下直埋管道主要采用硬质聚氨酯泡沫塑料保温层外套“黄夹克”保护层。

6.5 热力管道的热力补偿

各种热媒在管道中流动时,管道受热膨胀使其管道增长,其增长量应按下式计算:

$$\Delta X = 0.012(t_1 - t_2)L \quad (6-3)$$

式中 ΔX ——管道的热伸长量,mm;

t_1 ——热媒温度, $^\circ\text{C}$;

t_2 ——管道安装时的温度， $^{\circ}\text{C}$ ，一般按 -5°C 计算，当管道架空敷设于室外时，应取供暖室外计算温度；

L ——计算管道长度， m ；

0.012——钢管的线膨胀系数， $\text{mm}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

热力网管道的热补偿设计，应着重考虑如下各点。

① 在考虑热补偿时，应充分利用管道的自然弯曲来吸收热力管道的温度变形，自然补偿每段臂长一般不宜大于 $20\sim 30\text{m}$ 。

② 采用弯管补偿器或轴向波纹管补偿器时，应考虑安装时的冷紧。

③ 采用套筒补偿器时，应计算各种安装温度下的安装长度，保证管道在可能出现的最高和最低温度下，补偿器留有不小于 20mm 的补偿余量。

④ 采用波纹管轴向补偿器时，管道上应安装防止波纹管失稳的导向支座，当采用套筒补偿器、球形补偿器、铰接波纹管补偿器，补偿管段过长时，亦应在适当地点设导向支座。

⑤ 采用球形补偿器、铰接波纹管补偿器，且补偿管段较长时，宜采取减小管道摩擦力的措施。

⑥ 当一条管道直接敷设于另一条管道上时，应考虑两管道在最不利运行状态下热位移不同的影响。

⑦ 直埋敷设管道，宜采用无补偿敷设方式。

⑧ 当地方狭小，方形补偿器无法安装时，可采用套管补偿器和波纹管补偿器。但套管补偿器易漏水漏汽，宜安装在地沟内，不宜安装在建筑物上部。波纹管补偿器材质为不锈钢制作，补偿能力大又耐腐蚀，但造价较高，可视具体工程情况选用。

6.6 热力管网的附件及构筑物

室外热力管网设有补偿器、关闭阀、排气阀和泄水阀等保证管网正常运行的附件，设置位置与管道敷设形式有关。必须符合下列要求。

① 热力网管道干线、支干线、支线的起点应安装关闭阀门。

② 热水热力网干线应装设分段阀门。分段阀门的间距宜为：输送干线 $2000\sim 3000\text{m}$ ；输配干线， $1000\sim 1500\text{m}$ ；蒸汽热力网可不安装分段阀门。多热源供热系统热源间的连通干线、环状管网环线的分段阀应采用双向密封阀门。

③ 热水、凝结水管道的高点（包括分段阀门划分的每个管段的高点）应安装排气装置，低点（包括分段阀门划分的每个管段的低点）应安装放水装置。

④ 蒸汽管道的低点和垂直升高的管段前应设启动疏水和经常疏水装置。同一坡向的管段，顺坡情况下每隔 $400\sim 500\text{m}$ ，逆坡情况下每隔 $200\sim 300\text{m}$ 应设启动疏水和经常疏水装置。

⑤ 当管道采用架空敷设时附件随管道设在地上，附件需要做严格防腐、保温和

防潮;当管道采用地沟敷设时附件随管道设在地沟内,其防腐、保温和防潮措施与管道相当。

⑥ 当管道采用直埋敷设时,其附件设于地下井室内,分别叫做补偿井、阀门井、排气井和泄水井等,各类井室应尽量合用以减少工程造价。

⑦ 为保障管道在加热膨胀时不被热应力破坏和管道发生的位移在合理的限度内,室外热力管网设有必要的固定支座和滑动支座,其设置间距按理论计算获得,并小于国家规范规定值,供热管道在地下埋设固定支座,需进行详细推力计算。

6.7 热力管道的水力计算

6.7.1 热水管网的水力计算

1. 确定管网中热煤的计算流量

供暖系统管路各个管段的计算流量就是该管段所负担的各个用户的计算流量之和,所谓计算流量就是用来计算管径和阻力损失的最大流量,供暖系统用户的计算流量可由下式确定:

$$G = 3.6 \frac{Q}{c(t_1 - t_2)} \quad (6-4)$$

式中 G ——热力管网设计流量, m^3/h ;

Q ——设计热负荷, kW ;

c ——水的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, 可取 $4.187 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

t_1 ——热网供水温度, $^\circ\text{C}$;

t_2 ——热网回水温度, $^\circ\text{C}$ 。

2. 确定热水管路的主干线及其平均比摩阻

热水管路水力计算通常从热源到最远用户的管线开始,这条管线的平均比摩阻最小,被称为主干线,管道的经济比摩阻应经计算确定,一般新建热水管网可按《城市热力网设计规范》(GJJ 34—2002)推荐值采用,其值为 $30 \sim 70 \text{ Pa}/\text{m}$ 。改造或扩建热水管网的主干线平均比摩阻可由下式计算获得:

$$R = \frac{\Delta P}{L(1+\alpha)} \quad (6-5)$$

式中 ΔP ——新建热水管网的资用压差, Pa ;

R ——热水管网的平均比摩阻, Pa/m ;

L ——热水管网的总长度, m ;

α ——管道局部阻力与沿程阻力估算比值,参见《城市热力网设计规范》(GJJ 34—2002)。

3. 确定主干线的管径和总阻力

通过已获得的主干线平均比摩阻和水流量,查水力计算表可以确定出主干线各

管段的管径,再由该管径下的实际比摩阻和局部阻力系数计算出各管段阻力和干线总阻力

4. 确定连接用户的支线管径和总阻力

当确定主干线各管段的阻力损失后,根据压力平衡原理,可以计算出主干线上连接用户支管处的供回水节点压力差,各节点压力差减去对应用户的预留压头即连接支管的应有阻力,根据公式(6-5)可以计算出该支管的平均比摩阻,按该平均比摩阻和支管水流量,查《室外热水管网水力计算表》可以确定该支管的管径和实际阻力。

为了满足热水管路中各热用户的作用压差,必须加大靠近热源处用户支线的比摩阻,以便消耗剩余压差,尽量达到各并联环路节点压力平衡,但据《城市热力网设计规范》(GJJ 34—2002)规定:“热网支线、支线应按允许压力降确定管径,但流速不应大于3.5 m/s,同时比摩阻不应大于300 Pa/m”,即支管应校核流速和比摩阻是否满足规范要求,如不满足需要增设节流装置以满足节点压力平衡。

6.7.2 蒸汽管网的水力计算

蒸汽供热管与一般室内蒸汽系统管路水力计算方法有些区别,其目的是为了在保证热用户所需供汽流量和压力的前提下,合理地确定各管段的管径。管网中蒸汽压力高并流速大,管线较长,蒸汽在流动过程中由于压力的降低和温度的降低会使蒸汽的密度有较大的变化。所以,从理论上来说,在计算系统的压力损失时,如果忽视了蒸汽密度的变化,就会有较大的误差。比较准确的计算方法是分段取蒸汽的平均密度进行计算。

工程设计中,通常是对整个系统取蒸汽的平均密度进行计算,而不考虑各管段中蒸汽密度的改变,以此减少计算工作量。通常采用的水力计算方法和步骤如下。

① 绘制管网平面布置简图,确定管网的敷设方式;注明各热用户的热负荷性质及所需的蒸汽参数(蒸汽量、蒸汽压力等);注明各管段的长度、管道的附件、补偿器的类型和数量。

② 选择从热源到用汽点比压降最小的一条管线作为主干线,确定主干管计算流量 G ;

$$G = k_1 \cdot k_2 G_{\max} \quad (6-6)$$

式中 G_{\max} ——系统的最大蒸汽用量, kg/h;

k_1 ——耗损系数,包括漏失及管道的散热损失,一般取1.10~1.20;

k_2 ——同时使用系数,当各用户资料齐全时,可绘制负荷曲线计算。其值一般可按下列数据选取:采暖负荷1.0;空调、通风负荷0.8~1.0;生活用蒸汽0.6~0.7;生产用汽0.7~0.9。

③ 初定定主干线平均比压降,可按下式计算:

$$R = \frac{(P_1 - P_2) \times 1000}{1.15(L + L_0)} \quad (6-7)$$

式中 P_1 ——管段起始端的蒸汽压力, kPa;

P_2 ——管段终点的蒸汽压力, kPa;

1.15——安全系数;

L ——管段的总展开长度(包括管道及附件), m;

L_e ——局部阻力的当量长度, m, 在概算时可按管道长度 L 的百分数确定, 当管段选用套筒及波形补偿器时, 取 30%~40%; 当选用煨弯的方形补偿器时, 取 70%~80%。

④ 初定流速。通常根据经验控制蒸汽的管道流速不超过下列经验数值:

当管径大于 $DN200$ 时, 流速限制为 30~40 m/s; 管径为 $DN100$ ~ $DN200$ 时, 限定流速为 25~30 m/s; 管径小于 $DN100$ 时, 限定流速为 15~30 m/s。

⑤ 初选管径, 计算阻力。通常先按主干线的平均比压降初步假定计算管段中蒸汽的平均密度, 用初步假定的蒸汽密度选定管径和计算阻力。

⑥ 校核初步假定的蒸汽平均密度是否与该管段内蒸汽实际平均密度相符, 如不相等, 需要重新假定蒸汽平均密度, 重新计算。当蒸汽为过热蒸汽时, 还要同时假定温度, 以温度和压力两个参数假定蒸汽的密度。

⑦ 根据节点的压力选择并联支路的管网。当需要较准确地确定蒸汽管路中某节点的蒸汽状态(例如末端), 并提供必要的调节或控制数据时, 则要较准确地进行水力计算, 此时计算蒸汽管路时应分段选用蒸汽在该管段中的平均密度, 蒸汽的密度与蒸汽的压力和温度有关。

第7章 暖通空调冷热源设计

7.1 供暖热源的设计

7.1.1 供热锅炉房设计

1. 设计概述

1) 应考虑的因素

① 居住建筑和公共建筑的热源应根据本地区和本部门的总体规划, 优先使用城市热网或区域锅炉房的集中供热, 提倡热、电、冷源联合设置, 不具备这些条件时可建独立锅炉房。

② 对于要求常年供热的用户, 以城市集中供热为主热源时, 应建辅助锅炉房, 辅助锅炉房的容量应能够满足城市热网检修期间本用户所需要的用热量, 并考虑适当的裕量。

③ 民用锅炉房宜首选清洁能源, 当使用燃油、燃气或电热锅炉时, 应根据当地规定, 取得有关主管部门的批准。

2) 环保要求

燃煤锅炉房应严格控制煤灰、烟尘以及噪声等对环境的污染, 建于风景区、繁华街段、新型经济开发区、住宅小区及高级公共建筑附近的锅炉房还应与周围环境协调。

2. 锅炉房工艺布置原则

1) 锅炉间的布置

① 应尽量按工艺流程来布置锅炉设备, 使蒸汽、给水、燃料、灰渣、空气和烟气等介质的流程简短、通畅, 阀门附件少, 安全性高, 并便于操作和检修。

② 设备的选择和布置应考虑扩建和分期建设的合理性和可能性。

③ 工艺布置应尽量符合建筑模数, 使建筑面积和体积紧凑, 结构简单, 实用、美观。

④ 横火管和横水管锅炉应留有清扫和更换管束的操作面积。

⑤ 锅炉房的建筑应有良好的通风采光, 特别是燃油和燃气锅炉房。燃气锅炉房应尽量避免有积聚气体的死角, 如不能避免时, 必须采取局部排风措施。

⑥ 贮煤斗一般装在炉前, 运煤层的标高除应使贮煤斗有效贮存量和溜煤管倾角符合规定外, 还应使建筑结构合理, 满足炉前操作自然采光的需要。

⑦ 烟道、烟管及烟囱的位置应尽量简短,并使每台锅炉所受到的引力均衡。一般应用地上烟道。

⑧ 燃油、燃气锅炉的燃烧室、尾部受热面的烟道以及锅炉的总烟道应装设防爆门。防爆门的数量及面积应根据设计确定。

2) 锅炉辅机的布置

① 鼓、引风机宜布置在单独的房间内,如露天布置时,应采取防潮、防噪声、防腐保温等措施。鼓、引风机之间的净距离不应小于0.8 m。

② 烟气除尘器宜布置在室外,但寒凉地区如采用湿式除尘或排灰时,则不应露天布置。

③ 机械过滤器、钠离子交换器连续或定期排污扩容器、除氧水箱等设备的突出部位之间的净距离一般不应小于1.5 m。水泵基础之间的净距离不宜小于0.7 m。

④ 分汽缸、集水缸、水箱等设备前面应考虑有供操作、更换附件用的空间,其通道宽度不应小于1.2 m。

⑤ 在锅炉间、除尘间、水处理间、热力除氧设备及破碎机房等的适当地点应留有安装孔(一般可与门窗结合考虑)。

⑥ 在必须定期检修,设备重量又较大的辅助设备的上部,宜有安装手动吊车的条件,以利设备的维修。

3) 操作平台、烟囱和烟道的布置

① 锅炉、辅机设备和监控仪表安装处应根据运行、检修的需要设置平台或扶梯。平台和扶梯踏板一般宜用5 mm厚的花纹钢板或其他防滑金属材料制作。当采用栅板时,其缝隙宽度不应大于30 mm。操作平台的宽度不应小于0.8 m,其他平台的宽度不应小于0.6 m。

平台和扶梯应配置1.0 m高的栏杆。扶梯宽度不应小于0.6 m。当扶梯超过4 m高时,每隔3~4 m应设置中间平台。经常通行的扶梯其高度超过1.5 m时,其倾斜角不应大于50°,垂直爬梯高度超过5 m时,应设保护圈围。锅炉之间的操作平台可根据需要加以连通。

② 烟囱和烟道的布置应注意:砖砌和钢筋混凝土制烟囱的位置一般宜布置在锅炉房的后面,在不影响锅炉房建筑基础和引风机、除尘器布置的条件下应尽量靠近锅炉房。高层建筑采用贴墙砖砌烟囱时,水平烟道长度一般不宜大于30 m。钢板制烟囱应要有可靠的牵引拉绳,拉绳要均匀布置,烟囱高度高于20 m时,应装设双重牵引拉绳。

3. 锅炉主机设备的选择

1) 热负荷的确定

对各热用户所提供的热负荷资料,应认真进行核查。掌握生活及供暖通风、生产工艺对供热介质及其参数、负荷及使用情况的要求,绘制热负荷曲线进行分析研究。在计算热负荷时应防止层层附加,以免造成锅炉房设计容量过大。尽量利用余热以

减少锅炉房容量,在计算热负荷时应扣除已利用的余热。用热负荷波动较大且有条件利用低谷电的锅炉房,经测算经济合理时可考虑装设蓄热器。

2) 锅炉房设计容量的确定

锅炉的设计容量 Q (t/h 或 MW)按下式计算:

$$Q = K_0(K_1 Q_1 + K_2 Q_2 + K_3 Q_3 + K_4 Q_4) + K_5 Q_5 \quad (7-1)$$

式中 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 ——分别为供暖、通风、生产、生活的最大热负荷(t/h 或 MW);
 Q_5 ——锅炉房自用热负荷(t/h 或 MW);
 K_0 ——室外管网热损失及漏损系数,如表 7-1 所示;
 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 ——分别为供暖、通风(空调)、生产、生活和锅炉房自用热负荷同时使用系数,如表 7-2 所示。

表 7-1 室外管网热损失及漏损系数

管道种类	敷设方式		
	架空	地沟	直埋
热水管网	1.07~1.10	1.05~1.08	1.02~1.06
蒸汽管网	1.1~1.15	1.08~1.12	1.12~1.15

表 7-2 同时使用系数

项目	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5
推荐值	1.0	0.8~1.0	0.7~1.0	0.5	0.8~1.0

注:生活用热负荷同时使用系数 K_5 取 0.5,若生活用热和生产用热时间错开,则 $K_5=0$ 。

锅炉房自用热负荷主要由锅炉给水除氧和汽动水泵耗汽量组成,其值如下。

当以汽动给水泵为主要给水泵时,蒸汽泵的耗气量应按产品说明书计算。当缺乏此资料时,可按锅炉房总蒸发量的 3%~4% 考虑。汽泵作为备用水泵时,此项耗气量在锅炉房容量计算中可不考虑。

锅炉给水除氧采用大气式热力除氧器时,其耗气量可按《实用供热空调设计手册》确定。当采用蒸汽喷射式真空除氧时(进水温度 61℃、真空度 0.0774 MPa),喷射器的耗气量为 5 kg(汽)/(t·h)(水)。

3) 燃煤锅炉设备的选择

(1) 锅炉选型原则

- ① 必须满足供热负荷以及热介质参数的要求。
- ② 应能有效燃烧所选用的燃料,且对煤种有较好的适应性。
- ③ 应有较高的热效率,应不低于《工业锅炉产品技术条件》中规定的数值;锅炉出力应能经济有效地适应用户热负荷的变化,通常燃烧锅炉的经济负荷为其额定出

力的70%~80%，低负荷不应低于其出力的20%~30%，要尽量避免长期低负荷运行。

④ 应优先选用国家公布推广的节能锅炉产品和经中国工业锅炉行业评审委员会评审出的优良节能锅炉产品，不得使用国家已公布淘汰的产品。

⑤ 应选用消烟除尘效率较好，利于环保要求的锅炉，一般宜选用不冒黑烟、排尘原始浓度较低的层燃锅炉。

⑥ 同一锅炉房内应尽量采用相同容量和相同燃烧设备的锅炉，利于设计、施工、安装运行。当供热介质参数不同或冬、夏季负荷差别较大时，也可采用不同类型、不同出力的锅炉。

⑦ 所选择的锅炉应在基建、运行维修和环境保护等方面有较好的经济效益和环境效益。必要时进行多方案比较，推荐出经济合理、技术先进并符合国家规范及满足用户需求的最佳方案。

⑧ 对于出力在1t/h以下的锅炉，宜采用抽板顶升明火反烧、下锅式、双层炉排、简易煤气等燃烧方式的锅炉。

⑨ 在市区和民用建筑中一般不选用沸腾锅炉，但因使用石煤/煤矸石或不能用其他炉型有效燃烧的低挥发无烟煤、劣质煤燃烧而必须选用沸腾锅炉时，锅炉烟道应设置机械排灰装置。人工清理冷灰和溢流渣时，应有安全防护措施，除灰设施必须完善。

(2) 锅炉台数的确定

① 锅炉房采用锅炉的参数应根据热负荷的调度、锅炉检修和扩建的可能性等因素确定，一般不少于两台。当选用一台锅炉能满足热负荷和锅炉检修的需要时，可装设一台锅炉；当采用机械加煤锅炉，且锅炉房为新建时，锅炉台数一般不超过4台，锅炉房扩建和改建时锅炉总台数不宜超过7台；当采用手工加煤锅炉，锅炉房新建时，锅炉台数一般不超过3台，改建和扩建时锅炉总台数不宜超过5台。

② 锅炉房备用锅炉的设置可按下述原则确定。

以供暖、通风和生活负荷为主的锅炉房，一般不设置备用锅炉，锅炉的正常检修应在非供暖期进行。以生产负荷为主的锅炉房，当非供暖期至少能停用一台锅炉轮流进行检修时，可不设置备用锅炉。专供生产及生活用热负荷的锅炉房，应根据生产要求考虑是否需设置备用锅炉。当不设置备用锅炉使生产上发生事故或造成较大经济损失时，应设置一台备用锅炉。

如按设计规划要求，已落实近期内热负荷将有较大增长时，可选择单台出力较大的锅炉，土建设计时可预留位置，并在辅助设备选择，系统管道等方面均适当加大，对远期可能发展的热负荷在锅炉房设计时不可预留，仅在总图布置上留出锅炉房发展所需要的场地。

4. 锅炉房辅助设备

1) 风机的选择

① 锅炉鼓、引风机宜单炉配套，小于2t/h的锅炉可按具体情况单炉或集中配

置。当集中配置时,每台锅炉与总风道、总烟道的连接处,应设置密闭的闸门。

② 单炉配置风机时,风量的裕量一般为10%,风压裕量一般为20%。

③ 集中配置风机时,鼓、引风机应各设两台,并使风机符合并联运行的要求,每台风机的风量和风压应能满足全部锅炉负荷的60%~70%。

④ 选择鼓、引风机时应尽量使风机在最高效率点附近运行,风机的转速不宜超过1450 r/min。

⑤ 采用锅炉厂配套的鼓、引风机时,设计中应注意烟道介质流速及阻力的验算,并根据当地的大气压进行修正。

⑥ 锅炉燃烧的空气量、烟气量及烟风道的阻力应经计算确定。

2) 锅炉风烟道及烟囱设计

(1) 风烟道设计原则

① 风烟道力求平直、附件少、气密性好以及有较好的空气动力特性。当几台锅炉共用烟道、烟囱时,尽量使每台锅炉的阻力平衡。

② 烟道宜采用地上布置,水平烟道顺气流方向宜有 $i=0.03$ 的向上坡度。烟道的适当位置应设置清扫孔,其尺寸不应小于400 mm(宽)×500 mm(高)。

③ 钢板烟道的钢板厚度可按下列数值采用:冷风道3 mm,热风道和烟道3~4 mm,油气锅炉钢板烟道4~6 mm。矩形钢板风烟道应配置足够的加强筋,以保证其强度和刚度的要求。

④ 钢板热风道和烟道结构,应考虑热膨胀补偿。砖砌或钢筋混凝土热风道的烟道每隔25 m应设伸缩缝。

⑤ 多台锅炉合用总风烟道时,在与总风烟道连接的支风烟道上,应装设能完全开启的闸板阀或调风蝶阀。

⑥ 为便于烟道清灰,烟道净宽不宜小于0.6 m,净高不宜小于1.5 m。

⑦ 安装在室内引风机,钢板烟道和热风道均应保温。当室温为25℃时,保温层外表的温度不大于50℃,并应保证烟道内表面的温度高于烟气的露点温度10~20℃。

(2) 烟囱设计原则

① 自然通风的锅炉,烟囱高度应使其产生的抽力克服锅炉本体及烟道系统的压力损失外,并能保证炉膛出口有40~80 Pa的负压。全年运行的自然通风锅炉房,应分别以冬季、夏季室外温度和相应最大蒸发量时的烟气压力损失来计算烟囱高度。每米长烟道和烟囱的温降参考数值:砖砌为0.5℃,钢板制为2℃。

② 烟囱高度的确定,必须符合《锅炉大气污染物排放标准》(GB 13271—2001)中的规定。当锅炉房因位于机场附近或因其他原因使烟囱高度不能满足要求时,应取得当地环保等有关部门的同意,并且需考虑采取增加引力和提高除尘效率等措施。

③ 为了便于施工,砖砌圆形烟囱的出口内径不宜小于0.8 m,当直径较小时宜做成方形。烟囱下部应设清灰孔,清灰孔直径在锅炉运行期间不宜小于0.8 m,当直径较小时宜做成方形。烟囱底部应设置比水平烟道入口底部低0.5~1 m的积

灰坑。

④ 砖砌烟囱和钢筋混凝土烟囱应设置耐热的内衬,内衬材料和高度应符合表 7-3 的规定。

表 7-3 烟囱内衬材料及高度

排烟温度(℃)	内衬材料	内衬厚度	内衬高度	备注
>500	耐火黏土砖或耐热混凝土块	底段 20 m 内不小于 1 砖厚,其余部分不小于半砖厚	与烟囱外筒体同高	建筑物内的烟囱,其内衬应与烟囱同标高或高出建筑物屋顶,且不低于独立烟囱内衬高度;
400~500	不低于 MU7.5 红砖		不小于烟囱高度的 1/3	使用含硫高的燃料时,烟囱应用耐腐蚀材料,或在烟囱内壁敷设耐热砖衬
250~400			不小于烟囱高度的 1/3	
<250			不小于烟囱高度的 1/3	

⑤ 钢板制烟囱壁厚还应考虑有一定量的腐蚀裕量。一般当烟囱高度为 20~40 m,直径为 0.2~1.0 m,无内衬时壁厚可取 4~10 mm,有内衬时壁厚可取 8~18 mm。

⑥ 烟囱应设置避雷装置,一般尚应设置检修爬梯。

(3) 燃气锅炉房的烟道、烟囱设计

除与燃煤锅炉房相同的一般要求外,还应考虑下列要求。

- ① 燃气锅炉的烟道、烟囱应采用钢制或钢筋混凝土构筑。
- ② 每台锅炉的烟道闸板上宜有直径 50~100 mm 的通风孔,保证停炉时排放炉内可能泄露的燃气。但在引风机和省煤器旁通烟道闸板上不得开孔。
- ③ 在烟道的顶顶、转弯烟室和容易受炉内爆炸波冲击的部位,应设置防爆门,其泄压面按每 m^3 保护体积取值 160~260 cm^2 计算。
- ④ 烟道防爆门可用石棉板或铝板制作,防爆门直径不应小于 200 mm。
- ⑤ 燃气锅炉的烟囱宜单炉配置,当需要多炉合用烟道烟囱时,应符合下列规定。几台负压燃烧的燃气锅炉可以合用烟道烟囱,但在气流组织设计中应避免相互干扰;几台正压燃烧的锅炉之间,或正压燃烧锅炉和负压燃烧锅炉之间,均不宜合用烟道烟囱。

(4) 风烟道及烟囱截面尺寸、烟囱高度的确定

① 风、烟道及烟囱截面尺寸按下式计算:

$$F = \frac{V}{3600 w} \quad (7-2)$$

式中 F ——风、烟道及烟囱截面面积, m^2 ;
 V ——空气或烟气的流量, m^3/h ;
 w ——空气或烟气的流速, m/s , 如表 7-4 所示。

表 7-4 风、烟道及烟囱出口气体流速

单位: m/s

	风道	烟道		烟囱出口			
		自然通风	机械通风	自然通风		机械通风	
				全负荷	最低负荷	全负荷	最低负荷
砖或混凝土	4~8	3~5	6~8	6~10	2.5~3	10~20	4~5
钢板	10~15	8~10	10~15				

② 烟囱高度按下式确定:

$$H = 29 \frac{S_r}{\left(\frac{1}{273+t_a} - \frac{1}{273+t_r} \right) b} \quad (7-3)$$

式中 H ——自然通风烟囱高度, m ;

S_r ——烟囱抽力, Pa ; 自然通风时应使 $S_r \geq 1.20 \sum \Delta h_r$;

b ——当地大气压力, Pa ;

t_a ——空气温度, $^{\circ}C$;

t_r ——烟气平均温度, $^{\circ}C$ 。

3) 锅炉烟气除尘

(1) 烟气除尘系统设计原则

① 锅炉房的烟尘排放标准以及烟囱高度应符合《锅炉大气污染物排放标准》(GB 13271—2001)的规定, 并应符合当地环保部门的有关规定。

② 锅炉房一般宜采用干式除尘。当采用湿式除尘时, 废水应采取有效措施进行处理后方可排放, 并且应采取防止除尘器及排烟系统腐蚀的措施。

③ 锅炉烟气一般宜采用一级除尘。当烟气含尘浓度很高时, 可以采用两级除尘。

④ 大容量锅炉采用多台除尘器并联时, 并联的除尘器应有相同的性能, 并应考虑其前后接管的压力平衡。

⑤ 干式除尘器必须采用密封可靠的排灰机构, 并应同时考虑除尘器收尘的贮存、输送和处理方式, 以保证除尘效率和严防灰尘产生二次污染。

⑥ 在寒冷地区采用湿式除尘时, 除尘器及其前后接管, 必须考虑保温和防冻措施。

(2) 烟囱设计

① 每个新建锅炉房只允许设一根烟囱,烟囱高度可按表 7-5 规定执行。

表 7-5 燃煤、燃油(轻柴油、煤油除外)锅炉房烟囱允许最低高度

锅炉房装机总容量	MW	<0.7	0.7~<1.4	1.4~<2.8	2.8~<7	7~<14	14~<28
	t/h	<1	1~<2	2~<4	4~<10	10~<20	20~<40
烟囱允许最低高度	m	20	25	30	35	40	45

② 锅炉房装机总容量大于 28 MW(40 t/h)时,其烟囱高度应按批准的环境影响报告书(表)要求确定,但不得低于 45 m。新建锅炉房周围半径 200 m 距离内有建筑物时,其烟囱应高出最高建筑物 3 m 以上。燃气、燃油(轻柴油、煤油)锅炉烟囱高度应按批准的环境影响报告书(表)要求确定,但不得低于 8 m。

③ 各种锅炉烟囱高度如果达不到上述规定时,其烟尘、SO₂、NO_x最高允许排放浓度,应按相应区域和时段排放标准值的 50% 执行。

5. 燃油燃气锅炉房设计

燃油燃气锅炉与燃煤锅炉的主要区别在于使用燃料的不同。燃油锅炉使用液态燃料(轻油或重油),燃气锅炉使用气体燃料(天然气、人工煤气或液化石油气),燃油经雾化配风,燃气经配风后燃烧,均需使用燃烧器喷入锅炉炉膛,采用火室燃烧而无需炉排设施。由于油、气燃烧后均不产生炉渣,故燃油燃气锅炉无排渣出口及除渣设施。

燃油燃气锅炉与燃煤锅炉相比,具有结构紧凑、体积小、占地面积小,热效率高、自动化程度高、锅炉房建筑面积小等特点。但同时也存在运行成本高,安全管理严,防火措施要求高等特点。

1) 燃油燃气锅炉房布置

设在高层或多层建筑物内的锅炉房可以布置在主楼或裙房的地下室、半地下室、底层、中间层或顶层。因燃油燃气有易燃易爆的特殊性,为确保锅炉房安全可靠运行,在锅炉房布置时应重点考虑以下要求。

① 蒸汽锅炉单台容量不得大于 2 t/h,总蒸发量不得大于 6 t/h,额定蒸汽压力不得大于 1.6 MPa。热水锅炉单台容量不得大于 7 MW,额定出口热水温度低于或等于 95℃。

② 当锅炉总蒸发量无法满足建筑项目的需要而必须加大锅炉房蒸发量时,应请示当地安全监察机构和消防部门,获批准后可根据实际供热需求设置 2 个或 2 个以上的锅炉房。

③ 锅炉房的防火通风达标,燃油燃气锅炉房及其有关的辅助间应设有消防设施。燃油燃气锅炉房火灾危险性属于丁类生产厂房。

④ 设在建筑物内的燃油燃气锅炉房,应有每小时不少于 3 次的换气量,换气量

中不包括锅炉燃烧用气量。燃气调压间等有爆炸危险的房间也应有每小时不少于3次的换气量。当自然通风不能满足要求时,应设置机械通风装置,并应用每小时换气不少于8次的事事故通风装置。

2) 燃油系统设计

将满足锅炉要求的燃油送至锅炉燃烧器,保证燃油经济安全地燃烧是锅炉房燃油系统的主要任务。燃油系统由以下设备组成。

(1) 贮油罐

锅炉房贮油罐的总容量应根据供油周期和油的运输方式等因素确定。对于高层或多层建筑内的燃油锅炉房,一般在靠近锅炉房的位置,设置一个室外地下贮油罐,当其容量不超过 15 m^3 时,布置位置与建筑物的距离不受限制,但在 4 m 范围内面向贮油罐的建筑物外墙应为防火墙。

(2) 日用油箱

当贮油罐距锅炉房较远或直接通过贮油罐向锅炉供油不合适时,可在锅炉房内设置日用油箱。日用油箱的总容量一般不大于锅炉房一昼夜的用水量,重油不应超过 5 m^3 ,柴油不应超过 1 m^3 。室内日用油箱应采用封闭式油箱,油箱上应装设直接向室外的通气管,通气管上设置阻火器和防雨设施。油箱上不应采用玻璃管式的油位表。

(3) 燃油过滤器

由于燃油杂质较多,一般在供油泵进口母管和燃烧器进口管路上设置油过滤器。

(4) 供油泵

供油泵用于向锅炉直接供应一定压力的燃料油,一般要求流量小,压力高,并且油压稳定。在中小型锅炉房中通常选用齿轮泵或螺杆泵作为供油泵。

集中设置的供油泵的台数不应少于两台,当其中任一停止运行时,其余总容量不应少于锅炉房最大计算耗油量和回油量之和。供油泵扬程不小于供油系统压力降、供油系统油位差、燃烧器前所需的油压以及适当富裕量的代数和。

(5) 输油泵

为把燃油从卸油罐输送到贮油罐或从贮油罐输送到日用油箱,需设输油泵。输油泵一般采用齿轮泵或螺杆泵,也可以选用蒸汽往复泵、离心泵。油泵不宜少于2台,其中1台备用。用于从贮油罐向日用油箱输送燃油的输油泵,容量不应小于锅炉房小时最大计算耗油量的110%。

(6) 燃油管道

燃油管道室外部分可以采用架空、管墩或管沟方式敷设,应根据地形、地下水位及水质条件、管线长度以及燃油系统的流程要求等因素来确定技术经济合理的设计方案。燃油管道室内部分可以采用架空或地沟敷设,尽量采用架空敷设以便检修。

3) 燃气系统设计

(1) 供气管道进口装置

由调压站至锅炉房的燃气管道(引入管),一般均采用单管供气,当采用双管供气时,每条管道的通过能力按锅炉房总耗气量的75%计算。

(2) 锅炉房内燃气管道系统

燃气管道干管一般采用单管架空敷设。供气管路上安装的附件连接要严密可靠,管道及附件不得装设在高温或有危险的地方。

(3) 吹扫放散管系统

燃气管道在停止运行进行检修时,为检修工作安全,需要把管道内的燃气吹扫干净;系统在较长时间停止工作后再投入运行前,为防止燃气空气混合物进入炉膛引起爆炸,也需进行吹扫,将可燃混合气体排入大气,因此检修时需压缩空气进行吹扫。

(4) 燃气调压系统

调压装置是燃气供应系统进行稳压和降压的设施,调压装置宜设置在单独的建筑物内。在周围环境和自然条件许可时,可设置在有围护的露天场地上,但调压装置不应设置在地下建筑物内。

7.1.2 换热站设计

1. 供暖换热站

随着国家对环保要求的日益严格,城市集中供热得到了很大的普及。集中供热网路通过换热站向一个或几个街区的多幢建筑分配热能。这种换热站可以是独立建筑,也可设在某幢建筑的地下室。从换热站输送热能到各用户的管网,称为二级供热管网。供暖系统与热水网路通过换热器间接连接。

图7-1为供暖换热站的示意图。

2. 换热站的规模和站房设计

换热站的规模和站房的位置及数量,一般应考虑下列原则。

- ① 换热站的规模应根据用户长期总热负荷确定。分期建设的小区,应统一考虑换热站的位置和站房建筑,工艺系统和设备可一次或分期设计安装。
- ② 对于小区供暖用的换热站,供热半径在1.5 km以内的,宜设集中换热站。
- ③ 自然地形高差大的小区,宜根据管道布置条件和设备承压能力,部分集中分区设置换热站。
- ④ 燃油、燃气锅炉房提供热源时,供热半径以及换热站规模不宜过大。
- ⑤ 换热站宜靠近热负荷中心,站房可以是独立建筑,也可设在锅炉房或其他建筑物内。
- ⑥ 换热站宜有良好的通风散热条件,当自然通风不能满足排热通风要求时,应设置机械通风。

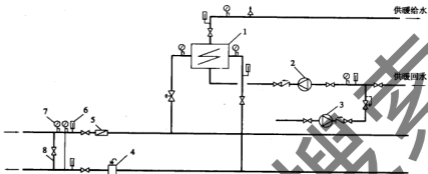


图 7-1 换热站示意图

1—供暖用换热器；2—供暖系统循环水泵；3—补水水泵；4—除污器；
5—流量计；6—温度计；7—压力表；8—旁通管

⑦ 站房设计应考虑预留设备安装出入口。

3. 换热站的工艺设计

1) 热力系统设计

包括两方面内容：一是热力系统加热介质一侧的设计，二是热力系统被加热介质一侧的设计。

2) 循环水系统设计

循环水和补给水的品质，以及水处理设施的选定，应根据有关规范、用热设备及用户的使用要求确定。补水一般应进行软化处理，宜选用离子交换软化水设备。换热站水质标准可参照表 7-6 执行。

表 7-6 水质标准

项目	加药处理		化学处理	
	补水水	循环水	补水水	循环水
悬浮物/(mg/L)	≤20	—	≤5	—
总硬度/(mmol/L)	≤4	—	≤0.6	—
pH(25℃)	≥7	10~12	≥7	10~12
溶解氧/(mg/L)	—	—	≤0.1	—
含油量/(mg/L)	≤2	—	≤2	—

3) 凝结水回逸系统设计

汽—水换热站应设置凝结水回送系统，系统设计应考虑以下几点。

① 当凝结水温 $\leq 80^{\circ}\text{C}$ 时,可采用开式凝结水泵收集各换热设备的凝结水,然后用水泵送回锅炉房或热源凝结水回收母管。

② 当凝结水温 $\geq 80^{\circ}\text{C}$ 时,应采用闭式凝结水罐收集凝结水,然后用凝结水泵送回热源。

③ 凝结水泵应设有备用。

4) 换热站工艺系统安全装置设计要求

① 当加热介质入口处设置有减压阀时,减压阀后应装安全阀。

② 热交换器被加热水的壳程应设置安全阀。

③ 闭式凝结水罐、闭式定压膨胀水罐、分汽缸、分集水器等容器上宜设置安全阀。

④ 循环水泵进水侧母管上应设置安全阀(当集水器上已配安全阀时可不再装安全阀)。

⑤ 水路系统的安全阀,应选用微启式弹簧安全阀。蒸汽系统的安全阀应采用全启式弹簧安全阀。

4. 主要设备的选择与计算

1) 换热器选型计算

① 换热站总计算热负荷:

$$Q_{js} = K \cdot \sum Q_i \quad (7-4)$$

式中 Q_{js} ——换热站总计算热负荷, W ;

$\sum Q_i$ ——各用户所需热负荷之和, W ;

K ——考虑室外管网热损失的系数,取值范围 1.05~1.10,供热半径长的室外热网采用较大的系数。

② 单台换热器的热负荷,根据调节需要和换热器选用台数确定:

$$Q_{js} = \sum n_i \cdot q_i \quad (7-5)$$

式中 n_i ——同一规格换热器台数;

q_i ——同一规格换热器的出力, W 。

③ 单台换热器的传热面积按下式计算:

$$F = \frac{q}{k \cdot B \cdot \Delta t_m} \quad (7-6)$$

式中 F ——换热器有效换热面积, m^2 ;

q ——单台换热器的换热量, W ;

K ——传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$,该值由换热器厂家提供;

B ——考虑水垢的系数,汽-水换热取值为 0.9~0.85;水-水换热取值为 0.8~0.7;

Δt_m ——换热器对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$,基计算式为:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (7-7)$$

Δt_r ——最大温差端温差, $^{\circ}\text{C}$;

Δt_b ——最小温差端温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

2) 其他仪表设备

循环水泵的设置和选型参考相关手册或技术措施。换热站工艺系统还应设置热工监测仪表和热工控制仪表。

7.1.3 其他热源

为了实现供暖要求,除了前面介绍的锅炉供热和换热站供热两种主要形式外,还有其他一些热源形式。

1. 城市热网

以热水或蒸汽作为热媒,由一个或多个热源通过热网向城市、镇或其中某些区域热用户供应热能的方式。

城市热网集中供热目前已成为现代化城镇的重要基础设施之一,是城镇公共事业的重要组成部分。集中供热系统包括热源、热网和用户三部分。热源主要是热电站和区域锅炉房。热网分为热水管网和蒸汽管网。由输热干线、配热干线和支线组成,其布局主要根据城市热负荷分布情况、街区状况、发展规划及地形地质等条件确定,一般布置成枝状,敷设在地下。主要用于工业和民用建筑的供暖、通风、空调和热水供应,以及生产过程中的加热、烘干、蒸煮、清洗、溶化、制冷、汽锤和汽泵等操作。集中供热的优点如下。

① 提高能源利用率,节约能源。

② 有条件安装高烟囱和烟气净化装置,便于消除烟尘,减轻大气污染,改善环境卫生,还可以实现低质燃料和垃圾的利用。

③ 可以腾出大批分散的小锅炉房及燃料、灰渣堆放的占地,用于绿化,改善市容。

④ 减少司炉人员,减少燃料、灰渣的运输量和散落量,降低运行费用,改善环境卫生。

⑤ 易于实现科学管理,提高供热质量。

实现集中供热是城市能源建设的一项基础设施,是城市现代化的一个重要标志,也是国家能源合理分配和利用的一项重要措施。

2. 工业余热

工业余热供热指的是利用从工业设备回收的余热作为热源的城市集中供热方式。

多数耗能设备,如原动机、加热炉等,都只利用了热能中的一小部分。回收一部分本来废弃不用的工业余热进行集中供热,既可以节约一次能源,提高经济效益,还可减少污染。

工业余热供热的热源主要有两种。

1) 各种工艺设备排出的高温烟气

很多工艺设备,例如冶金炉、加热炉、工业窑炉、燃料气化等,都有大量高温烟气排出。通常将高温烟气引入余热锅炉,产生蒸汽后送往热网供热。由于余热锅炉前的燃烧设备工况不甚稳定,烟气中含尘量大,要求锅炉的金属材料对于热负荷或烟气温度的突然变化具有较好的适应性,并能耐含尘烟气的冲刷和腐蚀。余热利用的经济性,通常随烟气量的增大而提高。烟气量少时,即使初温很高,也不一定经济合理。

2) 工艺设备的冷却水

钢铁企业利用焦化厂初冷循环水,炼铁高炉的冲渣水和泡渣水等,均可作循环水供热。

3. 太阳能

太阳能供暖是指将分散的太阳能通过集热器(例如,平板太阳能集热板、真空太阳能管、太阳能热管等吸收太阳能的收集设备)把太阳能转换成方便使用的热水,通过热水输送到散热末端,提供房间供暖的系统。

太阳能供暖设计需要注意以下事项。

① 集热面积的设计应考虑整个冬季建筑物需要的一个平均热。太阳能集热设备选配大,造价高,浪费设备和资金;如果配的数量少就达不到节能效果。所以配置太阳能集热面积非常重要。

② 要充分考虑热量的储备,太阳能时间性很强,白天充足,夜间是零,和我们需要供暖的过程从时间上是相反的。考虑到建筑物有一定的热惰性,再配合一定的蓄热设备,可以把热惰性产生的时间差人为的改变和调节,使之和我们的需要相符合。

③ 太阳能供暖和地板供暖相结合能够达到高效节能运行。

4. 地热

地热能是指贮存在地球内部的可再生热能,一般集中分布在构造板块边缘一带,起源于地球的熔融岩浆和放射性物质的衰变。

利用地热进行供暖,既减缓能源压力,同时将很大程度地减少由燃油和煤炭供暖所造成的空气污染。

7.2 空调冷源和热源的设计

7.2.1 空调冷源和热源

1. 能源形式

1) 电力

目前空调机组的能源绝大部分是电能,据估计,电动型机组在我国的空调机型中占70%以上,电能之所以被广泛应用,主要是因为电力是一种清洁、高品位能源,使用方便,机组能效与自动化程度高。在许多地区,电价尚低廉,使系统的运行费用较

低。此外,虽然电力空调在夏季时成为城市电力负荷峰值的主要成因,但电力部门采取了一些优惠的电价政策,鼓励使用夜间低谷电力,鼓励用户采用冰蓄冷系统,使电力空调的方案未受到制约。

2) 蒸汽

将蒸汽作为能源用于制冷主要是蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组,且以双效吸收式居多。值得注意的是:在我国蒸汽型机组的产品制造标准中,规定的水蒸气是指饱和水蒸气。此外,由于机组的能量调节是依靠进入机组前蒸汽管路上的蒸汽自动调节阀来完成的。根据调节性能的要求,蒸汽经过调节阀时,必须有一个合适的、不能忽视的压力降,而机组要求的蒸汽压力是指调节阀后的饱和蒸汽压力。如果阀前的蒸汽是饱和蒸汽,则蒸汽经调节阀时只减压不降温,成为过热蒸汽,故系统设计者应该重视该过热蒸汽的温度值是否为机组制造厂所接受。有时利用热网蒸汽,其压力与温度均较高,应进行减温减压,以满足机组的要求。

将蒸汽作为集中式空调热水系统的热源是普遍采用的方式。蒸汽压力一般不大于0.5 MPa,通过汽—水换热器(壳管式或板式等)获得60℃左右的空调用热水。蒸汽来自工程中自设的燃煤、燃油、燃气锅炉、城市热网或其他生产工艺。

3) 燃油与燃气

这两种能源主要用于直燃型溴化锂吸收式机组。燃油一般分轻柴油与重油;燃气分人工煤气与天然气。由于各生产厂生产的燃油和各地燃气的热值不同,在计算机组能耗时应根据产品样本上提供的数据进行换算。

4) 热水

这里的热热水主要是指热网提供的高温热水,它们的供/回水参数有130℃/90℃、110℃/70℃等。对热水型溴化锂吸收式冷水机组而言,它的能量效率比蒸汽型、直燃型还低,目前很少使用。

2. 空调冷、热源的选择考虑

1) 工程的能源条件

各个地方、各工程的能源条件是不尽相同的,甚至差异很大,其中包括各地的能源政策、能源价格、能源供应的可靠性等。在确定空调冷、热源时,必须以具体工程的能源背景为基础,进行技术经济比较。

2) 环境保护

这里说的环境保护是指机组使用时对环境的影响,它涉及对建筑物的外环境和内环境的影响。

3) 设备价格

选择空调冷热水机组时,既要考虑设备性能,还要考虑设备的价格。

4) 机组能耗

机组能耗是确定空调冷热源方案要考虑的重要因素。在空调系统中冷水机组是主要的能耗设备,因此机组能耗是设备选型的一个主要指标。

5) 运行管理以及使用寿命

空调冷水机组要求运行管理方便,故障率小,使用寿命长。

3. 空调冷、热源的选择依据

冷热源是空调系统中最重要的设备之一,选择空调冷热源时,不仅考虑系统自身的要求,而且还涉及工程所在地区的能源结构、价格、政策导向、环境保护、建筑物规模及用途、冷热负荷、初投资、运行费用等,因此是一个技术、经济的综合比较过程。在选择空调冷热源时,应遵循以下基本原则。

- ① 热源优先采用城市、区域供热或工厂余热,集中热源的能效高且便于管理、环保。
- ② 当地供电紧张,且有燃气供应,尤其是在实行分季计价而价格低廉的地区,可采用燃气锅炉、直燃型溴化锂吸收式冷(热)水机组供热、供冷。
- ③ 当无上述区域供热、工厂余热,也没有燃气供应时,可以采用燃煤、燃油锅炉供热,电动压缩式冷水机组供冷,或燃油型直燃式溴化锂吸收式冷(热)水机组作为冷热源。
- ④ 具有多种能源的大型建筑,可以采用复合能源供冷、供热。
- ⑤ 夏热冬冷地区、干旱缺水地区的中小型建筑,可采用空气源热泵或地下埋管式地源热泵冷(热)水机组供冷、供热。
- ⑥ 当有天然水等资源可利用时,可采用水源热泵冷(热)水机组供冷、供热。
- ⑦ 在峰谷电价差较大的地区,利用低谷电价时段蓄冷(热)有显著经济效益,可考虑采用电蓄冷(热)系统供冷(热)。
- ⑧ 应积极发展集中供热、区域供冷、热、电、冷联产技术和集中供冷、供热站。

7.2.2 冷(热)水机组

空调工程中常用的冷(热)水机组的机型有:活塞式冷水机组、螺杆式冷水机组、离心式冷水机组、蒸汽型溴化锂双效吸收式冷水机组、直燃型溴化锂双效吸收式冷(热)水机组。

1. 活塞式冷水机组

这种机型一般单机制冷量较小,制冷量范围为75~930 kW。当需要较大制冷量时则配以多台压缩机。目前国内最多有配置8台压缩机的机组,机组制冷量约900 kW。冷却形式有水冷式和风冷式两类,制冷系统的回路有单制冷回路和双制冷回路两种,双制冷回路有两组相互独立的制冷回路,当一组发生故障或保护停机时,另一组仍能继续运行,适合于对机组运行有可靠要求的场所。

活塞式冷水机组系统装置较简单,用材为普通金属材料,加工容易,造价低;效率较其他电动型机组低。

1) 机组性能评价

活塞式冷水机组的效率不及其他电动型冷水机组。《蒸气压缩循环冷水(热泵)

机组、工商业用和类似用途的冷水(热泵)机组》(GB/T 18430.1—2001)标准规定的能效比如表 7-7 所示。

表 7-7 活塞式冷水机组标准规定的能效比

机组制冷量/kW	<45	>45~116	>116
水冷型能效比	3.4	3.5	3.6
风冷型能效比	2.39	2.48	2.57

2) 能量调节

活塞式冷水机组的制冷量调节是靠调节压缩机台数或调节压缩机气缸的卸载装置来完成,因此,它是有级调节。活塞式冷水机组具有结构紧凑、占地面积小、操作简单、维护管理方便等优点,适合于负荷较分散的建筑群以及制冷量小于 980 kW 的中小型空调系统。

2. 螺杆式冷水机组

1) 机组特点

螺杆式冷水机组典型制冷量范围为 240~1500 kW,并有向更大冷量发展的趋势。与活塞式冷水机组相比,螺杆式冷水机组结构简单,运动部件少,无往复运动的惯性力,转速高,运转平衡,振动小,重量轻,单机制冷量较大,压缩比大,COP 高,机组易损部件少,零部件仅为活塞式的 1/10 左右,运行可靠,易于维护,而且对湿压缩不敏感,允许少量液滴入缸,无液击危险。但须有比较庞大和复杂的润滑油系统,耗油量较大,有较高的加工精度和装配精度要求。按照冷却方式,可分为水冷式机组和风冷式机组;按照用途,可分为热泵式冷水机组和单冷式冷水机组。

2) 性能评价

与活塞式和离心式机组相比,螺杆式制冷机组一般的制冷量范围介乎其间。机组在绝大部分运行时间内是处于部分负荷工况。因此,衡量螺杆压缩式机组的效率时,除了名义工况下的性能之外,还应比较部分负荷时的性能,水冷式电动蒸气压缩机组应采用综合部分负荷性能系数 IPLV 来衡量机组运行的经济性。

在规定的工况条件下,IPLV 的计算公式如下:

$$IPLV = 2.3\% \times A + 41.5\% \times B + 46.1\% \times C + 10.1\% \times D \quad (7-8)$$

式中 A——100% 负荷工况点时的性能系数, W/W, 冷却水进水温度 30℃;

B——75% 负荷工况点时的性能系数, W/W, 冷却水进水温度 26℃;

C——50% 负荷工况点时的性能系数, W/W, 冷却水进水温度 23℃;

D——25% 负荷工况点时的性能系数, W/W, 冷却水进水温度 19℃。

机组的制冷性能系数和综合部分负荷性能系数如表 7-12、7-13 所示。事实上,部分负荷时的性能才是影响机组运行费用的关键。因此,多机头螺杆式冷水机组由于其优良的部分负荷性能而被更多地应用。

3) 能量调节

为了适应空调系统负荷变化而机组出水温度仍需保持恒定的要求,螺杆式机组通过能量调节来完成。控制系统首先检测出水温度,再与设定值作比较,然后发出能量调节指令,使机组制冷量增加或减少。机组的能量调节主要通过压缩机的能量调节机构实现,通常采用滑阀调节。多头机组的能量调节还可由增、减压缩机的运行台数来实现,控制程序可设定各压缩机的加载次序。采用滑阀调节一般分为有极调节和无极调节两种,二者比较如表 7-8 和图 7-2 所示。

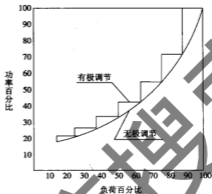


图 7-2 有极调节与无极调节的能耗对比

表 7-8 有极调节和无极调节对比表

有极调节	无极调节
部分负荷运行时分阶段调节机组的制冷量,如 25%、50%、75%、100%	部分负荷运行时,能从 15%~100%连续调节机组制冷量,系统需冷量与机组供热量应时时匹配
常用于多头小容量的机组,机头越多越接近无极调节	常用于单机头大容量机组,也可用于多头中等容量的机组
部分负荷耗电多	部分负荷耗电少

4) 应用工况范围

螺杆式冷水机组变工况性能温度条件如表 7-9 所示。

表 7-9 螺杆式冷水机组变工况性能温度范围

单位:℃

功能	使用侧		热源侧				
	冷、热水		水冷式		风冷式		
	进口水温	出口水温	进口水温	出口水温	干球温度	湿球温度	
制冷		5~15	15.5~33		21~43		15.5~27
制热		40~50	15~21		-7~21		

3. 离心式冷水机组

1) 机组特点

离心式冷水机组是中大工程应用中用得最多的机型,尤其是单机制冷量在 1000 kW 以上时,设计时宜选用离心式机组。离心式冷水机组 COP 高,单机容量大,结构紧凑,重量轻,占地面积小,运转平稳,振动小,噪声较低,制冷剂中不混有润滑油,蒸发器和冷凝器传热性能好,调节方便,在 15%~100% 的范围内能较经济的实现无级调节,采用多级压缩时还可提高机组效率和改善低负荷时的喘振现象。但离心式冷水机组对材料强度、加工精度和制造质量要求严格,当运行工况偏离设计工况时效率下降较快,而且单级压缩机在低负荷下容易发生喘振。

按电机与压缩机的相对位置不同,离心式压缩机大致分为半封闭式和开启式两种,两者之间的比较如表 7-10 所示。

表 7-10 开启式离心压缩机与半封闭式离心压缩机比较

类型	特征	优点	缺点
开启式离心压缩机	机组的布置是把压缩机、增速器与电动机分开,在机壳外用联轴器连接。为了防止制冷剂泄漏,在轴的外伸端处,必须设机械密封。这种与制冷剂完全分离的结构,靠电动机通过空气冷却,不需要液体制冷剂冷却。	电机便于维修,当电机出现故障时无需拆卸压缩机便可以修理或更换电机。	振动大,噪声高,对机房的温度、湿度以及洁净度要求高;维护保养工作量大,需定期更换油封,避免制冷剂与润滑油泄漏。
半封闭式离心压缩机	压缩机、增速齿轮和电动机用一个筒形外壳封装在一起,仅是压缩机的进气口和蒸发器相连,出气口和冷凝器相通。在这种机组中,不需要机械密封,电机被节流后的液体制冷剂冷却。	结构紧凑,体积小,振动小,噪声低;不存在润滑油与制冷剂的泄漏,维修、维护工作量小。	电机维修不方便,但电机工作环境好,不易损坏,需要拆卸压缩机修理的电机故障率低。

2) 性能评价

离心式冷水机组单机制冷量大,具有比螺杆式更高的性能系数,适合于大、中型工程。与螺杆式冷水机组相同,离心式冷水机组额定工况时的性能系数也不能完全代表机组的性能,也应在规定的工况下,按 100%、75%、50% 和 25% 负荷工况点来测定部分负荷性能,据此对机组性能作出全面评价。在设计选用或机组招标时,可要求厂商提供部分负荷性能。

3) 能量调节

为了适应空调系统负荷变化和实现安全经济运行,需要对离心式机组的制冷量进行调节,常用的能量调节方式如表 7-11 所示。

表 7-11 离心式冷水机组能量调节方式

调节方式	原理	特点
进口导流叶片调节	压缩机叶轮前的进口倒流叶片随负荷发生旋转,改变进气量从而使叶轮旋转与气体动能变化	制冷量可在 25%~100% 的范围变化,经济性介于变速调节和进口节流调节之间
旁通调节	通过进、排气管之间设置的旁通管,使一部分高压排气返回压缩机进气管	反喘振调节,旁通气体设有制冷剂消耗压缩功,不经济,很小制冷量时适用
变速调节	改变压缩机转速调节压缩机排气量	最经济,但必须在电机转速可变时才适用
进口节流调节	改变进口截止阀开度调节压缩机排气量	调节方法简单但不经济,制冷量可在 60%~100% 的范围变化

4) 应用工况范围

离心式冷水机组的使用工况范围同螺杆式冷水机组,如表 7-9 所示。

4. 电制冷机组的性能系数标准

《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005)中规定,电机驱动压缩机的蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组,在额定制冷工况和规定条件下性能系数(COP)不应低于表 7-12 的规定。机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)不宜低于表 7-13 的规定。

表 7-12 冷水(热泵)机组制冷性能系数

类型		额定制冷量/kW	性能系数 COP/(W/W)
水冷	活塞式/涡旋式	<528	3.8
		528~1163	4.0
		>1163	4.2
	螺杆式	<528	4.10
		528~1163	4.30
		>1163	4.60
离心式	<528	4.40	
	528~1163	4.70	
	>1163	5.10	
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	≤50	2.40
		>50	2.60
	螺杆式	≤50	2.60
		>50	2.80

表 7-13 冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数

类型		额定制冷量/kW	综合部分性能系数 IPLV/(W/W)
水冷	螺杆式	<528	4.47
		528~1163	4.81
		>1163	5.13
	离心式	<528	4.49
		528~1163	4.88
		>1163	5.42

注: IPLV 值是基于单台主机运行工况。

5. 溴化锂吸收式冷(热)水机组

1) 机组特点

溴化锂吸收式冷(热)水机组是空调领域内使用较多的机型之一,它可分为蒸汽型冷水机组、热水型冷水机组、直燃型冷(热)水机组,其中蒸汽型与直燃型应用得更广泛。

溴化锂吸收式冷(热)水机组加工简单,操作方便,制冷量调节范围宽;运动部件少,振动小,噪声低,可利用余热、废热及其他低品位热源。直燃型热效率较高,部分负荷下效率基本不下降,削减了电力高峰负荷,燃气型夏季起到了天然气填谷作用。蒸汽型和热水型机组的热效率低,热力学系数能效约为 0.7~0.8,双效约为 1.2~1.3,冷却水耗量大,机组溶液结晶会导致制冷量衰减,机组寿命较蒸汽压缩式短。蒸汽型和热水型单机容量为 236~11 630 kW,适用于有余热或废热的场合,直燃型单机容量可达 23 290 kW。

2) 性能评价

对于溴化锂吸收式冷水机组,如果仅依据机组的制冷量与其耗能量之比所得的制冷性能系数与利用二次能源的电动型机组相比较,如表 7-14 所示显然低很多,这不合理。若两者均以一次能源消耗来比较,其性能系数稍有不及。

表 7-14 与冷水机组的性能系数比较

机组形式	溴化锂双效吸收式机组		水冷电动型机组		
	蒸汽型	直燃型	活塞型	螺杆型	离心型
性能系数/(W/W)	1.05	1.10	4.0	4.30	4.7

注:不同工况下使用不同制冷剂的电动型机组的制冷量是不同的,故性能系数也不同,以上数值仅作参考使用。

在各型机组中,溴化锂吸收式冷水机组的冷却水量最大,其原因是它的排热量最

大,不同机型的排热量与其制冷量之比的比较如表 7-15 所示。

表 7-15 不同机型冷水机的排热量/制冷量

机组形式	溴化锂双效吸收式冷水机组	活塞型冷水机组	螺杆型冷水机组	离心型冷水机组
排热量/制冷量	1.9	1.25	1.21	1.19

由表 7-16 可见,溴化锂吸收式机组的排热量约为其制冷量的两倍,因此应根据当地的气象条件选择合理的冷却水温差和合适的冷却塔。

3) 影响机组性能的因素

(1) 冷水出水温度的影响

当外界与机组内部条件不变时,蒸汽型机组在一定范围内,冷水出口温度每升高 1℃,制冷量约提高 3%~5%,但蒸汽耗量变化不大,机组热力系数提高,单位耗气量下降。反之,当冷水出口温度每降低 1℃时,制冷量会降低 7%~9%,而蒸汽耗量无明显下降,这使热力系数降低,单位耗气量上升,机组运行不经济。

应该注意的是,机组的冷水出口温度只能在一定范围内变化。若冷水温度过低,有产生溶液结晶的危险;蒸发温度过低,将引起制冷剂冻结,使制冷量急剧下降。若冷水出口温度过高,会造成制冷剂泵吸空,而制冷量的增加却趋于平缓。因此,对于名义工况下冷水出口温度为 7℃的机组,其出水温度的变化可在 5~10℃范围内;对于 10℃出水的机组,其出水温度可在 8~13℃范围内变化。

(2) 冷却水进口温度的影响

以蒸汽型机组为例,当其他条件不变时,冷却水进口温度每升高 1℃,制冷量约下降 5%~8%。此时,蒸汽耗量变化不大,使机组的热力系数下降,单位耗气量上升。反之,冷却水进口温度每下降 1℃,制冷量约上升 3%~5%,热力系数提高,单位耗气量下降。

应注意冷却水温度不能过低,否则将引起稀溶液温度过低,浓溶液质量分数升高,两者均增大了浓溶液产生结晶的危险性;同时,还因稀溶液质量分数过低及冷凝压力过低,使发生器中的溶液剧烈沸腾,溶液液滴易进入冷凝器中,造成制冷剂水污染。所以,机组运行时冷却水温度不允许过低,必要时应采取保护措施。表 7-16 列出了蒸汽型机组使用范围的国家标准。

表 7-16 蒸气型溴化锂吸收式冷水机组使用范围

参数	名义工况	使用范围	间隔值
冷水出水温度/℃	7	5~10	1
	10	8~13	
	13	13~18	
冷却水进口温度/℃	30(32)	24~34	1
冷却水流量/(%)	100	60~120	10
蒸汽压力/MPa	0.1	0.08~0.12	0.01
	0.25	0.20~0.30	0.025
	0.4	0.35~0.45	0.025
	0.6	0.50~0.65	0.05
	0.8	0.65~0.85	0.05

(3) 冷却水量的影响

冷却水量减少,制冷量下降,当冷却水量减少 20% 以上时,制冷量下降幅度增大;而当冷却水量增加 20% 以上时,制冷量上升幅度缓慢。我国标准规定冷却水量的变化范围为 60%~120%。水量过大,传热管内流速太高,将引起水侧的冲刷腐蚀,影响机组的寿命;水量过小,浓溶液有结晶危险。

(4) 污垢系数的影响

溴化锂吸收式冷水机组运转一段时间后,在传热管内壁与外壁逐渐形成一层污垢,通常用污垢系数来衡量它对传热的影响。污垢系数越大,说明管道的热阻越大,其传热性能越差。由表 7-17 可看出污垢系数的影响程度。

表 7-17 污垢系数对制冷量、供热量的影响

污垢系数/($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$)	0.043	0.086	0.172	0.258	0.344
制冷量/(%)	冷却水侧	104	92	85	79
	冷水侧		100	—	—
供热量/(%)	热水侧	103	94	—	—

在国家标准中,电动型冷水机组、溴化锂吸收式冷(热)水机组的冷水侧与冷却水侧的污垢系数均为 $0.086 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$ 。在机组选择时,设计者可根据工程具体情况,提出机组冷水侧与冷却水侧的污垢系数值,供生产厂在配置机组时考虑。

4) 能量调节

溴化锂吸收式冷水机组,是通过安装在吸收器和发生器间的稀溶液管路上的三

通阀来实现能量调节的。当系统负荷减小时,通过调节三通阀将部分稀溶液旁通到浓溶液管路中流回吸收器。通过此方法可实现10%~100%负荷范围的无极调节。

7.2.3 热泵机组

1. 水源热泵机组

水源热泵空调系统是以水体为低位热源,为空调系统提供符合空气处理所需的冷/热水,最后通过空调末端装置以实现空气调节的系统形式。制热运行时以水为热源,制冷运行时以水为冷却剂。作为低位热源的水体,可以利用温度合适的地下水、地表水(包括海水、湖水、江河水等)以及再生水(工业废水、城市生活污水、热电厂冷却水、油田废水、矿山废水等人工利用后排放并且经过处理的水源)等。以水作为热源的优点是:水的热容大,传热性能好,换热器的尺寸较小,因此在易于获得温度较为稳定的大量水的地方水是理想的热源。但是用水作为热泵热源时,水系统较复杂,还需要消耗水泵的功率;若水质硬度较大,还会造成换热器表面结垢,使设备的传热性能下降。

1) 工况参数

国家标准《水源热泵机组》(GB/T 19409—2003)规定了机组的实验工况。为保证机组的正常运行,通常,水源热泵机组的进口水温范围如下。

制冷运行时,水源水温度 $\geq 10\text{ }^{\circ}\text{C}$;制热运行时,水源水温度 $\leq 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2) 机组类型

水源热泵机组类型如表 7-18 所示。

表 7-18 水源热泵的种类

分类依据	类型	说明	适用范围
水源类别	地下水	通过打井抽取地下水为水源	便于利用地下水场合
	地表水	以河流、湖泊水或城市污水为水源	便于利用地表水场合
	海水	以海水为水源	便于利用海水场合
制热供水温度	标准型	供热时热水供水温度 $40\sim 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	末端设备供水温度要求适中
	高温型	供热时热水供水温度 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上	末端设备供水温度要求高
热泵转换	内转换式	制冷、制热工况由内部四通阀切换	小型热泵机组
	外转换式	供冷、供热由外部水系统的阀门切换	中、大型热泵机组
冷凝热量	回收型	带有冷凝热回收装置	有热水需求
	不回收型	没有冷凝热回收装置	无热水需求

续表

分类依据	类型	说明	适用范围
压缩机形式	涡旋式	采用涡旋式压缩机	
	活塞式	采用活塞式压缩机	
	螺杆式	采用螺杆式压缩机	

3) 水源热泵系统的特点

水源热泵系统如图 7-3 所示。

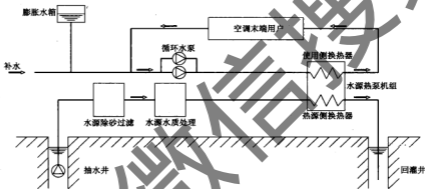


图 7-3 水源热泵系统图

(1) 优点

① 可充分利用地下水、地表水、城市污水、海水等低品位能源，能效比较高，系统运行较节能。

② 不向空气排放热量，无污染物排放，环保效果好。

③ 耗电量小，运行费用低。

④ 机组运行可靠，由于水源温度相对稳定，也不存在空气源热泵制热运行时的除霜问题，因此机组可在稳定的工况下运行。

⑤ 具有供冷、供热、提供生活热水多种功能，一机多用，设备利用率高。

(2) 缺点

① 水源水质较差时，水质处理比较复杂。

② 地下水打井等受地质条件约束较大，施工烦琐。

③ 使用地下水时，常常出现回灌量逐年降低，难以保证 100% 回灌。

4) 水源热泵系统设计注意事项

① 认真调查收集当地的水文资料，确保水源的水温、水量、水质等条件满足热泵

机组的使用要求。

- ② 对系统的投资和效益进行充分的技术经济比较,确保空调系统的合理性。
- ③ 使用地下水时,应根据水文地质勘察资料进行设计,采取可靠回灌措施,确保地下水能全部回灌到同一含水层,绝不能对地下水资源造成污染及浪费。
- ④ 系统运行过程中还应对抽水量、回灌量以及水质进行有效的监测。

2. 空气源热泵机组

空气源热泵机组具有冷热兼供、节能、无需冷却水和锅炉等优点,特别适合于我国夏热冬冷地区,但随着技术的进步,目前有向寒冷地区扩展的趋势。空气源热泵系统流程如图 7-4 所示。

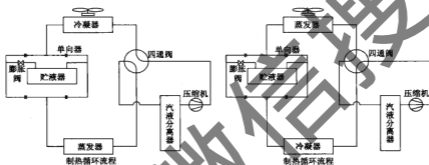


图 7-4 空气源热泵系统流程图

1) 空气源热泵机组类型

空气源热泵机组形式很多,表 7-19 列出了两种常用类型。

表 7-19 空气源热泵机组的分类

分类依据	类型	机组特征	机组形式
供冷/供热方式	空气/水热泵机组	在夏季(冬季),室外空气侧换热器作冷凝器(蒸发器)向外放热(吸热),水侧换热器作为蒸发器(冷凝器)制备冷水(热水),制冷(制热)所得冷(热)量,通过水传输至较远的用冷(热)设备	整体式热泵冷水机组 组合式热泵冷水机组 模块化热泵冷水机组
	空气/空气热泵机组	在夏季(冬季),室外空气侧换热器作冷凝器(蒸发器)向外放热(吸热),以冷风(热风)形式传递并散发于室内	窗式空调器 家用/商用分体式空调器 屋顶式空调器 VRV 系统

2) 空气源热泵系统特点

(1) 优点

- ① 一机两用,即可供冷又可供热,冷热源兼用,省去了锅炉房。
- ② 夏季采用室外空气进行冷却,省去了冷却塔和冷却水系统。
- ③ 空气源热泵冷热水机组无需锅炉,无相应的燃料供应系统,无烟气,系统安全、卫生、简洁。
- ④ 整体性好,安装方便,可以露天安装于室外,如屋顶、阳台等处,不占用机房,节省建筑面积。
- ⑤ 由于制热量总大于机组的耗功,节能效果好。
- ⑥ 机组安全保护以及自控集成度较高,运行可靠,操作、维护管理简单方便。

(2) 缺点

- ① 价格较冷水机组高,空气的比热容小,为了获得足够的热量和满足传热温差的要求,需要较大的风量,热泵机组体积较大。
- ② 室外空气的状态参数对热泵的容量和性能影响很大,热泵冬季制热时,随着室外温度的降低,热泵的制热性能系数也随之降低,而建筑物所需要的供热量上升;夏季制冷时,COP值比水冷式机组低。
- ③ 机组的振动与噪声较大,对环境及相邻房间有一定影响。
- ④ 冬季机组运行蒸发器常会结霜,需频繁进行除霜,结霜会使机组供热能力下降。

3) 空气源热泵系统设计注意事项

(1) 末端设备热量校核

通常末端设备的名义供热量是在热媒水温度为 60°C 的条件下给出的,对于空气-水热泵机组,其名义制热量是基于供水 45°C ,回水 40°C ,温差 5°C 的条件。由于热媒参数不同,在选择末端设备时,必须校核其供热量以确保满足室内热负荷要求。

(2) 空气/水热泵机组定压点的位置

当空气/水热泵机组、循环水泵以及开式膨胀水箱均设置在屋面上时,应注意定压点的位置。由于开式膨胀水箱内水面与循环水泵高差较小(通常尽为 $1\sim 2\text{m}$),若定压点接在回水总管上的过滤器前,当定压点后受堵过滤器和阀门、管道的阻力大于定压值时,水泵吸入口处压力可能会出现负值,导致空气进入系统,破坏系统正常运行。所以定压点宜设在水泵吸入口,确保水系统在正压下运行。

3. 地源热泵冷热水机组

地源热泵系统是一种利用岩土体、地下水或地表水为低温热源,既可供热又可供冷的环保、高效节能的空调系统。根据地热能交换系统形式的不同,地源热泵系统分为地埋管地源热泵系统、地下水地源热泵系统和地表水地源热泵系统。后两种系统在上述水源热泵中已作了介绍,这里主要介绍地埋管地源热泵系统。地埋管地源热泵系统如图7-5所示。

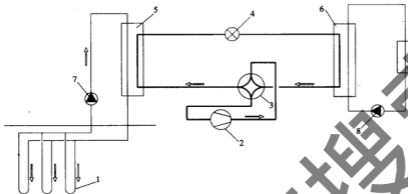


图 7-5 地埋管地源热泵系统图

1—地埋管换热器；2—压缩机；3—换向阀；4—制冷剂；
5、6—换热器；7、8—循环水泵；9—控制阀

1) 地源热泵系统的特点

(1) 优点

- ① 地层温度稳定，夏季地温比大气温度低，冬季则比大气温度高，机组 COP 值高，节能性好。
- ② 与地层只有热量交换，无质量交换，对环境没有污染，环保。
- ③ 使用寿命长，通常地埋管寿命可达 50 年以上。
- ④ 机组紧凑、节省空间，而且维护费用低，自动化控制程度高，技术性能良好。
- ⑤ 地层温度较恒定的特性使得热泵机组运行更稳定。

(2) 缺点

- ① 需要有埋设地下换热器的空间，占地面积大。
- ② 土方开挖、钻孔、地下埋设的塑料管的管材管件以及专用回填料费用高，系统初投资较高。

2) 地埋管换热器的埋管方式

地埋管换热器的埋管方式如表 7-20 所示。

表 7-20 地埋管换热器的埋管方式

埋管方式	形式		特点
水平埋管	敷设方式不同	单或双环路、双或四环路、三或六环路以及垂直圈式、水平排圈式、水平螺旋式	埋深浅,一般仅 3~15 m; 地下岩石的冬夏热平衡好; 开挖费用和埋管费用均低于 竖直埋管系统,初投资低
竖直埋管	敷设方式不同	单 U 形管、双 U 形管、小直径螺旋管、大直径螺旋管、立柱状、蜘蛛状和套管式	占地面积小; 钻孔费用高,中埋和深埋需要 用高承压材料管;
	埋管深度不同	浅埋型: $H \leq 30$ m 中埋型: $H = 30 \sim 80$ m 深埋型: $H > 80$ m	由于深层岩石温度受地面温 度影响很小,必须注意冬季吸热 和夏季排热的平衡

3) 设计要求与适用条件

① 地埋管地源热泵系统设计前必须对现场进行详细调查,并对岩土地质条件进行勘察,取得岩土体结构、热物性、温度、地下水静水位、水温、水质及分布;地下水流方向、速度;冻土层厚度的资料。

② 建筑物的周围有可供埋设地下换热器的空间。

③ 建筑物全年有供冷、供热需求,且夏季、冬季负荷相差不大;如果冷、热负荷相差较大,应有其他辅助措施以补热或排热,以保持地下热平衡。

7.3 空调冷水机房设计

7.3.1 制冷机房设备及系统组成

制冷机房是专门为空调系统冷源配置的房间,通常由主机房、水泵房、变配电间、值班室和辅助用房等组成。

如图 7-6 所示为一典型制冷机房系统流程图。典型制冷机房内主要包括冷冻水循环系统、冷却水循环系统和补水系统。对于直燃型溴化锂吸收式冷(热)水机组而言,还包括燃油、燃气系统和排烟气系统。

1. 冷水循环系统

来自空调末端设备的冷冻水回水经集水器、冷冻水循环水泵进入制冷机组蒸发器内,被制冷剂蒸发吸收热量后,使降温后的冷水进入分水器后再送至空调设备的表冷器或冷却盘管等设备,与被处理的空气进行热湿交换后再返回制冷机组进行循环再冷却(冷冻水系统详见第 3 章)。

图 7-6 中冷冻水泵设在冷水机组进水侧,这种冷冻水泵在回水上设置方式的优

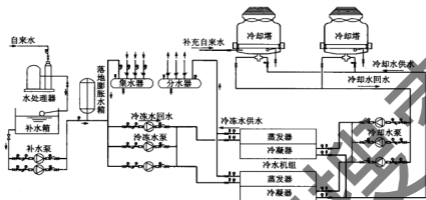


图 7-6 典型制冷机房系统流程图

点是冷水机组和水泵的工作较为稳定,适用于高楼层不高的建筑,对于高层建筑,空调水系统的静压大,这时应确定制冷机组吸入侧压力是否超过机组蒸发器的承压,若超过则应将冷冻水泵设在冷水机组出水侧。

2. 冷却循环系统

来自冷却塔的冷却水经冷却水泵进入制冷机组冷凝器内,吸收制冷剂冷凝释放的热量而温度升高,然后进入室外冷却塔,向室外空气散热,降温后的冷却水再返回制冷机组进行循环(冷却水系统详见第3章)。

3. 补水、定压系统

1) 水系统的补水

空调冷冻水系统运行过程中发生漏水时,通过补水系统及时向冷冻水系统补充。

(1) 系统补水量的计算(详见第3章)

(2) 补水点及补水泵

补水点宜设在循环水泵的吸入管段,当补水压力低于补水点压力时,应设补水泵。

补水泵的流量取补水量的2.5~5倍,扬程应保证补水压力比系统静止时补水点压力高30~50 kPa,再加上补水泵至补水点的阻力。

(3) 补水应软化处理

有关水处理内容见后面章节。

2) 水系统的定压

(1) 定压点

定压设备与水系统的连接点为定压点,确定原则是:保证系统内任意点不出现负压,不发生热水的汽化,在冷(热)水系统中定压点的最低压力应保证水系统最高点压

力在 5 kPa 以上;系统任何一处静止时和在运行时均不得超压(见图 7-7)。

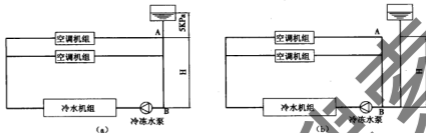


图 7-7 水系统的定压

图 7-7(a)定压方式稳定可靠,最低定压压力要求为 A 点的最低压力 5 kPa。

图 7-7(b)最低定压压力要求为 B 点最低压力,其值等于系统最大高差 H 、5 kPa 和 A 点至水泵吸入口 B 点的水流阻力三项之和。

(2) 定压方式

① 高位开式膨胀水箱定压:这种方式结构简单,造价低,补水控制方便以及水压稳定性好。缺点是:设置位置必须高于系统最高点,由于与大气直接接触,对系统水质有些影响。

② 气压罐定压:工程上用来定压的气压罐是隔膜式的,空气与水完全分开,冷水水质有较好的保证,同时不受位置高度的限制,可安装在制冷机房内,不存在防冻问题。但缺点是有较大的压力波动,且价格相对较高(见图 7-8)。

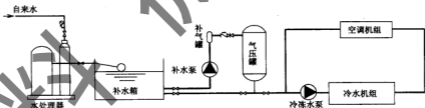


图 7-8 气压罐定压方式

③ 补水泵定压:如图 7-9 所示,采用定速定压时水泵间歇补水,通常要求补水点压力波动范围为 30~50 Pa 左右,若波动范围太小则会造成水泵频繁启动,对水泵寿命不利。

④ 变频补水泵定压,运行稳定,适用于耗水量不确定的大规模空调系统,不适用于中小规模系统。

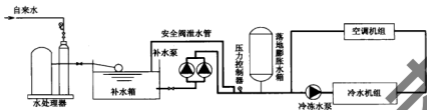


图 7-9 补水泵定压方式

4. 燃油系统

通过输油泵将燃油从油罐送至日用油箱，再由供油泵将燃油从日用油箱送至机组燃烧器，其中一部分进入炉膛燃烧，另一部分返回油箱（见图 7-10）。

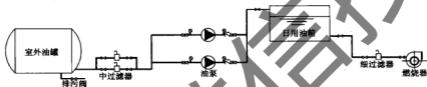


图 7-10 燃油系统

5. 燃气系统

由外网或机房供气干管来的燃气，先经过调压器调压，再通过主气阀和流量调节阀进入燃烧器（见图 7-11）。

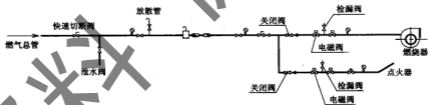


图 7-11 燃气系统

6. 排烟气系统

燃油、燃气溴化锂吸收式冷(热)水机组在运行过程中，必须连续地向设备供人燃料燃烧所需要的空气，并将生成的烟气不断排出。

7.3.2 冷水机组的选择计算

1. 冷水机组的机型选用原则

选择冷水机组需要考虑多种因素,主要包括建筑物的功能、建筑物全年冷(热)负荷分布规律、各种冷水机组的特点、当地的能源状况、初投资和运行费用、环境要求等。

① 冷水机组的选型,一般应作方案的比较,包括蒸汽压缩式冷水机组和溴化锂吸收式冷水机组的比较。

② 以电力驱动的蒸汽压缩式冷水机组的能效比比溴化锂吸收式冷水机组的热力系数高,所以对电力供应不紧张的地区,应首先选用蒸汽压缩式冷水机组。选用时注意不同机型适宜的冷量范围。表 7-21 给出了冷水机组不同机型适宜的冷量范围,随着技术的发展,适用范围会有所变化,可通过技术经济比较进行选择。

表 7-21 蒸汽压缩式冷水机组选型范围

单机名义工况制冷量/kW	冷水机组选型
≤120	往复式、涡旋式
120~700	往复式
700~1000	螺杆式
1000~1750	螺杆式
	离心式
≥1750	离心式

③ 当有压力不低于 30 kPa 的蒸汽或温度不低于 80 ℃ 的热水等适宜的热源可利用,且系统制冷量 ≥ 350 kW,所需冷水温度不低于 5 ℃ 时,应选用溴化锂吸收式冷水机组。

④ 对于建筑面积较大,有内、外区之分的建筑物,往往需要同时供冷又供热,则应考虑选择同时能够供冷又供热的冷热源,可以选择水环热泵(详见第 3 章)、水源热泵、模块式冷热水机组。

冷水机组选型时,还应认真考虑有关节能规定。

2. 制冷机组容量的确定

① 根据规定,单幢建筑的系统而言,电动压缩式机组的总装机容量,应按空调系统设计冷负荷确定,不另作附加。对于管线较长的小区管网,应按具体情况确定。

② 气源热泵冷热水机组冬季的制热量按下式进行计算:

$$Q = K_1 K_2 q \quad (7-9)$$

式中 Q ——机组制热量, kW;

K_1 ——使用地区室外空气调节计算干球温度的修正系数,按产品样本选取;

K_2 ——机组融霜修正系数,每小时融霜一次取0.9,融霜两次取0.8;

q ——产品样本中的瞬时制热量, kW(标准工况:室外空气干球温度 7°C ,湿球温度 6°C)。

③ 选用直燃型溴化锂吸收式冷水机组时,通常按冷负荷选型,并考虑冷、热负荷与机组供冷、供热量的匹配。当热负荷大于机组供热量时(直燃机组供热量一般为供冷量的80%),不应采用加大机型的方式增加供热量。当通过技术经济比较合理时,可加大高压发生器以增加供热量,但增加的供热量不宜大于机组总供热量的50%。选择溴化锂吸收式机组时,还应考虑机组水侧污垢腐蚀等因素,对供冷(热)量进行修正。

3. 设备台数及单机容量的确定

为了适应空调负荷变化的要求,保证系统可靠运行,机组宜选用多台。只有在较小工程中,当机房面积不够或者投资困难时,才可考虑只选一台机组。应优先考虑多机头机组,包括活塞式、螺杆式与离心式机组,从而增加运行的可靠性。

当系统低负荷运转时,选用多台机组可通过控制运行台数达到既满足空调系统冷负荷的需求,又降低运行费用的目的。选用多台机组还可通过供给不同温度的冷水实现分区供冷。

选择多台机组时,从机房布置、零部件的互换以及检修方面来看,选用同等容量的为好。但是在实际工程中,机组容量的选择主要取决于系统负荷情况,尤其是最低负荷值。例如有3台容量相同的机组,当负荷减小到只需运行一台机组即可时,机组仍具有较高的效率,则选择3台容量相同的机组是合理的。但当负荷减小到对于一台机组而言都是低负荷时,且在此负荷下机组运行效率很低,甚至无法正常运行时,那么配置一台能适应最小负荷的机组为宜。以3台机组为例,3台容量相同的机组的配置只有三种运行组合,分别为33.3%、66.7%、100%负荷,而选择两大一小的配置则有五种运行组合,如小容量机组是大容量机组的一半时,机组组合的负荷分别是20%、40%、60%、80%、100%,这对于系统的稳定经济运行是有利的。

7.3.3 换热器的选择计算

1. 设计选型原则

① 应根据用途及使用要求选择换热器的类型,在技术经济比较的基础上选择高效、结构紧凑、便于维护、使用寿命长的产品。

② 换热器的容量,应根据热负荷确定,其台数与单台的供热能力应满足热负荷的使用需求、分期增长的计划及考虑热源稳定性等因素。一般换热器台数不宜少于2台,也不宜多于5台;通常供热、空调用的换热系统,可不设备用换热器,但当其中一台停用时,其余换热器的换热量应能满足75%负荷需求;当一次热源稳定性差时,换热器的换热面积应乘以1.1~1.2的系数。

③ 选用换热面积时,应尽量使换热系数小的一侧得到大的流速,并且尽量使换热面两侧的流体换热系数相等或相近,以提高传热系数。

④ 选用换热器时应注意压力等级、使用温度以及接口的连接条件。

⑤ 换热器中流体选择宜遵循如下原则:尽量使流体呈湍流状态;流速的选择应从换热器面积和动力消耗的经济比较方面来考虑;换热器的压力降不宜过大,一般控制在 0.01~0.05 MPa 之间。

2. 换热器类型

常用供热空调常用换热器类型如表 7-22 所示。

表 7-22 各类换热器综合性能表

换热器类型	传热系数/ W/(m ² ·°C)	工作压力/ MPa	冷热介质允 许压差/MPa	水阻/kPa	特点
波纹管式	水—水 2000~3500 汽—水 2500~4000	≤8	≤8	≤30	适用于汽—水换热,换热效率高,不结垢不堵塞,承压高,运行维修简单
板式	水—水 5000~6000	≤2.5	≤0.5	≤50	适用于小温差水—水换热,换热效率高,占地面积小,易结垢,易堵塞,价格低,调节性能好
螺纹扰动盘管式	水—水 1500 ~2500 汽—水 3000 ~4000	≤1.6	≤1.6	≤40	适用于水—水换热,连续运行稳定,不易结垢
螺旋螺纹管式	汽—水 7000 ~8000	≤1.6	≤1.6	≤50	适用于大温差汽—水换热,传热系数高,耐腐蚀,体积小,不渗不漏

3. 换热器设计计算

空调用换热器计算方法同 7.1.2 节。

7.3.4 冷却塔的选择计算

1. 冷却塔的类型

目前工程上常见的冷却塔有逆流式冷却塔、横流式冷却塔、喷射式冷却塔和蒸发式冷却塔。关于各种类型冷却塔的特点及适用范围如表 7-23 所示。

表 7-23 空调制冷系统常用冷却塔

分类	形式	结构特点	性能特点	适用范围
湿式机械通风型	圆形/方形逆流式(抽风式、鼓风式)	普通型 1) 空气与水逆向流动, 进出口风口高差较大, 进出口不易短流 2) 圆塔比方塔气流分布好, 适合单独布置, 大塔可现场拆装; 塔稍高, 湿热空气回流影响小 3) 方塔占地面积小, 适合多台组合, 可现场组装 4) 当循环水对风机有较强侵蚀性时, 可采用鼓风式	1) 逆流式热交换效率优于其他形式 2) 空气阻力较大 3) 喷嘴阻力大, 水泵扬程高 4) 噪声较大 5) 检修空间小, 维护困难 6) 造价较低	对环境噪声要求不太高的场合
	低噪声型	1) 采用降低噪声的结构措施 2) 阻燃型是在玻璃钢中掺加阻燃剂	1) 噪声值比普通型低4~8 dB(A) 2) 空气阻力较大 3) 喷嘴阻力大, 水泵扬程高 4) 检修空间小, 维护困难 5) 阻燃型有自熄作用, 氧指数不低于28, 造价比普通型贵10%左右	1) 对环境噪声有一定要求的场合 2) 阻燃型对防火有一定要求的建筑
	超低噪声型(阻燃型)	1) 在低噪声型基础上增加减噪措施 2) 阻燃型是在玻璃钢中掺加阻燃剂	1) 噪声值比低噪声型低3~5 dB(A) 2) 空气阻力较大 3) 喷嘴阻力大, 水泵扬程高 4) 检修空间小, 维护困难 5) 阻燃型有自熄作用, 氧指数不低于28, 造价比普通型贵30%左右	1) 对环境噪声有要求较严的场合 2) 阻燃型对防火有一定要求的建筑
	横流式(抽风式)	普通型 低噪声型	1) 空气沿水平方向流动, 冷却水流与空气流向相垂直 2) 与逆流式相比进出口风口高差小, 塔稍矮, 进出口易短流 3) 长方形可以多台组装, 便于运输 4) 占地面积较大	1) 热交换效率不及逆流式 2) 布水阻力小, 水泵扬程低 3) 有检修通道, 维护便利 4) 塔壁, 进风风速低, 阻力小, 噪声较同水量逆流式低

续表

分类	形式	结构特点	性能特点	适用范围
喷射式	横流式	无风机型 1) 高速喷水喷射空气进行换热 2) 取消了冷却风机, 设备尺寸偏大	1) 噪声低, 稳定性好 2) 需要较高的进塔水压, 水泵扬程高 3) 喷嘴易堵, 对水质要求高 4) 造价相对较贵	对环境噪声有较严格要求的场所
干式机械通风型	密闭式 蒸发型	循环水先与空气进行直接热湿交换, 再与密闭盘管中循环流动的冷却水间接热交换, 蒸发, 从而使冷却水降温	1) 冷却水系统全封闭, 对水质保证性较好, 不易被污染 2) 室外温度较低时, 可直接作为一个蒸发冷却制冷设备 3) 进塔水压要求较高, 盘管水阻大, 水泵扬程高 4) 质量重, 占地面积大	要求冷却水很干净的场所

2. 冷却塔的选型

① 冷却塔选型须根据建筑物的功能、场地情况、周围环境条件与平面布局等因素综合考虑。对塔形与规格的选择还要考虑当地的气象参数、冷却塔进出水温、冷却水量、水质以及噪声、散热和水雾对周围环境的影响, 经技术经济比较确定。

② 冷却水量的确定如下:

$$G = \frac{kQ_0}{c(t_{w1} - t_{w2})} \quad (7-10)$$

式中 G ——冷却水量, kg/s;

Q_0 ——冷机组制冷量, kW;

c ——水的比热容, kJ/(kg·°C);

k ——制冷机耗功的热量系数; 对于蒸汽压缩式制冷机, 可取 1.2~1.3; 溴化锂吸收式制冷机, 可取 1.8~2.2;

t_{w1}, t_{w2} ——冷却塔的进、出水温度, °C。

在方案设计阶段, 对冷却水量可按下式估算:

$$G' = aQ \quad (7-11)$$

式中 G' ——冷却水量, t/h;

Q ——制冷机制冷量, kW;

a ——单位制冷量的冷却水量, t/(kW·h), 对于蒸汽压缩式制冷机, 取 0.22, 溴化锂吸收式制冷机, 取 0.3。

选用冷却塔时,冷却水量应考虑 1.1~1.2 的安全系数。

③ 冷却塔的补水量包括:蒸发损失、飘逸损失、排污损失和泄漏损失(补水量确定详见第3章)。

补水位置:不设集水箱的系统应在冷却塔底盘处,此时应要求冷却塔底盘加高 200 mm;设置集水箱的系统应在集水箱处。

④ 冷却塔的控制调节宜采用双速风机或变频调速来实现。

⑤ 在夏季空气调节室外计算湿球温度的条件下,冷却塔的出口水温、进出口水温差和循环水量应满足冷水机组的要求。对进水压力有要求的冷却塔的台数应与冷却水泵运行台数相对应。供暖室外计算温度在 0℃ 以下的地区,冬季运行的冷却塔应采取防冻措施;冷却塔的噪声标准和噪声控制应符合《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)中相关条文的要求。

⑥ 当多台开式冷却塔并联运行,且不设集水箱时,应使各台冷却塔和水泵之间管段的压力损失大致相同,在冷却塔之间宜设平衡管或在各台冷却塔底部设置公共连通水槽。

⑦ 除横流式等进水口无余压要求的冷却塔外,多台冷却水泵和冷却塔之间通过共用集管连接时,应在每台冷却塔进水管上设置电动阀。当无集水管或连通水槽时,每台冷却塔的出水管上也应设置电动阀,电动阀宜与对应的冷却水泵连接。

3. 冷却塔的布置

① 冷却塔的布置应与建筑协调,并选择较合适的场所,应充分考虑噪声与飘水对周围环境的影响。

② 冷却塔设置在屋顶上时,应校核结构承压强度,并应设置在专用基础上,不得直接设置在屋面上。

③ 冷却塔不应布置在热源、废气和有烟气排放口附近。

④ 冷却塔应设置在空气流通、进出口无障碍物的场所。有时为了建筑外观而需设围挡时,必须保持有足够的进风面积。

⑤ 布置冷却塔时,应注意防止冷却塔排风与进风之间形成短路的可能性,同时还应防止多个塔之间互相干扰。

⑥ 冷却塔周边与塔顶应留有检修通道和管道安装位置,通道净宽不宜小于 1 m。

4. 冷却塔供冷系统

冷却塔供冷系统适用于低湿球温度的地区(在过度季节或夏季,利用冷却塔制备的冷却水供给空调系统使用)和现代办公楼内区(全年要求供冷)。图 7-12 为一冷却塔供冷系统流程图,冷却塔应采用密闭式的。当室外空气的比焓值比室内空气设计比焓值低时可以考虑用冷却塔供冷系统。但对冬季使用的冷却塔,应选用防冻型的,并在冷却塔集水盘和室外管道设电加热设施等防冻措施。

7.3.5 水处理设备选择

空调水系统分为冷却水系统和冷冻水系统,目前常用的冷却水为开式系统,由于

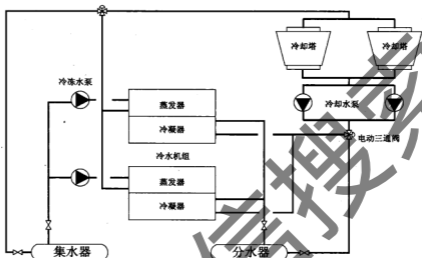


图 7-12 冷却水供冷系统

水与空气的接触、水的蒸发等原因，导致水的溶解氧含量达到饱和、钙离子析出结垢以及灰尘的增加甚至微生物滋生等，将会对金属管道产生电化学腐蚀，影响换热器换热。而对于常用的闭式冷冻水系统，由于水温的变化以及系统的补水，同样易产生溶解氧较高和结垢的问题。因此无论是开式系统还是闭式，都应考虑适当的水处理措施。空调水处理方法有两大类，即化学水处理法与物理水处理法。

1. 化学水处理法

化学水处理法是利用在水系统中添加化学药物，进行管道初次化学清洗、镀膜，从而达到缓蚀、阻垢、灭菌灭藻的目的。水处理投放的药物应根据当地的水质情况，由从事水处理的专业公司确定，并应定期进行水质分析，随时调整药物成分与剂量。加药方式分为以下几类。

1) 膨胀水箱内加药

在水系统设计时没有考虑化学水处理，经过实际运行后认为需要时，采用这种简单的投药方法，但由于膨胀管内的水是不流动的，溶解在膨胀水箱以及膨胀管内的药物不易融入整个水系统中，因此，加药过程需伴随系统的放水、充水，有时还需放空空气，比较麻烦。

2) 加药罐旁通加药

投入加药管内的药物通过旁通流量，可以很快融入整个水系统中，加药罐的大小可以与水处理公司商定。

3) 自动加药装置

自动加药装置是由水处理公司提供的一种较为先进的加药设备,包括由溶液箱、自动加药泵、控制器、单向阀等组成。其优点是能连续不断、均匀地将药物注入水系统中,使系统中的药剂浓度始终比较均匀,水质更加稳定。

2. 物理水处理法

物理水处理方法通过水处理器对水系统的防垢、除垢有一定的作用,各种水处理器的工作原理及特点如表 7-24 所示。表中方法适用于冷冻水系统和冷却水系统。

表 7-24 水处理器比较

种类	工作原理	特点
磁水处理器	利用水磁或电磁的磁场磁化作用,使水多分子缔合体解体,增加钙、镁盐类的溶解度,缩小垢晶颗粒粒径	1) 此水处理器前应安装过滤器以过滤含铁物质; 2) 工作温度 < 80 °C; 3) 水流速控制在 0.5~1.0 m/s 之间
静电水处理器	在高压静电场作用下,水分子偶极矩增大,按正、负次序排列,盐类正、负离子被数个偶极水分子包围,使之无法靠近器壁,阻止水垢形成	1) 采用高压直流电源,正电极外套聚四氟乙烯; 2) 工作温度 < 80 °C; 3) 适用于水质总硬度 ≤ 700 mg/L (以 CaCO ₃ 计)
电子水处理器	在高频电场作用下,增强水分子的极性,增大水分子偶极矩,使水中的钙、镁离子无法与碳酸根结合,防止水垢形成,同时又能破坏垢分子间的结合力,使垢物疏松、脱落达到除垢目的	1) 采用低压稳定的电源,正极直接与水接触; 2) 工作温度 < 105 °C; 3) 适用于水质总硬度 ≤ 550 mg/L (以 CaCO ₃ 计)
射频水处理器	原理同电子水处理器,其电磁波频率可以根据不同水质进行调节	1) 采用低压稳定的电源,正极直接与水接触; 2) 工作温度 < 100 °C; 3) 适用于水质总硬度 ≤ 700 mg/L (以 CaCO ₃ 计)

7.3.6 水泵的选择计算

1. 冷却水泵的选择

1) 冷却水泵的流量和台数

对于集中设置的制冷装置,冷却水泵的台数和流量应与制冷装置相对应,但不少于两台,配置两台及两台以上水泵时,可以不设备用泵。

当冷却水的温升决定之后,根据制冷机的冷凝负荷可确定冷却水流量:

$$G = \frac{Q_c}{c(t_{w1} - t_{w2})} \quad (7-12)$$

- 式中 G ——冷却水计算流量, kg/s;
 Q_c ——冷水机组冷凝器侧放热量, kW;
 c ——水的比热容, kJ/(kg·°C);
 t_{w1} 、 t_{w2} ——冷却塔进、出水温度, °C。

2) 冷却水泵的扬程

对于不设集水箱的冷却水系统, 水泵的扬程选择按下式计算:

$$H_p = 1.1(H_1 + H_2 + H_m + H_s + H_e) \quad (7-13)$$

- 式中 H_1 ——冷却水管路总的沿程阻力, MPa;
 H_2 ——冷却水管路总的局部阻力, MPa;
 H_m ——冷凝器冷却水侧阻力, MPa;
 H_s ——冷却塔中水的提升高度(从冷却塔底部水池到喷淋器的高度(m) × 0.009 8), MPa;
 H_e ——冷却塔布水器喷头的喷水压力, MPa, 引风式玻璃钢冷却塔取值 0.02~0.05 MPa, 水喷射冷却塔取值 0.08~0.15 MPa。

设有集水箱的冷却水系统, 水泵的扬程在上式的基础上加上冷却塔水池与集水箱的高差。

2. 冷冻水和热水循环泵的选择

1) 循环泵的设计与配置

空调冷冻水(热水)系统循环泵的设计与配置应遵循以下原则。

- ① 两管制空调水系统, 宜分别设置冷水和热水循环泵, 如果冷水循环泵要兼作热水循环泵使用时宜改变水泵转速, 使水泵运行的台数和单台水泵的流量、扬程于系统的运行工况相吻合。
- ② 复式泵系统中的一次泵, 宜与冷水机组的台数和流量相对应, 即“一机对一泵”一般不设备用泵, 但不宜少于两台。复式泵系统中的二次泵的台数, 应按系统分区和每个区的流量调节方式确定, 每个分区的水泵数量不宜少于两台。
- ③ 热水循环泵的台数不应少于两台, 应考虑设备用泵, 且宜采用变频调速。
- ④ 冷水系统的循环泵, 宜选择低比转数的单级离心泵; 一般可选单吸泵, 流量大于 500 m³/h 时, 宜选双吸泵。
- ⑤ 应用在高层建筑中的循环水泵, 必须考虑泵体所能承受的静水压力, 并提出对水泵的承压要求。
- ⑥ 在水泵的进出水管接口处, 应安装减振接头; 根据减振要求宜在水泵底座下设置具有较大质量的钢筋混凝土板惰性块, 再在板上配置减振器。
- ⑦ 在循环水泵的进、出水管之间, 应设置带止回阀的旁通管。旁通管的管道截面积, 应大于或等于母管截面积的 1/2; 止回阀的流向应与水泵的水流方向一致。在

循环水泵的进水管段上应设置安全阀,并宜将超压泄水引至水箱或排水沟。

⑧ 水泵进水和出水管上的阀门宜采用蝶阀或截止阀,并应装设在止回阀之后。

2) 循环水泵的流量

一次冷水泵的计算流量为所对应冷水机组的冷冻水流量;二次冷水泵的计算流量应为该区冷负荷综合最大值计算出的流量。选择冷水泵时,宜对计算流量附加5%~10%的裕量。

3) 循环水泵的扬程

选择循环水泵时,宜对计算扬程附加5%~10%的裕量。

循环水泵的扬程,可按下列方法计算确定。

(1) 单式泵系统

① 闭式系统:扬程为管路、管件、调节阀、过滤器、冷水机组的蒸发器侧(或热交换侧)、末端设备换热器阻力之和。

② 开式系统:扬程除应取上列闭式系统的阻力和之外,还应增加系统的静水压力(从蓄水池或蓄冷水池最低水位至末端设备换热器之间的高差)。

(2) 复式泵系统

① 闭式系统:一次泵扬程等于一次管路、管件、调节法、过滤器、冷水机组的蒸发器侧阻力之和;二次泵扬程等于二次管路、管件、调节法、过滤器、末端设备换热器阻力之和。

② 开式系统:一次泵扬程除应取一次管路、管件、调节法、过滤器、冷水机组的蒸发器侧阻力之和外,还应增加系统的静水压力(从蓄水池或蓄冷水池最低水位至蒸发器之间的高差);二次泵扬程除应取二次管路、管件、调节法、过滤器、末端设备换热器阻力之和外,还应增加从蓄水池或蓄冷水池最低水位至末端设备换热器之间的高差。

4) 管路阻力

两管制水系统输送热水时的总阻力,可近似根据输送冷水时的阻力按下式估算:

$$H_t = \alpha \cdot \left(\frac{G_r}{G_c} \right) \cdot H_1 + H_2 \quad (7-14)$$

式中 α ——在相同水量与管径条件下,考虑由于冷热水粘滞系数差异等因素的修正系数,可取0.9~0.95;

G_r ——空调热水流量, m^3/h ;

G_c ——空调冷水流量, m^3/h ;

H_1 ——输送空调冷水时的管路阻力(不包括冷水机组蒸发器的阻力), kPa ;

H_2 ——空气加热器的阻力, kPa 。

5) 输送能效比

空气调节冷热水系统的输送能效比(ER)应按下式计算,且不应大于表7-25中的规定值。

$$ER = 0.002343H / (\Delta T \cdot \eta) \quad (7-15)$$

式中 H ——水泵设计扬程, m;
 ΔT ——供回水温差, $^{\circ}\text{C}$;
 η ——水泵在设计工作点的效率, %。

表 7-25 空气调节热水系统的最大输送能效比

管道类型	两管制热水管道			四管制热水管道	空调冷水管
	严寒地区	寒冷地区/夏热冬冷地区	夏热冬暖地区		
ER	0.005 77	0.004 33	0.008 65	0.006 73	0.024 1

注:两管制热水管道系统中的输送能效比值,不适用于采用直燃式冷热机组作为热源的空气调节热水系统。

要保持空调水系统的输送能效比 ER 符合规定限值是有—定难度的,必须采取一些具体的技术措施来有效降低水泵扬程,如适当放大管道的管径、增大供回水温差、选用工作效率较高的水泵、选择高效低阻的空凋设备等。

7.3.7 其他设备与附件

1. 除污器或过滤器

除污器或过滤器的作用是堵塞清除和过滤管路中的杂质和污垢,以保证系统内水质的洁净,减少阻力和防止堵塞设备和管路。过滤器一般装在冷热源入口、水泵吸入口、各种换热设备之前以及各种小口径调压装置等部位,立式除污器可去除大块污物,通常安装在回水总管上,管道式除污器与过滤器可互换。

2. 分水器、集水器

当需从总管接出 2 个以上分支环路或 2 个以上支管合并为一个总管时,考虑各环路之间的压力平衡和使用功能要求,宜用分水器、集水器。分水器用于空调供水管路上,集水器用于回水管路上。

分水器、集水器的筒身直径可按断面流速 1.0~1.5 m/s 确定。

分水器、集水器为受压容器,应严格按国标制作,各配管间的间距应考虑两阀门手轮或扳把之间便于操作和保温层厚度及施工。

分水器、集水器一般应安装压力表和温度计,并应保温。

分水器、集水器按工程具体情况选用墙上或落地安装,直径较大时宜采用落地安装。

当封头采用法兰堵板时,其位置应根据实际情况设于便于维修的一侧。

当支管较少又没有操作要求时,管道分支处或合流处可以不设分、集水器。

3. 温度计、压力表

温度计通常设置在冷水机组和换热器的进出水管、分水器 and 集水器各支路阀门

后。压力表设置在分水器、集水器、冷水机组进出水管、水泵进出口以及分、集水器各支路阀门后的管道上。

4. 阀门

制冷机房系统中常用的阀门有闸阀、截止阀、蝶阀和调节阀。

在系统中闸阀、截止阀基本上用于补水、泄水、放气等，通常在大管径上采用闸阀，小管径采用截止阀。一般 DN100 以上的阀门用蝶阀。调节阀用于需要流量调节的场所。

阀门的工作压力一般按设计压力的 1.5 倍选择。

5. 管材

制冷机房内冷(热)水管、冷却水管常用焊接钢管和无缝钢管。焊接钢管承压能力相对较低，一般用于工作压力不大于 1.6 MPa 的系统中，无缝钢管可采用不同壁厚来满足水系统对工作压力的要求，承压较高，但价格略高于焊接钢管。

此外在水系统中还有一些新型管材，如 PP-R 塑铝稳态管具有耐腐蚀、不渗漏以及节能等优点，但在选用时应注意其适用工作压力和温度。

6. 保温、防腐

压缩机制冷机组的吸气管、蒸发器及其与膨胀阀之间的供液管、分水器、集水器、冷水管道应进行保温。管道保温应满足：保温层外表面不得产生凝露水；管道和支架之间，管道穿墙、穿楼板处应采取防“冷桥”“热桥”的措施；采用非闭孔材料时，保温层外表面应设隔气层和保护层。保温材料的选择计算应按国家现行《设备及管道保温设计导则》(GB/T15586)执行。

为了保证机房设备、附件及管道的有效年限，机房金属设备、附件和管道在保温前需将表面清除干净，涂刷防锈漆或防腐涂料作防腐处理。

7. 控制

制冷机房的控制包括冷水机组的能量调节、冷水机组的台数控制、系统连锁控制及水系统控制。

冷水机组的能量调节一般由机组的自身控制设备完成。机组自动控制系统的任务一般是接收、显示和监测机组的运行状态和运行参数。

当冷水机组不止一台时，除对每台机组进行能量调节外，还要对运行机组的台数进行控制，适当关闭一些机组，避免所有机组同时在部分负荷状态下，以提高整体效率。

当冷水机组以自动方式运行时，为保证制冷机组的安全运行，整个系统中的其他设备如冷却水泵、冷却塔风机、冷冻水泵等都要与冷水机组实现电气连锁，顺序启停。系统启动时，电动水阀、冷却水泵、冷水泵、冷却塔应先于冷水机组启动，冷水机组在冷水水流得以证实后启动。系统停机时上述顺序相反。

当空调水系统末端设备采用电动二通阀控制时，应在供回水总管间设置压差控制。

7.3.8 制冷机房的布置及技术要求

- ① 机房内布置设备,应符合表 7-26 的要求。
- ② 布置冷水机组时,温度计、压力表等应设在便于观察的位置,经常操作的阀门一般安装在离地 1.2~1.5 m 处,高于此位置应设置工作平台。
- ③ 机房内应有良好的通风设施,地下室机房应设机械通风设施,还应考虑事故通风。

表 7.26 设备布置间距

项目	间距
机组与墙	$\geq 1.0 \text{ m}$
机组与机组(或其他设备)	$\geq 1.2 \text{ m}$
机组与配电柜	$\geq 1.5 \text{ m}$
蒸发器、冷凝器、低温发生器的维修间距	\geq 蒸发器、冷凝器、低温发生器的长度
机组与其上方的烟道、管道、电缆桥架之间	$\geq 1.0 \text{ m}$
主要通道宽度	$\geq 1.5 \text{ m}$

- ④ 机房内设备的噪声与振动应予以重视,充分考虑其影响并采取必要的对策。
- ⑤ 机房内许多设备在运行及维修过程中可能会出现漏水或放水,为使机房内保持清洁与干燥,应设计有组织排水。通常在冷水机组、换热器和水泵周围设排水沟,将水集中后排出,若在地下室则设集水坑,并配置潜水泵自动排水。
- ⑥ 燃油、燃气溴化锂吸收式冷(热)水机组机房,必须严格遵守有关安全的规范要求,包括围护结构的耐火等级、泄爆面积、通风系统的防爆及燃气报警器的设置等。
- ⑦ 机房内工作环境一般较差,尤其是在地下室布置有开启式压缩机的冷水机组或溴化锂吸收式冷(热)水机组,往往散热量很大,造成机房室温过高,此时在机房内设空调送冷是一种切实的方案。
- ⑧ 机房值班室的位置应便于值班人员进出检查设备运行情况。

第 8 章 通风与除尘设计

8.1 通风与除尘系统的设计原则

通风方式分为局部通风和全面通风。对特别需要保证空气条件的局部区域可以采用局部送风；在条件限制，有害物源不固定或分散等原因，不能采用局部排风或者采用局部排风难以保证室内标准时，可以采用全面通风。除尘是局部排风方式的一种形式，其主要任务是防止工业污染粉尘对人体健康和环境的危害。建筑防排烟是通风技术在建筑物发生火灾时，为保证人身安全的一种技术措施。

通风与除尘系统设计应遵循以下设计原则。

① 为防止大量热、蒸汽或有害物质向人员活动区散发，防止有害物质对环境的污染，必须从总体规划、工艺、建筑和通风等方面采取有效的综合预防和治理措施。

② 设计中在不违反有关设计规范的情况下，遵循可靠、简单和经济的原则，根据要求控制的有害物种类及危害性，散发地点及散发量，法定控制标准，可行的技术及可靠的设备，允许的现场空间及条件，运行维护的方便性，捕集的有害物的处理以及投资及运行费用等技术 and 经济综合指标来确定通风方案。

③ 位于夏热冬冷或夏热冬暖地区的建筑物热工设计，应符合国家现行标准《民用建筑热工设计规范》的规定。采用通风屋顶隔热时，其通风层长度不宜大于 10 m，空气层高度宜为 20 cm 左右，散热量小于 23 W/m^2 的工业建筑，当屋顶离地面平均高度小于或等于 8 m 时，宜采用屋顶隔热措施。

④ 建筑物内，散发热、蒸汽或有害物质的生产过程和设备，宜采用局部排风。当局部排风达不到卫生要求时，应辅以全面排风或采用全面排风。

⑤ 设计局部排风或全面排风时，宜优先采用自然通风。当自然通风不能满足卫生、环保或生产工艺要求时，应采用机械通风或自然与机械的联合通风。

⑥ 系统划分的原则：对送风参数相同或相近的可作为一个系统；对排除的有害物可以用同一种净化或回收设备的可以作为一个系统；同一运行时间，同一流程的可以作为一个系统。两种或两种以上有害物混合后会发生爆炸、燃烧、腐蚀、凝结或产生新的有害物时，不能合为一个系统，散发危险性物质的要求防止交叉感染的不能合为一个系统；工作班次不同，不便于运行调节或者不利于系统阻力平衡时也不宜合为一个系统。

⑦ 放散入室内的有害物质数量不能确定时，全面通风量可参照类似房间的实测资料或经验数据，按换气次数确定，也可按国家现行的各相关行业标准执行。

8.2 自然通风设计

自然通风是利用自然能源而不消耗机械动力的通风方式,是一种可以管理的、有组织的全面通风方式,而且可以用来冲淡工作区有害物的浓度。

8.2.1 设计原则

① 根据《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1—2002)规定,结合当地的气象条件,室内作业地带温度按表 8-1 确定。

表 8-1 夏季通风车间内作业地带空气温度

散热量/(W/m ³)	不得超过室外温度值/℃
<23	3
23~116	5
>116	7

夏季工作地点温度与室外温度差值,不得超过表 8-2 的规定。

表 8-2 夏季通风车间内工作地点空气温度

夏季通风室外计算温度/℃	≤22	23	24	25	26	27	28	29~32	≥33
工作地点与室外温度差/℃	10	9	8	7	6	5	4	3	2

② 以自然进风为主的建筑物的主进风面宜布置在夏季主导风向侧,当放散粉尘或者有害气体时,在其背风侧的空气动力阴影区内的外墙上,应避免设置进风口,屋顶处于正压区时应避免设排风天窗。

③ 利用穿堂风进行自然通风的厂房,其迎风面与夏季主导风向宜成 60°~90°角,且不应小于 45°。

④ 夏季自然通风应采用阻力系数小,易于操作和维修的进排风口和窗扇。

⑤ 夏季自然通风用的进风口,其下像距室内地面的高度不应大于 1.2 m,冬季为防止冷空气吹向人员活动区,进风口下像不宜低于 4 m,如低于 4 m 则应采取防止冷风吹向人员活动区的措施。

⑥ 当热源靠近工业建筑的一侧外墙布置,且外墙与热源之间无工作地点时,为防止室外新鲜空气流经散热设备被加热和污染,该侧外墙上的进风口,宜布置在热源的间断处。

⑦ 除利用天窗能稳定排风或夏季室外平均风速小于或等于 1 m/s 的地区可采

用一般天窗外,对夏热冬冷和夏热冬暖地区的室内散热量大于 23 W/m^3 和其他地区的室内散热量大于 35 W/m^3 以及不允许气流倒灌时,均应采用避风天窗。

⑤ 当建筑物一侧与较高建筑物相邻接时,为了防止避风天窗或风帽倒灌,其各部尺寸应符合图 8-1、图 8-2 和表 8-3 的要求。

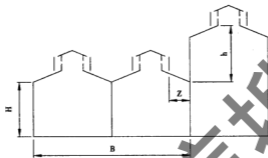


图 8-1 避风天窗与建筑物的相关尺寸



图 8-2 风帽与建筑物的相关尺寸

表 8-3 避风天窗或风帽与建筑物的相关尺寸

Z/a	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.1	2.2	2.3
$(B-Z)/H \leq 1.3$	1.4	1.45	1.5	1.65	1.8	2.1	2.5	2.9	3.7	4.6	5.6	

注:当 $Z/a > 2.3$ 时,建筑物的相关尺寸可不受限制。

8.2.2 自然通风的计算

自然通风计算通常包括两类问题:一类是设计计算,即根据已确定的工艺条件和

要求的工作区温度计算必须的全面换气量,确定进、排风窗孔位置与面积;另一类是校核计算,即在工艺、土建、窗孔位置和面积确定的条件下,计算所能达到的通风量,校核室内作业地带温度是否满足卫生标准的要求。

1. 计算条件

目前采用的自然通风计算方法是在下列简化条件下进行的。

- ① 用封闭模型得出的空气动力系数适用于有空气流动的孔口。
- ② 室内空气的流动不受任何障碍的阻挡,不考虑局部气流影响,通风气流、热射流到达排风窗孔前已消散。
- ③ 影响自然通风的因素不随时间而变,通风过程为稳定过程。
- ④ 整个车间的空气温度都等于车间的平均空气温度,即:

$$t_{av} = \frac{t_n + t_p}{2} \quad (8-1)$$

式中 t_n ——室内工作区温度,℃;
 t_p ——上部窗孔的排风温度,℃。

2. 计算步骤

1) 计算车间的全面换气量

(1) 自然通风的通风量计算

自然通风的通风量按下式计算:

$$G(\text{kg/s}) = \frac{Q}{c(t_p - t_{av})} \quad (8-2)$$

$$G(\text{kg/s}) = \frac{mQ}{k(t_n - t_{av})} \quad (8-3)$$

式中 Q ——散至室内的全部显热量,kW;
 c ——空气比热,取 $1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{℃})$;
 t_p ——排风温度,按公式(8-4)、(8-5)计算;
 t_n ——室内工作地点温度,℃,可按表(8-1)和表(8-2)确定;
 t_{av} ——夏季通风室外计算温度;
 m ——散热量有效系数,按式(8-7)确定。

(2) 排风温度的计算

自然通风的排风温度可按下述三种方法计算。

① 根据科研院所高校,设计单位多年的研究及实践,对某些特定车间可按排风温度与夏季通风计算温度差的允许值确定,有文献认为,对大多数车间而言,要保证 $t_n - t_p \leq 5 \text{℃}$, $t_p - t_{av}$ 约为 10℃ ,但不应超过 12℃ ,如超过 14℃ 时将会产生效果差的有组织自然通风。

② 对于厂房高度不大于 15m ,当室内散热比较均匀,且散热强度不大于 $116 \text{W}/\text{m}^3$ 时,可采用温度梯度法计算车间排风温度 t_p

$$t_p = t_n + \Delta t_{11}(H - 2) \quad (8-4)$$

式中 Δt_H ——温度梯度 $^{\circ}\text{C}/\text{m}$ ，如表 8-4 所示；
 H ——排风口中心距地面的高度， m 。

表 8-4 温度梯度 Δt_H 值 ($^{\circ}\text{C}/\text{m}$)

室内散热量/ (W/m^3)	厂房高度/ m										
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
12~23	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.2
24~27	1.2	1.2	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.5	0.5	0.4	0.4
48~70	1.5	1.5	1.2	1.1	0.9	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.5
71~93		1.5	1.5	1.3	1.2	1.2	1.2	1.2	1.1	1.0	0.9
94~116				1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.4	1.3

③ 散热量有效系数法。

当车间散热量有效系数 m 值已知时，可按下式求出排风温度：

$$t_p = t_{\text{air}} + \frac{t_n - t_{\text{air}}}{m} \quad (8-5)$$

(3) 散热量有效系数 m 的计算

散热量有效系数 m 指直接散入作业地带的热量与房间总散热量的比值，即：

$$m = \frac{t_r - t_{\text{air}}}{t_p - t_{\text{air}}} \quad (8-6)$$

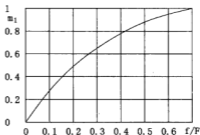
m 值的大小主要取决于热源的集中程度，热源布置以及建筑物的某些几何尺寸，在一般情况下， m 值按下式计算：

$$m = m_1 \times m_2 \times m_3 \quad (8-7)$$

式中 m_1 ——有效热量系数，根据热源占地面积 f 和地面面积 F 之比值按图 8-3 确定；

m_2 ——根据热源的高度，按表 8-5 确定；

m_3 ——根据热源的辐射散热量 Q_1 和总散热量 Q 之比值，按表 8-6 确定。

图 8-3 有效热量系数 m_1 的计算图表 8-5 系数 m_2 值

热源高度/ m	≤ 2	4	6	5	10	12	≥ 14
m_2	1.0	0.85	0.75	0.65	0.65	0.55	0.5

表 8-6 系数 m_3 值

Q_1/Q	≤ 0.4	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70
m_3	1.0	1.03	1.07	1.12	1.18	1.30	1.45

2) 确定窗孔的位置, 分配窗孔的进、排风量

3) 计算各窗孔的内外压差和窗孔面积, 并进行以下计算

(1) 中和面位置的确定

当进排风口面积和窗的形式已知时, 可由下式计算中和面与进风口中心的高度

$$h_1(m) = \frac{h}{\frac{\xi_p}{\xi_i} \cdot \frac{F_i^2}{F_p^2} \cdot \frac{\rho_{in}}{\rho_p} + 1} \quad (8-8)$$

式中 h ——进排风口中心的高差, m;
 ξ_i ——排风窗口的局部阻力系数;
 ξ_p ——进风窗口的局部阻力系数;
 F_i ——进风口的面积, m^2 ;
 F_p ——排风口的面积, m^2 ;
 ρ_{in} ——进风空气密度(即夏季通风室外计算温度下空气密度), kg/m^3 ;
 ρ_p ——排风空气密度, kg/m^3 。

当进排风口面积未定时, 可用下式计算中和面高度:

$$Z = (0.4 \sim 0.7) H \quad (8-9)$$

式中 H ——通风房间的高度, m;
 Z ——自地平至中和面的高度, m。一般当 $H=6$ m 时, $Z=0.7H$; 当 $H=24$ m 时, $Z=0.4H$ 。

(2) 进排风口压力损失及车间热压

进风口的压力损失为:

$$\Delta P_i = gh_i(\rho_{in} - \rho_{out}) \quad (\text{Pa}) \quad (8-10)$$

排风口的压力损失为:

$$\Delta P_p = gh_p(\rho_{in} - \rho_{out}) \quad (\text{Pa}) \quad (8-11)$$

式中 g ——重力加速度, 9.8 m/s^2 ;
 ρ_{in} ——室内空气平均密度, kg/m^3 , 按工作区和排风口处空气密度为平均值采用, 即 $\rho_{in} = \frac{\rho_i + \rho_p}{2}$;

h_i, h_p ——分别为进风口和排风口中心与中和面的高差, m。

(3) 进风口面积 $F_i(m^2)$ 和排风口面积 $F_p(m^2)$ 计算:

进风口面积为:

$$F_i = \frac{G_i}{\sqrt{2g\rho_{in}h_i(\rho_{in} - \rho_{out})/\xi_i}} \quad (8-12)$$

排风口面积为：

$$F_p = \frac{G_p}{\sqrt{2g\rho_p h_p} (\rho_{out} - \rho_{in}) / \xi_p} \quad (8-13)$$

式中 G_i, G_p ——分别为进风量及排风量, kg/s。

根据空气量平衡方程 $G_i = G_p$, 如果 $\xi_i = \xi_p, \rho_{in} = \rho_p$, 由上述公式可得：

$$\left(\frac{F_i}{F_p}\right)^2 = \frac{h_p}{h_i} \text{ 或 } \frac{F_i}{F_p} = \sqrt{\frac{h_p}{h_i}} \quad (8-14)$$

中和面的位置是可以人为设定的, 只要改变进、排风窗孔的面积。中和面的位置就会发生相应的改变, 在热车间的通风设计中, 一般采用上部天窗进行排风, 由于天窗造价要比侧窗高, 中和面位置不宜选得太高。

若车间内同时设有机械通风, 在空气量平衡方程式中应同时加以考虑。

8.2.3 自然通风设备选择

1. 进风装置

进风装置主要有对开窗、推拉窗、中旋窗、通风百叶窗等。推拉窗外形美观, 密封性好, 不易损坏, 但开窗面积一般只有 50%。

在夏热冬冷和夏热冬暖地区, 采用进风活动百叶窗的居多, 这种窗开启方便, 开启角度可实现远方控制, 不容易损坏, 外形美观。如果采用其他开窗形式需与建筑专业商定。

在严寒地区, 寒冷地区, 因冬季冷风渗透量大, 一般可以在外面设置固定百叶, 在里面设置保温密闭门。

2. 排风装置

排风装置主要有天窗和避风天窗, 其主要差别是前者无挡风板, 在风作用下, 普通天窗产生倒灌, 所以不适用于散发大量余热、粉尘和有害气体的车间使用, 仅适用于以采光为主的较清洁的厂房, 避风天窗的空气动力性能良好, 天窗排风口不受风向的影响, 一般均处于负压状态。故能稳定排风, 防止倒灌, 有关避风天窗与风帽的选择计算详见通风设计手册。

在实际使用中, 天窗因其阻力系数大, 流量系数小, 开启和关闭烦琐, 玻璃易损坏, 所以往往达不到预期效果。

屋顶通风器是以型钢为骨架, 用彩色压型钢板(或玻璃钢)组合而成的全避风型的新型自然通风装置。它具有结构简单, 重量轻, 不用电力也能达到良好的通风效果等优点, 该设备局部阻力小, 现已批量生产, 特别适用于高大工业建筑。

8.3 机械通风设计

8.3.1 局部通风

1. 局部排风系统

局部排风系统是利用局部气流直接在有害物产生地对其加以控制或捕集,从而避免污染物扩散到车间的作业地带。具有排风量小,控制效果好等优点。因此在散发热、湿、蒸汽或有害物质的建筑物内,应首先考虑采用局部排风,只有无法采用局部排风或采用局部排风后仍达不到卫生标准时,再采用全面通风。局部排风系统由局部排风罩、风管、净化设备和风机几部分组成。局部排风罩对局部排风系统的技术经济性有直接影响。

1) 局部排风罩

(1) 防尘密闭罩

它是把工艺设备的产生点或整个工艺设备密闭在罩内。由于罩内工艺设备运动,物料运动或热压作用罩内会形成一定的正压。因此,要防止有害物如粉尘等的外溢,还需要通过排风消除罩内正压,在罩内形成负压,防止粉尘等有害物外溢。

(2) 外部吸气罩

由于工艺条件限制,生产设备不能密闭时,只能把局部排风罩设在有害物源附近。为防止有害物的扩散,保证有害物全部吸入罩内,要依靠排风罩口的抽吸作用(即罩口的排风),在有害物散发地点形成一定的气流运动,使有害物流入罩内。由于排风罩口相当于一个点汇吸气口,吸气口外速度的衰减和距离是平方的关系。因此,外部吸气罩的排风量要比密闭罩大很多。

(3) 接受罩

有些生产过程或设备本身会产生或诱导一定气流运动,如高温热源上部的对流气流(热射流)。对这种情况应尽可能把排风罩设在污染气流前方,让它直接进入罩内,这类排风罩称为接受罩。接受罩在外形上和外部吸气罩完全相同,但作用原理不同。对接受罩而言,罩口外的气流运动是生产过程本身造成的,接受罩只起接受作用。它的排风量应稍大于在接受罩罩口处上升气流的流量,罩口处的断面尺寸应稍大于罩口处上升气流的尺寸。

2) 局部排风的设计原则

① 排除有爆炸危险的气体、蒸汽和粉尘的局部排风系统,其风量应按在正常运行和事故情况下,风管内这些物质的浓度不大于爆炸下限的50%计算。

② 局部排风罩不能采用密闭形式时,应根据不同的工艺操作要求和技术经济条件选择适宜的排风罩。

③ 含有剧毒物质或难闻气味物质的局部排风系统,或含有浓度较高的爆炸危险

物质的局部排风系统所排出的气体,应排至建筑物空气动力阴影区和正压区外(当排出的气体符合国家现行的大气环境质量和各种污染物排放标准及各行业污染物排放标准时,可不受本条规定的限制)。

④ 设计完善的局部排风罩应尽可能用较小的排风量获得最佳的控制效果;局部排风罩应尽可能包围或靠近有害物源,使有害物源局限于较小的局部空间。

⑤ 排风罩的吸气气流方向应尽可能与污染气流方向一致;已被污染的吸入气流不允许通过人的呼吸区,设计时要充分考虑操作人员的位置和活动范围。

⑥ 排风罩应力求结构简单,造价低,便于安装和维护。

⑦ 局部排风罩的配置应与生产工艺协调一致,力求不影响工艺操作。

⑧ 要尽可能避免和减弱干扰气流和穿堂风、送风气流等对吸气气流的影响。

3) 局部排风罩的使用场合及排风量计算方法

(1) 密闭罩

球磨机、皮带运输机、振动筛等设备上所使用的粉尘密闭罩,其排风量为:

$$L = L_1 + vF\beta \quad (8-15)$$

式中 L_1 ——由于工艺或物料等原因带入罩内空气量, m^3/s ;

v ——工作孔、缝隙处吸入速度,如表 8-7 所示;

β ——安全系数,一般取 1.1~1.2;

F ——工作孔、缝隙面积, m^2 。

表 8-7 工作孔、缝隙处吸入速度

污染物性质	吸入速度/(m/s)
无毒污染物	0.25~0.375
有毒或有危险的污染物	0.4~0.5
剧毒或少量放射性污染物	0.5~0.6

(2) 外部吸气罩

焊接工作台排风罩、电镀槽上的槽边吸气罩等排风量分两种情况计算。

① 前面无遮挡的排风罩(见图 8-4),排风量按下列公式计算:

四周无边:

$$L = (10x^2 + F)v_c \quad (8-16)$$

四周有边:

$$L = 0.75(10x^2 + F)v_c \quad (8-17)$$

式中 x ——罩口至控制点距离, m , 如图 8-4 所示;

F ——罩口面积, m^2 ;

v_c ——控制点的控制风速, m/s , 如表 8-8 和表 8-9 所示。

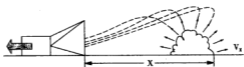


图 8-4 外部吸气罩

表 8-8 控制点的控制风速

污染物放散情况	最小控制风速/(m/s)	举例
以轻微的速度放散到相当平静的空气中	0.25~0.5	气体或烟从敞口容器中逸出, 槽内液体的蒸发
以较低的初速放散到尚属平静的空气中	0.5~1.0	喷漆室内喷漆, 弹涂, 断峰地倾倒有尘屑的干物料到容器中
以相当大的速度放散出来, 或放散到空气运动迅速的区域	1.0~2.5	快速装袋或装桶, 在小喷漆室内压力喷漆, 往运输器上給料
以高速放散出来, 或是放散到空气运动很迅速的区域	2.5~10	重破碎, 磨削, 滚筒清理

当侧吸罩设在工作台上, 如图 8-5 所示, 可把它看成是假想的罩口面积为 $2F$ 的大排风罩的一半, 排风量按下式计算:

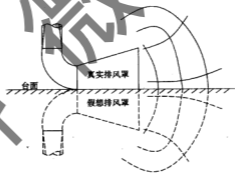


图 8-5 工作台上的侧吸罩

$$L = \frac{1}{2}(10x^2 + 2F)v_s = (5x^2 + F)v_s \quad (8-18)$$

表 8-9 控制点的控制风速选用原则

范围下限	范围上限
室内空气流动小或有利于捕集	室内有扰动气流
有害物毒性低	有害物毒性高
间歇生产产量低	连续生产产量高
大罩子大风量	小罩子局部控制

② 前面有障碍的排风罩。若设于工艺设备的上方,由于设备限制,气流只能从侧面进入罩内,其罩口流线与水平放置侧吸罩不同。罩口流场分布及安装尺寸如图 8-6 所示。

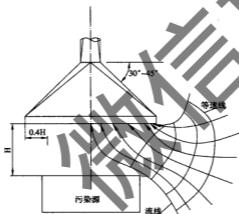


图 8-6 上吸式排风罩

为避免横向气流影响,要求 H 尽可能小于或等于 $0.3a$ (a 为罩口长边尺寸), 排风量计算如下式:

$$L = KCHv_c \quad (8-19)$$

式中 C —排风罩口敞面周长, m;

H —罩口至污染源距离, m, 如图 8-6 所示;

v_c —边缘控制点的控制风速, m/s, 如表 8-8 所示;

K —考虑沿高度、速度分布不均匀的安全系数, 通常取 1.4。

(3) 接受罩

如炼钢电炉上部的排风罩, 排风量为:

$$L = L_s + v'F' \quad (8-20)$$

式中 L_1 ——罩口断面上热射流流量, m^3/s ;

F' ——罩口的扩大面积, m^2 , 即罩口面积减去热射流的断面积;

v' ——在扩大面积上空气吸入速度, 一般取 $0.5 \sim 0.75 \text{ m/s}$ 。

(4) 吹吸式排风罩

用于宽大的酸洗槽、振动落砂机 etc 设备。由于吹、吸气流运动的复杂性, 目前尚缺乏精确的计算方法, 下面介绍美国联邦工业卫生委员会推荐的方法。其他计算方法见《通风设计手册》。

工业槽上的吹吸式排风罩如图 8-7 所示, 排风量和吹风量分别按下式计算:

$$L_2 = (1800 \sim 2750)A \quad (8-21)$$

$$L_1 = \frac{l}{BE} L_2 \quad (8-22)$$

式中 L_2 ——排风量, m^3/h ;

L_1 ——吹风量, m^3/h ;

A ——液面面积, m^2 ;

l, B ——分别为工业槽长度和宽度, m , 如图 8-7 所示;

E ——修正系数, 如表 8-10 所示。

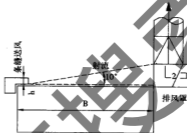


图 8-7 吹吸式排风罩

表 8-10 修正系数 E

B	0~2.4	2.4~4.9	4.9~7.3	>7.3
E	6.6	4.6	3.3	2.3

2. 局部送风系统

对于面积很大, 操作人员较少的生产车间, 没有必要对整个车间进行通风、降温, 只需向个别的局部工作地点送风, 在局部地点造成良好的空气环境, 这种通风方法称为局部送风。局部送风的设计原则如下。

- ① 较长时间操作的地点, 当其热环境达不到卫生要求时, 应设置局部送风。
- ② 系统式局部送风系统, 不应与进气通风系统合并。
- ③ 当采用不带喷雾的轴流式通风机进行局部送风时, 工作地点的风速应符合: 轻作业 $2 \sim 3 \text{ m/s}$; 中作业 $3 \sim 5 \text{ m/s}$; 重作业 $4 \sim 6 \text{ m/s}$ 。当采用喷雾风扇进行局部送风时, 工作地点的风速应采用 $3 \sim 5 \text{ m/s}$ 。雾滴直径应小于 $100 \mu\text{m}$ 。
- ④ 设置系统式局部送风时, 工作地点的温度和平均风速, 应按表 8-11 采用。

表 8-11 工作地点的温度和平均风速

热辐射照度/(W/m ²)	冬 季		夏 季	
	温度/℃	风速(m/s)	温度/℃	风速(m/s)
350~700	20~25	1~2	26~31	1.5~3
701~1400	20~25	1~3	26~30	2~4
1401~2100	18~22	2~3	25~29	3~5
2101~2800	18~22	3~4	24~28	4~6

注:轻作业时,温度宜采用表中较高值,风速宜采用较低值;重作业时,温度宜采用较低值,风速宜采用较高值;中作业时,其数据可按插入法确定;表中夏季工作地点的温度,对于夏热冬冷或夏热冬暖地区可提高2℃;对于累年最热月平均温度小于25℃的地区可降低2℃;表中热辐射照度系指4h内的平均值。

⑤ 当局部送风系统的空气需要冷却或加热处理时,其室外计算参数,夏季应采用通风室外计算温度及相对湿度;冬季应采用供暖室外计算温度。

⑥ 不得将有害物质或热气流吹向人体。

⑦ 送风气流宜从人体的前侧上方倾斜吹到头、颈和胸部,必要时还可以从上下垂直送风;送到人体上的有效气流宽度,宜采用1m;对于室内散热量小于23W/m³的轻作业,可采用0.6m;当工作人员活动范围较大时,宜采用旋转送风口。

8.3.2 全面通风

1. 设置条件

① 建筑物内散发热、湿或有损物,当不能采用局部通风或采用局部通风后达不到卫生标准要求时,应辅以全面通风或采用全面通风。

② 设计全面通风时,宜尽可能采用自然通风,以节约能源和投资,当自然通风达不到卫生或生产要求时,应采用机械通风或自然与机械的联合通风。

③ 民用建筑的厨房、厕所、浴室等,宜设置自然通风或机械通风进行局部通风或全面通风。

2. 设计原则

1) 基本前提

设置集中供暖且有机械排风的建筑物,当采用自然补风不能满足室内卫生条件,生产工艺要求或在技术经济上不合理时,宜设置机械送风系统。设置机械送风系统时,应进行风量平衡及热平衡计算。每班运行不足2h的局部排风系统,当室内卫生条件和生产工艺要求许可时,可不设机械送风补偿所排出的风量。

2) 冬季全面通风

对冬季全面通风进行空气平衡与热平衡计算时,应视具体情况考虑如下因素。

① 允许短时间温度降低或间断排风的房间,其排风在空气热平衡计算中可不予考虑。

② 当相邻房间未设有组织进风装置时,可取其冷风渗透量的 50% 作为自然补风。

③ 选择机械送风系统的空气加热器时,室外计算参数应采用供暖室外计算温度;当其用于补偿消除余热、余湿用全面排风耗热量时,应采用冬季通风室外计算温度。

3) 工艺及设备散热量计算原则

(1) 冬季

- ① 按最小负荷班的工艺设备散热量计算。
- ② 不经常散发的散热量,不予计入。
- ③ 经常而不稳定的散热量,应采用小时平均值。

(2) 夏季

- ① 按最大负荷班的工艺设备散热量计算。
- ② 经常但不稳定的散热量按最大值计算。
- ③ 白天工作班次内不经常的散热量较大时,应予考虑。

4) 风向控制

要求空气清洁的房间,室内应保持正压。放散粉尘,有害气体或有爆炸危险物质的房间,应保持负压。室内正压、负压可通过调节机械进、排风量实现。当要求空气清洁程度不同或与有异味的房间毗邻且有门(孔)相通时,应使气流从较清洁的房间流向污染较严重的房间。

5) 不应采用循环空气的情况

- ① 甲、乙类生产厂房,以及含有甲、乙物质的其他厂房。
- ② 丙类生产厂房,如空气中含有燃烧或爆炸危险的粉尘,纤维,含尘浓度大于或等于其爆炸下限的 25% 时。
- ③ 含有难闻气味以及含有危险浓度的致病细菌或病毒的房间。
- ④ 对排除含尘空气的局部排风系统,当排风经净化后,其含尘浓度仍大于或等于工作区容许浓度的 30% 时。

3. 气流组织

全面通风效果不仅取决于通风量的大小,还与通风过程的气流组织有关。所谓气流组织就是合理布置送、排风口和分配风量。

选用相应的风口形式,以便可以用最小的通风量获得最佳的通风效果,并尽可能避免通风气流可能发生的气流短路现象。

进行全面通风气流组织设计时,应符合下述原则。

- ① 全面通风应避免使含有大量热、湿或有害物质的空气流入作业地带或人员经常停留的地点。送风口应尽量靠近操作地点,送入通风房间的清洁空气应先经操作地点,再经污染区域排至室外。在整个通风房间内,应尽量使送风气流均匀分布,减少涡流,避免有害物在局部区域积聚。

② 机械送系统进风口的位置,应符合下列要求。

- a. 应直接设在室外空气较清洁的地点。
- b. 应低于排风口。
- c. 进风口的下缘距室外地坪不宜小于2 m,当设在绿化地带时,不宜小于1 m。
- d. 应避免进风,排风短路。

③ 机械送风系统(包括与热风供暖合用的系统)的送风方式,应符合下列要求。

- a. 放散热或同时放散热、湿和有害气体的工业建筑,当采用上部或下部同时全面排风时,宜送至作业地带。
- b. 放散粉尘或密度比空气大的气体和蒸汽,而不同时放散热的工业建筑,当从下部区域排风时,宜送至上部区域。
- c. 当固定地点靠近有害物质放散源,且不可能安装有效的局部排风装置时,应直接向工作地点送风。

④ 同时放散热、蒸汽和有害气体或仅放散密度比空气小的有害气体的工业建筑,除设局部排风外,宜从上部区域进行自然或机械的全面排风,其排风量不应小于每小时1次换气;当房间高度大于6 m时,排风量可按 $6 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ 计算。

⑤ 当采用全面排风消除余热、余湿或其他有害物质时,应分别从建筑物内温度最高、含湿量或有害物质浓度最大的区域排风。全面排风量的分配应符合下列要求。

- a. 当放散气体的密度比室内空气轻(相对密度小于或等于0.75的气体视为比空气轻)或比室内空气重(相对密度大于0.75的气体视为比空气重),但建筑内放散的显热全年均能形成稳定的上升气流时,宜从房间上部区域排出。
- b. 当放散气体的密度比空气重,建筑内放散的显热不足以形成稳定的上升气流而沉积在下部区域时,宜从下部区域排出总排风量的2/3,上部区域排出总排风量的1/3,且不应小于每小时1次换气。距地面2 m以下规定为下部区域。
- c. 当人员活动区有害气体与空气混合后的浓度未超过卫生标准,且混合后气体的相对密度与空气密度接近时,可只设上部或下部区域排风。

⑥ 建筑物全面排风系统吸风口的布置,应符合下列规定。

- a. 位于房间上部区域的吸风口,用于排除余热、余湿和有害气体时(含氢气时除外),吸风口上缘至顶棚平面式屋顶的距离不大于0.4 m。
- b. 用于排除氢气与空气混合物时,吸风口上缘至顶棚平面或屋顶的距离不大于0.1 m。
- c. 位于房间下部区域的吸风口,其下缘至地板间距不大于0.3 m。
- d. 因建筑结构造成有爆炸危险气体排出的死角处,应设置导流设施。

⑦ 民用建筑的厨房,卫生间设置竖向排风道。竖向排风道应具有防火、防倒灌、防串味及均匀排气的功能。住宅建筑无外窗的卫生间,应设置机械排风排入有防回流设施的竖向排风道,且应留有必要的进风面积。

⑧ 采用燃气加热的供暖装置,热水器或炉灶等通风要求,应符合国家现行标准

《城镇燃气设计规范》(GB 50028—93)的有关规定。

4. 全面通风量计算

1) 不稳定状态下全面通风量的计算

当全面通风量及室内的有害物散放量 M 保持稳定, 在一段时间内, 室内空气中有害物质浓度 y_0 随时间的变化为:

$$y_0 = y_0 \exp\left(-\frac{\tau L}{V_i}\right) + \left(\frac{M}{L} + y_i\right) \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau L}{V_i}\right)\right] \quad (8-23)$$

式中 y_0 ——室内空气有害物浓度, g/m^3 ;

y_0 ——通风前室内空气中有害物浓度, g/m^3 ;

L ——全面通风量, m^3/s ;

V_i ——通风房间的体积, m^3 ;

M ——有害物散放量, g/s ;

y_i ——送风空气中有害物浓度, g/m^3 ;

τ ——通风时间, s 。

当 $y_0 = 0$ 时, 式(8-23)变为:

$$y_0 = \left(\frac{M}{L} + y_i\right) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau L}{V_i}\right)\right] \quad (8-24)$$

室内有害物浓度 y_0 是随通风时间的延长而增大的, 当 $\tau \rightarrow \infty$ (通常为 $\frac{\tau L}{V_i} \geq 3$), 室内有害物浓度趋于稳定, 这时的状态称为稳定状态。

2) 稳定状态下全面通风量计算

① 消除余热所需的全面通风量:

$$G_1 (\text{kg}/\text{s}) = 3600 \frac{Q}{(t_p - t_i) c} \quad (8-25)$$

② 消除除湿所需的全面通风量:

$$G_2 (\text{kg}/\text{s}) = \frac{G_s h}{d_p - d_i} \quad (8-26)$$

③ 消除有害物所需的全面通风量:

$$G_3 (\text{kg}/\text{s}) = \frac{\rho M}{y_p - y_i} \quad (8-27)$$

式中 Q ——余热量, kW ;

t_p ——排出空气的温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_i ——送入空气的温度, $^{\circ}\text{C}$;

c ——空气比热, 一般取 $1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$;

G_s ——余湿量, g/h ;

d_p ——排出空气的含湿量, g/kg 干空气;

d_i ——送入空气中的含湿量, g/kg 干空气;

G_a ——室内有害物散放量, mg/s ;

y_p ——排出空气中有害物质浓度, mg/m^3 , 一般情况下 $y_p = y_s$;

y_i ——送入空气中有害物质浓度, mg/m^3 ;

ρ ——空气密度, kg/m^3 。

④ 考虑到室内有害物的分布及通风气流不可能非常均匀, 混合过程也不可能在瞬时完成。在有害物源附近, 空气中有害物质浓度会大大高于室内平均值。因此实际所需的全面通风量为:

$$G'_s = K \cdot G_s \quad (8-28)$$

式中 G'_s ——实际所需的全面通风量, kg/h ;

k ——安全系数, K 值与有害物毒性, 气流组织方式等因素有关, 精心设计的小型实验室其值取 1, 一般的通风可取 3~10。

⑤ 室内同时散发余热、余湿和有害物质, 则应分别计算, 并取其中的最大值。

⑥ 根据《工业企业设计卫生标准》(GBZ 1—2002) 的规定, 当数种溶剂(苯及其同系物, 醇类或醋酸类)的蒸汽或数种刺激性气体(二氧化硫及三氧化硫, 或氟化氢及其盐类等), 同时在室内散发时, 由于它们对人体的作用是叠加的, 全面通风量应按各种气体分别稀释至规定的接触限值所需空气量的总和计算。有害物质容许浓度参照《工业场所有害因素职业接触限值》(GBZ 2—2002) 的规定。

3) 采用换气次数法确定通风量

当散发的有害物数量不能确定时, 全面通风量可按换气次数确定, 即:

$$L = nV_i \quad (8-29)$$

式中 L ——全面通风量, m^3/h ;

n ——换气次数, $1/\text{h}$;

V_i ——通风房间体积, m^3 。

各种房间的换气次数, 可从有关的设计规范或标准中查取。

5. 风量平衡、热平衡计算

1) 风量平衡

通风房间的风量平衡式为:

$$G_n + G_o = G_{sp} + G_p \quad (8-30)$$

式中 G_n ——自然进风量, kg/h ;

G_o ——机械进风量, kg/h ;

G_w ——自然排风量, kg/h ;

G_p ——机械排风量, kg/h 。

2) 热平衡

通风房间的热平衡式为:

$$\sum Q_b + cL_o \rho_o t_o + cL'_o \rho'_o t'_o = \sum Q_i + cL_{ii} \rho_{ii} t_{ii} + cL_{iw} \rho_w t_w + cL_{ih} \rho_h (t_h - t_o) \quad (8-31)$$

式中 $\sum Q_b$ ——通过围护结构和材料的总失热量 (kW);

$\sum Q_i$ ——生产设备、产品及供暖设备的总放热量, kW;

L_p ——在工作区的局部和全面排风量, m^3/s ;

L'_p ——上部区域的排风量, m^3/s ;

L_{ab} ——再循环空气量, m^3/s ;

t_o ——室内工作区排风温度, $^{\circ}C$;

t_p ——上部区域排风温度, $^{\circ}C$;

t_w ——室外空气温度, $^{\circ}C$; 在冬季, 对于局部排风及稀释有害气体的全面通风采用冬季供暖室外计算温度。对于消除余热、余湿及稀释低毒性有害物质的全面通风, 采用冬季通风室外计算温度; 在夏季全面通风采用夏季通风室外计算温度。

t_s ——再循环空气的送风温度, $^{\circ}C$;

ρ_a ——室内工作区空气密度, kg/m^3 ;

ρ_p ——上部区域空气密度, kg/m^3 ;

ρ_w ——室外空气密度, kg/m^3 ;

c ——空气比热, $kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$ 。

室内设备、产品、人员等的散热量、散湿量及有害物发生量计算, 可从有关的设计手册中查取。

8.4 除尘

8.4.1 粉尘的特性

影响除尘装置性能的粉尘特性, 主要有粉尘的密度、粒径分布、比电阻、吸湿性、爆炸性等。部分工业粉尘的真密度和容积密度如表 8-12 所示。

表 8-12 部分工业粉尘的密度

单位: kg/m^3

粉尘名称	真密度	容积密度	粉尘名称	真密度	容积密度
滑石粉	2750	390~710	石灰粉	2700	1100
白云石粉	2800	900	硅砂粉(105 μm)	2630	1550
硅砂粉(30 μm)	2630	1450	硅砂粉(8 μm)	2630	1150
硅砂粉(0.5~72 μm)	2630	1260	烟尘	2150	1200
锅炉炭末	2100	600	炭黑	1850	40
石墨	2000	300	烟灰	2200	1070

8.4.2 除尘器的选择

除尘器的选择应在调查研究基础上,根据处理粉尘的不同,主要从除尘效率、处理能力,动力消耗以及经济性等方面综合考虑。

1. 除尘器的种类

除尘器的种类很多,根据主要除尘机理的不同可分为重力、惯性、离心、过滤、洗涤、静电等六大类;根据气体净化程度不同可分为粗净化、中净化、细净化与超净化等四类;根据除尘器的除尘效率及阻力可分为粗效、中效、高效和低阻、中阻、高阻等几类。表 8-13 是使用最广的除尘器类型。

表 8-13 除尘器的分类

类型	重力除尘装置	惯性力除尘装置	离心力除尘装置	湿式除尘装置	过滤式除尘装置	静电除尘装置
除尘装置分类	重力沉降室、多段沉降室	撞击式(一段、多段)、转向式(百叶板、大型容器)	旋风除尘器(切线、轴向) 多管式旋风分离器	射水式(自激式、旋转式)、加压式(文丘里)、回转式(泰森洗涤器)	袋式除尘器 填料层过滤器	
原理	重力沉降	惯性、撞击	离心力	扩散、撞击	扩散、惯性、筛滤、静电	静电吸引
有效分离粒径/ μm	>50	>20	>50 (大型) >5 >2.5	>0.1	>1 >5	>0.1
捕集效率/%	40~60	30~70	40~75 80~95	85~95	90~99.9	90~99.9
压力损失/Pa	50~150	200~500	1000~2000	500~10 000	1000~2000 300~1000	50~250
适用粉尘浓度/ g/m^3			干式 1~20 湿式 2~20		0.2~70	<30
设备投资	小	小	中	中	中~大	大
运转费	小	小	中	大	中~大	小~中
适用条件	预处理	预处理	不适用于附着性强的粉尘		不适用于附着性、含湿的粉尘	比电阻有要求

2. 除尘器的主要性能指标

1) 除尘效率

(1) 全效率

全效率为除尘器除下的粉尘量与进入除尘器的粉尘量之百分比, 如式(8-33)所示:

$$\eta = G_2 / G_1 \times 100\% \quad (8-33)$$

式中 η ——除尘器的全效率, %;

G_1 ——进入除尘器的粉尘量, g/s;

G_2 ——除尘器除下的粉尘量, g/s。

由于在现场无法直接测出进入除尘器的粉尘量, 通过测出除尘器进出口气流中的含尘浓度和相应的风量, 再利用式(8-34)计算:

$$\eta = \frac{L_1 y_1 - L_2 y_2}{L_1 y_1} \times 100\% \quad (8-34)$$

式中 L_1 ——除尘器入口风量, m^3/s ;

y_1 ——除尘器入口含尘浓度, g/m^3 ;

L_2 ——除尘器出口风量, m^3/s ;

y_2 ——除尘器出口含尘浓度, g/m^3 。

(2) 分级效率

分级效率为除尘器对某一粒径 d_p 或粒径在 $d_p \pm \Delta d_p / 2$ 范围内粉尘的除尘效率, 根据下式计算:

$$\eta = \Delta s_p / \Delta s_1 \times 100\% \quad (8-35)$$

式中 Δs_p ——在 Δd_p 粒径范围内, 除尘器捕集的粉尘量, g/s;

Δs_1 ——在 Δd_p 粒径范围内, 进入除尘器的粉尘量, g/s。

除尘器在不同粒径下的概率效率可以从相关的设计手册中查取。

(3) 穿透率

穿透率为除尘器出口粉尘排除量与入口粉尘进入量的百分比, 公式为:

$$P = \frac{L_2 y_2}{L_1 y_1} \times 100\% = 1 - \eta \quad (8-36)$$

(4) 总效率

在除尘系统中若有除尘效率分别为 $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ 的几个除尘器串联运行, 则除尘器的总效率可按下式计算:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \dots (1 - \eta_n) \quad (8-37)$$

2) 压力损失

除尘器的压力损失为除尘器进、出口处气流全压绝对值之差, 表示流体流经除尘器所消耗的机械能, 公式为:

$$\Delta P = \xi \frac{\rho_0 v^2}{2} \quad (8-38)$$

- 式中 ΔP ——除尘器的压力损失, Pa;
 ξ ——除尘器的局部阻力系数;
 ρ ——处理气体的密度, kg/m^3 ;
 v ——除尘器入口处的气流速度, m/s 。

3) 处理气体量

用来表示除尘器处理气体能力的大小, 通常用体积流量(m^3/h 或 m^3/s)表示, 也可以用质量流量(kg/h 或 kg/s)表示。

4) 负荷适应性

表示除尘器性能可靠性的技术指标, 当处理的气体量或污染物浓度在较大范围内波动时, 负荷适应性好的除尘器仍然维持稳定的除尘效率。

3. 除尘器的选择

1) 除尘器选择时应考虑的因素

- ① 含尘气体的化学成分、腐蚀性、爆炸性、温湿性、露点气体量和含尘浓度。
- ② 粉尘的化学成分、密度、粒径分布、比电阻、腐蚀性、亲水性、磨琢性、纤维性、粘结性、可燃性和爆炸性。
- ③ 除尘器的压力损失、除尘效率、废气排放标准。
- ④ 收集粉尘的处理, 粉尘的回收价值及回收利用形式。
- ⑤ 除尘器的设备费、运行费、使用寿命、维护管理情况、场地布置及外部水电源条件等。
- ⑥ 维护管理的繁简程度。

2) 典型的除尘器

(1) 重力沉降室

重力沉降室是通过重力及粉尘从气流中分离自然沉降的一种简单的除尘装置。含尘气体通过横断面比管道大得多的沉降室时, 流速迅速下降, 尘粒在重力作用下缓慢落至灰斗沉降。尘粒自由沉降时, 末端沉降速度为:

$$v_s = \sqrt{\frac{4(\rho_p - \rho)gd_p}{3C_D\rho}} \quad (8-39)$$

- 式中 ρ_p ——尘粒密度, kg/m^3 ;
 ρ ——空气密度, kg/m^3 ;
 g ——重力加速度, m/s^2 ;
 d_p ——尘粒直径, m ;
 C_D ——空气阻力系数, 无量纲, 其值与尘粒运动的雷诺数 Re_p 有关;

$$Re_p \leq 1 \text{ 时} \quad C_D = 24/Re_p$$

$$Re_p = 1 \sim 10^3 \text{ 时} \quad C_D = 13/(Re_p)^{1/2}$$

$$Re_p > 10^3 \text{ 时} \quad C_D = 0.44$$

若水平流平均速度为 $v(\text{m}/\text{s})$, 则气流通过长度为 $L(\text{m})$ 的沉降室的时间为:

$$t = L/v_s \quad (8-40)$$

沉降速度为 v_s (m/s) 的尘粒 (粒径为 d_p) 从顶部 H 处降落到底部所需时间为:

$$t_s = H/v_s \quad (8-41)$$

为使粒径为 d_p 的尘粒在沉降室内全部沉降下来, 必然满足 $t \geq t_s$, 即:

$$\frac{L}{v} \geq \frac{H}{v_s} \quad (8-42)$$

沉降室所能 100% 捕集的极限粒径为:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{18\mu v H}{g\rho_p L}} \quad (8-43)$$

设计重力沉降室时先根据公式(8-39)算出尘粒的沉降速度 v_s , 假设沉降室内的气流速度和沉降室高度或宽度, 然后按下式求得沉降室的长度和宽度(或高度)。

沉降室长度:

$$L \geq \frac{H}{v_s} v \quad (8-44)$$

沉降室宽度:

$$W = \frac{Q}{Hv} \quad (8-45)$$

式中 Q ——沉降室处理的空气量, m^3/s 。

沉降室对粒径为 d_p 的尘粒的分效率为:

$$\eta = \frac{LWv_s}{Q} \quad (8-46)$$

提高重力沉降室捕集效率的途径如下。

- ① 降低室内气流。
- ② 增加强沉降室长度。
- ③ 降低沉降室高度。

重力沉降室适用于净化颗粒粗、密度大的粉尘, 尤其是磨损性很强的粉尘, 通过精心设计重力沉降室能有效捕集 $50 \mu\text{m}$ 以上的尘粒。重力沉降室结构简单、投资少, 维护管理容易以及压力损失小, 但除尘效率低、占地面积大, 通风工程中应用较少。

(2) 旋风除尘器

旋风除尘器没有运动部件、维护管理方便、造价便宜、适用面宽, 适用于工业炉窑烟气除尘和工厂的通风除尘以及工业气力输送系统, 气固两相的分离与物料的气力烘干回收。

① 旋风除尘器的压力损失阻力可按下式计算:

$$\Delta P = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (8-47)$$

式中 ΔP ——旋风除尘器的压力损失, Pa;

ξ ——局部阻力系数, 设备厂家提供的对应于进口断面的阻力系数;

v_0 ——进口速度, m/s;

ρ ——气体的密度, kg/m³。

对于空气:

$$\rho = 353K_B / (273 + t) \quad (8-48)$$

对于一般烟气:

$$\rho = 366K_B / (273 + t) \quad (8-49)$$

式中 K_B ——环境压力修正系数, $K_B = B/B_0$;

B, B_0 ——分别为环境压力和标准大气压力(101.3 kPa);

t ——气体温度, °C。

② 旋风除尘器除尘效率如表 8-14 所示。

表 8-14 旋风除尘器效率(%)

粉尘粒径/ μm	通用型		高效型		
	通用型	高效型	粉尘粒径/ μm	通用型	高效型
<5	<50	50~80	25~40	80~95	95~99
5~20	50~80	80~90	>40	95~99	95~99

注:通用型,相对断面比为 4~6,高效型,相对断面比为 6~13.5。

③ 选用旋风除尘器应考虑到以下内容。

旋风除尘器适用于净化密度大和粒径大于 5 μm 的粉尘,性能相同的旋风除尘器不宜串联使用;不适用于净化粘性强、易结垢的粉尘,以免堵塞;当处理高温、高湿的含尘气体时应采取防结露措施。

(3) 袋式除尘器

① 袋式除尘器的主要特点如下。

除尘效率高,对微细粉尘的除尘效率也可达到 99% 以上;规格多样,应用灵活。单台除尘器的处理风量可低至 200 m³/h 以下,高至 5 × 10⁶ m³/h 以上;适应性强,对各类性质的粉尘都有很高的除尘效率;便于回收干物料,没有污泥处理,废水污染及腐蚀等问题;随所用滤料耐温性能的不同,可以用于 ≤ 130 °C、200 °C、280 °C、550 °C 及 800~1000 °C 条件下,但高温滤料价格较贵;当捕集粘性强及吸湿性强的粉尘或处理露点很高的烟气时,滤袋易被堵塞,需要采取保温或加热等措施;某些类型的袋式除尘器存在着设备庞大,压力损失大,滤袋易损坏及换袋困难并且劳动条件差等缺点。

② 选用袋式除尘器应考虑到以下内容。

不宜净化含有凝露水、油雾和粉尘粘结度大的含尘气体,以及带有火花或有爆炸危险的烟气;当含尘浓度大于 10 g/m³ 时,宜增设预净化除尘器;袋式除尘器推荐的过滤风速及压力损失如表 8-15 所示。

表 8-15 各类袋式除尘器过滤风速的压力损失

袋式除尘器类型	压力损失/Pa	过滤风速 m/min
滤筒类		0.3~0.8 入口含尘浓度 $\geq 15 \text{ g/m}^3$
合成纤维非织造	≤ 1500	0.6~1.2 $< 15 \text{ g/m}^3$
合成纤维非织造覆膜	≤ 1300	0.3~1.0 $\geq 15 \text{ g/m}^3$
纸质	≤ 1500	0.8~1.5 $< 15 \text{ g/m}^3$
纸质覆膜	≤ 1300	0.3~0.6 $\geq 15 \text{ g/m}^3$
脉冲喷吹类		
逆喷	< 1200	1.0~2.0
环隙	< 1200	1.5~3.0
频喷	< 1400	1.0~2.0
对喷,气箱,长袋	< 1500	1.0~2.0
内滤分室反吹类	< 2000	< 0.5 过滤面积 $< 2000 \text{ m}^2$
机械回转反吹类	≤ 1500	< 0.5 过滤面积 $\geq 2000 \text{ m}^2$
机械振打类		1.0~1.5
低频振打 $< 60/\text{min}$	< 1500	< 1.5
中频振打 $60 \sim 700/\text{min}$		
高频振打 $> 700/\text{min}$		
袋式除尘机组	≥ 200 (资用压力)	< 2.0

注:上表数据引自我国除尘器产品标准的規定。

(4) 湿式除尘器

- ① 湿式除尘器除尘效率高,即使对细粉尘也有很高的除尘效率。
- ② 湿式除尘器不宜用于水硬性及疏水性粉尘的净化。
- ③ 对湿式除尘中产生的污水应有较妥善的处理措施。
- ④ 寒冷地区使用湿式除尘器时需采用防冻措施。

(5) 静电除尘器

静电除尘器的除尘效率高,可根据需求设计达到各种要求的除尘效率,适用于微粒控制,对粒径为 $1 \sim 2 \mu\text{m}$ 的尘粒效率达 $98\% \sim 99\%$;对于亚微米范围的颗粒物也有很高的除尘效率。

静电除尘器的耐温性能好,可以处理温度相对较高($400 \text{ }^\circ\text{C}$ 以下)的气体,阻力损失小,仅为 $200 \sim 300 \text{ Pa}$ 。因此,适用于大型烟气或含尘气体净化系统。同时,其一次投资高,钢材消耗多,制造安装精度要求较高,对净化的粉尘比电阻有一定要求,一般最适宜范围是 $10^4 \sim 10^{11} \Omega \cdot \text{cm}$ 。

静电除尘器的主要选用步骤如下。

- ① 静电除尘器的有效驱进速度及集尘极面积的确定如下。

静电除尘器的除尘效率为:

$$\eta = 1.0 - \exp\left(-\frac{A}{L}w_e\right) \quad (8-50)$$

式中 A ——集尘极面积(m^2)；
 L ——电除尘器的处理风量, m^3/s ；
 w_e ——电除尘器的有效驱进速度, m/s 。

根据粉尘在电场中荷电以及受到的惯性力, 电场力以及流体阻力, 可以计算出理论驱进速度, 但由于影响粉尘荷电及运动的因素较多, 理论计算与实际相差较大, 目前仍沿用经验或半经验方法确定 w_e 值, 即按实际运行中电除效率根据式(8-50)反算出驱进速度, 这一值称为有效驱进速度。

电除尘器所需集尘极面积可按下式计算:

$$A = \frac{L}{w_e} \ln\left(\frac{1}{1-\eta}\right) \quad (8-51)$$

② 电除尘器的电场风速及有效断面。

电场的有效断面面积可按下式计算:

$$F = L/v \quad (8-52)$$

式中 v ——电场风速, m/s ; 根据具体工艺查相应的设计手册。

电场风速对除尘效率影响较大, 风速过大易产生二次扬尘, 除尘效率下降, 风速过低电除尘器体积大, 初投资增加。

③ 长高比的确定。

电除尘器的长高比指的是集尘极板的有效长度与高度的比, 它对振打清灰时二次扬尘的严重程度有着直接影响, 若集尘极板不够长的话, 部分下落的粉尘在还没来得及到达灰斗就会被气流带出除尘器, 除尘效率下降。因此, 要求除尘效率大于99%时, 电除尘器的长高比不应小于1.0~1.5。

8.5 民用建筑的通风

8.5.1 大型商场

大型商场空间较大, 货柜和陈列摆设多样, 人流众多, 一般多设计为多层营业大厅, 建筑面积可达几万平方米。针对商场特点其通风设计应注意以下内容。

① 由于商场人员众多, 设计时要考虑到发生火灾时防火措施可靠, 严格执行有关消防设计规范。

② 目前很多设计有空调系统的商场, 为了节能, 系统在过渡季节不使用, 室内空气污浊, 人员感觉不舒服, 因此在设计时要考虑使用上部排风系统, 有利于商场换气, 换气次数不小于1.5次/h。设计空调系统时要考虑使用全新风的可能, 以解决过渡季节使用室外新风降低商场内温度, 从而节能运行。

③ 对于地下商场, 自然通风能力差, 应加强通风换气措施, 提高室内空气品质。

④ 寒冷地区商场外门由于人员频繁出入,侵入商场大门的寒冷空气增加,所以应设置门斗、双层门、自动门等,有条件的最好设置大门风幕以抵挡室外空气进入。

8.5.2 厨房、卫生间

1. 公共建筑厨房通风

1) 设计原则

① 公共建筑的厨房应设机械送、排风系统。

② 产生油烟的设备应设带有油烟过滤器和机械排风的排气罩,并且对油烟进行净化处理。排气罩平面尺寸应比灶边尺寸大 100 mm,排气罩下沿距离灶面不宜大于 1.0 m,排气罩高度不宜低于 600 mm。排气罩最小排风量为:

$$L=1000P \cdot H \quad (8-53)$$

式中 L ——排风量, m^3/h ;

P ——罩口周边长度(靠墙的边不计), m ;

H ——罩口距离灶面的距离, m 。

应控制罩口吸风速度不小于 0.5 m/s 。

③ 厨房通风系统的总风量可按换气次数估算:

中餐厨房 40~50 次/h;西餐厨房 30~40 次/h;职工餐厅厨房 25~35 次/h。

当按上述方式确定的通风系统的风量大于公式(8-53)计算所得的排气罩排风量时,多余部分由全面排风系统排出;若排气罩的排风量大于通风系统的总排风量时,也应设置适当的全面排风设备,以便在排气罩不运行时使用。

④ 厨房排风系统应专用,并且应设补风系统,补风系统风量为排风量的 80%~90%,使厨房保持一定的负压。在灶台排气罩不开启时补风系统不运行或低速运行,保证厨房的负压。南方地区宜对夏季补风做冷却处理,北方地区应对冬季补风做加热处理。

⑤ 公共建筑厨房应按国家环境保护标准《饮食业油烟排放标准》(GB 18483—2001)对所排油烟进行净化处理。

2) 油烟处理方法

油烟的处理方法大致分为三种:水处理吸收、用吸附过滤材料除油烟和高压静电除油烟。

(1) 水处理吸收

油烟经过净化的水幕及挡水板撞击后使油脂溶于处理液中分解和皂化,从而达到净化油烟的目的,其示意图如图 8-8 所示。水处理吸收方法结构简单、易于操作维护,运行成本低;但去除效

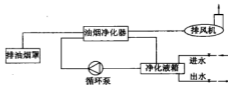


图 8-8 水处理吸收示意图

率较低(35%~60%),废水可能造成二次污染。

(2) 用吸附过滤材料除油烟

安装在排油烟管道上,初装时去除效率较高(60%~80%),随着油污附着吸附能力逐渐减弱,运行成本较高,在更换或再生吸附过程中可能造成二次污染,有些吸附材料还会导致烟道阻力过大不利于排烟。

(3) 高压静电除油烟

初装时去除效率较高(60%~80%),不会造成二次污染,但结构较为复杂,运行成本较高,极板清理维护困难。

2. 住宅厨房、卫生间通风

① 采用自然通风的房间,厨房的通风开口面积不应小于该房间地板面积的1/10,并不得小于 0.6 m^2 。

② 严寒地区、寒冷地区和夏热冬冷地区的厨房,除设置排风机械外,还应设置房间全面排风的自然通风设施。

③ 厨房排油烟机的排气管道通过外墙直接排至室外时,应在室外排气口设置避风和防止污染环境的构件。当排油烟机的排气管排至竖向通风道时,竖向通风道的断面应根据所担负的排气量计算确定,应采取支管无回流、竖井无泄漏的措施。

④ 无外窗的卫生间,应设置有防回流构造的排气通风道,并预留安装排气机械的位置和条件。

⑤ 厨房和卫生间的门,应在下部设置有效截面积不小于 0.02 m^2 的固定百叶,或距离地面留出不小于 30 mm 的缝隙。

⑥ 最热月平均室外气温高于和等于 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的地区,每套住宅内应预留安装空调设备的位置和条件。

⑦ 以煤、薪柴为燃料的厨房应设烟囱,上下层或相邻厨房合用一个烟囱时,必须采取防止串烟的措施。

8.5.3 洗浴场所

浴室通风系统的风量应根据水面散热量和桑拿房散热量以及送、排风温差,按热平衡计算。也可按送风量 ≥ 6 次/h,排风量 ≥ 7 次/h进行估算。冬季送风温度不宜低于 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,夏季可以直接送过滤之后的新风。为保证冬季的室内温度,浴室可采用散热器供暖或地板辐射供暖。

更衣室一般与浴室连通,排风可利用浴室排风系统。

有卫生间的按摩室可在卫生间设排风系统进行排风,无卫生间的应单独设排风系统。

8.5.4 娱乐场所

娱乐场所通常人员较多,活动量大,室内二氧化碳和灰尘浓度高,再加上部分人吸烟,室内空气污浊,因此完善的新风和排风系统设计尤为重要。

《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005)规定的最小新风量如表 8-16 所示。

表 8-16 设计新风量

建筑类型与房间名称		新风量/[$\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{p})$]
文化娱乐	影剧院、音乐厅、录像厅	20
	游艺厅、舞厅(包括卡拉 OK 歌厅)	30
	酒吧、茶座、咖啡厅	10

对于吸烟量较大的房间,应考虑从相邻的低烟气浓度房间送风。

为了保持空气量平衡,送风同时应设置排风系统,以排除室内较多的烟气(尘埃以及跳舞时散发的汗气,同时保证在房门关闭时新风顺利进入。

8.6 地下汽车库的通风

公共建筑地下汽车库通风设计应遵守《汽车库、修车库、停车场设计防火规范》(GB 50067—1997)中各条文的规定。

8.6.1 设计原则

地下汽车库应设置独立的送、排风系统,排风量的计算按照稀释废气体量进行,如缺乏计算资料可参考换气次数进行估算。一般设计排风量不少于 6 次/h,送风量不少于 5 次/h,大多数情况下,首先考虑自然进风补偿(严寒地区除外),对大型汽车库及地下二三层车库应考虑机械送风。夜间或者使用备用电源时,出于节能考虑,地下汽车库的排风量允许降低为 3 次/h。

地下汽车库的排风宜分为上、下两部分;下部排除 2/3 风量,上部排 1/3。补充进风的进风口宜布置在主要通道上。送风方式为:车库宜采用集中送风口,修理间为工作区送风;如果车库与修理间在一起时,宜采用顶部均匀送风,寒冷地区及严寒地区设计时要注意送风加热。

8.6.2 排风口与风机的选型

地下车库的排风口应布于场地风向,且不应朝向临近建筑物和公共活动场所,排风口底边离地应大于 2.5 m 高度,并应做消声处理。

地下车库的排风机宜选离心风机,且宜采用多台风机并联或采用变频风机以适应通风负荷变化,同时可兼作排烟风机,如条件所限必须采用轴流风机时,应选用低噪声的轴流排烟风机。这种风机噪声大,设计时尽量避免选用。

8.6.3 诱导式通风系统

诱导式通风系统(见图8-9)是一个不采用大风道将新鲜空气长距离输送的通风系统。该系统是利用小口径的高速风管,选配以特别设计的喷嘴,以高速喷出的射流诱导周围大量空气到指定的区域与方向,针对不同场合搭配各式不同喷嘴,该系统不需使用庞大的风管便可将新鲜空气送至每个地点,混合效率很高,特别适用于面积大、层高低的地下汽车库,与目前常用的地下车库通风系统相比,该系统具有以下优点。

① 风管小,采用高速螺旋风管,与其他管路好配合,节省时间。

② 废气由大量新鲜空气稀释,使平均废气浓度降低。

③ 以诱导气流原理有效地控制气流方向,将大量新鲜空气直接送至停车场各个角落,然后再沿诱导方向至排风机处排出,确保了环境品质。

④ 系统由于混合效果好,使得CO的最高浓度出现在排风机吸入口处,可将CO传感器装在靠近排风机吸入口处。通过控制送、排风机的导流叶片或变频器、改变风量、达到节能目的,也可以将CO探测器接到中央监控系统,然后由中央监控系统控制送、排风机。

8.6.4 地下车库的防火排烟

面积超过2000m²的地下汽车库应设置机械排烟系统。具体防火排烟设计见第10章。

8.6.5 地下车库通风系统节能运行

地下车库的通风系统,宜根据使用具体情况设置通风机定时启停(台数)控制或根据车库内CO浓度进行自动运行控制(《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005))。

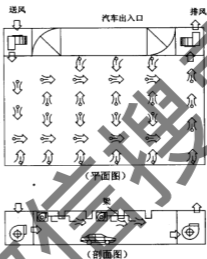


图8-9 诱导式通风示意图

8.7 地下人防工程的通风

8.7.1 设计原则

① 人防地下室通风设计必须严格遵守《人民防空地下室设计规范》(GB 50038—2005)和《人民防空工程设计防火规范》(GB 50098—2009)中各条文规定。

② 地下人防工程通风设计应确保战时的防护要求,并满足战时与平时使用功能所必须的空气环境、工作条件,使用时应采取平战功能转换的措施。

③ 通风系统设计平时宜结合防火分区设置,战时应按防护单元分别设置。防火分区与防护单元应协调一致,以减少转换工作,保证战时使用。

④ 平时通风可采用自然通风,机械通风及空气调节,当有条件时,五、六级人防地下室可在外墙开设通风采光窗。

⑤ 战时防护通风应包括清洁通风、滤毒通风和隔绝通风三种方式。

清洁通风即室外空气未受毒剂等物污染时的通风;滤毒通风即室外空气受毒剂等物污染,需经特殊处理时的通风;隔绝通风即室内外停止空气交换,由通风机使室内空气实施内循环的通风。

8.7.2 防护通风的设计

1. 设计参数

① 防空地下室室内人员的新风量应符合表 8-17 的规定。

表 8-17 室内人员战时新风量($m^3/P \cdot h$)

防空地下室类别	清洁通风	滤毒通风
医疗救护工程	≥ 12	≥ 5
防空专业队队员掩蔽部、生产车间	≥ 10	≥ 5
专业人员掩蔽部、食品站、区域供水站、电站控制室	≥ 10	≥ 3
二等人员掩蔽所	≥ 5	≥ 2
其他配套工程	≥ 3	—

注:物资库的清洁式通风量可按清洁区的换气次数 $1 \sim 2 h^{-1}$ 计算。

② 防空地下室战时清洁通风时的室内空气温度和相对湿度宜符合表 8-18 的规定。

表 8-18 战时清洁通风时室内空气温度和相对湿度

防空地下室用途		夏季		冬季	
		温度/℃	相对湿度/(%)	温度/℃	相对湿度/(%)
医疗救护工程	手术室、急救室	22—28	50—60	20—28	30—60
	病房	≤28	≤70	≥16	≥30
柴油电站	机房	人员直接操作	≤35	—	—
		人员间接操作	≤40	—	—
	控制室	≤30	≤75	—	—
专业队队员掩蔽部人员掩护工程		自然温度及相对湿度			
配套工程		按工艺要求确定			

注:1. 医疗救护工程平时维护管理时的相对湿度不应大于70%。

2. 专业队队员掩蔽部平时维护管理时的相对湿度不应大于30%。

③ 防空地下室战时隔绝防护时间,以及隔绝防护时间内 CO₂ 容许体积浓度、O₂ 体积浓度应符合表 8-19 的规定。

表 8-19 战时隔绝防护时间及 CO₂ 容许体积浓度、O₂ 体积浓度

防空地下室用途	隔绝防护时间/h	CO ₂ 容许体积浓度/(%)	O ₂ 体积浓度/(%)
医疗救护工程、专业队队员掩蔽部、一等人员掩蔽所、食品站、生产车间、区域供水站	≥6	≤2.0	≥6
二等人员掩蔽所、电站控制室	≥3	≤2.5	≥6
物资库等其他配套工程	≥2	≤3.0	—

④ 防空地下室战时的隔绝防护时间,应按下式进行校核,当计算出的隔绝防护时间不能满足表 8-19 的规定时,应采取生 O₂、吸收 CO₂ 或减少战时掩蔽人数等措施。

$$r = \frac{1000 \cdot V_0 \cdot (C - C_0)}{n \cdot C_1} \quad (8-54)$$

式中 r ——隔绝防护时间, h;

V_0 ——防空地下室清洁区内的容积, m³;

C ——防空地下室室内 CO₂ 容许体积浓度, %, 应按表 8-19 确定;

C_0 ——隔绝防护前防空地下室室内 CO₂ 初始浓度, %, 宜应按表 8-20 确定;

C_1 ——清洁区内每人每小时呼出的 CO₂ 量, L/(P·h), 掩蔽人员宜取 20, 工作人员宜取 20~25;

n ——室内的掩蔽人数, p。

表 8-20 C_0 值选用表

隔绝防护前的新风量/($\text{m}^3/\text{p} \cdot \text{h}$)	C_0 /(%)
25~30	0.13~0.11
20~25	0.15~0.13
15~20	0.18~0.15
10~15	0.25~0.18
7~10	0.34~0.25
5~7	0.45~0.34
3~5	0.72~0.45
2~3	1.05~0.72

⑤ 设计滤毒通风时,防空地下室清洁区超压和最小防毒通道换气次数应符合表 8-21 的规定。

⑥ 防空地下室滤毒通风时的新风量应按式(8-55)、式(8-56)计算,取其中的较大值:

$$L_R = L_A \cdot n \quad (8-55)$$

$$L_R = V_T \cdot K_H + L_1 \quad (8-56)$$

式中 L_R ——按掩蔽人员计算所得的新风量, m^3/h ;

L_2 ——掩蔽人员新风量设计计算值, $\text{m}^3/(\text{p} \cdot \text{h})$ (见表 8-17);

n ——室内的掩蔽人数, p ;

L_H ——室内保持超压值所需的新风量, m^3/h ;

V_T ——战时主要出入口最小防毒通道的有效容积, m^3 ;

K_H ——战时主要出入口最小防毒通道的设计换气次数, h^{-1} (见表 8-21);

L_1 ——室内保持超压时的漏风量, m^3/h ,可按清洁区有效容积的 4%(每小时)计算。

表 8-21 滤毒通风时的防毒要求

防空地下室类别	最小防毒通道换气次数/ h^{-1}	清洁区超压/ Pa
医疗救护工程、专业队队员掩护部、一等人人员掩蔽所、生产车间、食品站、区域供水站	≥ 50	≥ 50
二等人人员掩蔽所、电站控制室	≥ 40	≥ 30

2. 防护通风的进风系统的设计

防空地下室的战时进风系统有以下三种方式。

- ① 设有清洁、滤毒、隔绝三种防护通风方式,且清洁进风、滤毒进风合用进风机。
- ② 设有清洁、滤毒、隔绝三种防护通风方式,且清洁进风、滤毒进风分别设置进风机。

- ③ 设有清洁、隔绝两种防护通风方式。

滤毒通风风管路上选用的通风设备,必须确保滤毒风量不超过该管路上设置的过滤器的额定风量。

3. 防护通风的排风系统的设计

防空地下室的战时排风系统,当设有清洁、滤毒、隔绝三种防护通风方式时,排风系统根据洗消间设置方式的不同分为:简易洗消设施置于防毒通道内的排风系统;设简易洗消间的排风系统。

4. 平战结合及平战功能转换

1) 通风系统设备选用

防空地下室平时和战时合用一个通风系统时,应按平时和战时工况分别计算系统的新风量并按下列规定选用通风机和防护设备。

① 按最大的计算新风量选用清洁通风管径、粗过滤器、密闭阀门和通风机等设备。

② 按战时清洁通风的计算新风量选用门式防爆波活门,并按门扇开启时的平时通风量进行校核。

③ 按战时滤毒通风的计算新风量选用滤毒进(排)风管路上的过滤吸收器、滤毒风机、滤毒通风管及密闭阀门。

2) 新风量及室内温度

防空地下室平时使用时的人员新风量,通风时不应小于 $30 \text{ m}^3/(\text{p} \cdot \text{h})$ 。平时使用时的防空地下室,其室内空气温度和相对湿度,宜按表 8-22 确定。

表 8-22 平时使用时室内空气温度和相对湿度

工程及房间类别	夏 季		冬 季	
	温度/℃	相对湿度/ (%)	温度/℃	相对湿度/ (%)
旅馆客房、会议室、办公室、多功能厅、图书阅览室、文检室、病房、商场、影剧院	≤28	≤75	≥16	≥30
舞厅	≤26	≤70	≥18	≥30
餐厅	≤28	≤80	≥16	≥30

5. 柴油发电站的通风

① 柴油发电机房宜设置独立的进、排风系统。

② 进风系统风量按消除余热及稀释有害气体计算,并取其大者。消除余热所需

风量的计算参见全面通风一节,采用稀释有害气体所需风量计算时,有害气体容许含量取大于等于 $20 \text{ m}^3/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。有条件时进风可经冷却,以减小风量。

③ 排风系统风量为进风量减去燃烧所需空气量,燃烧空气量按 $7 \text{ m}^3/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 计算。

8.8 通风设备和管道附件

8.8.1 通风设备

1. 通风机的选择

① 考虑到风管、设备的漏风及压力损失计算的不精确,选择风机时,应考虑附加量,对于一般的送排风系统,采用定转速通风机时,风量附加 $5\% \sim 10\%$,风压附加 $10\% \sim 15\%$ 。排烟用风机风量附加为 10% 。对于除尘系统,风量附加为 $10\% \sim 15\%$,风压附加 10% 。采用变频通风机时,应以系统计算的总压力损失作为额定风压,但风机电动机的功率应在计算值上附加 $15\% \sim 20\%$,风机的选用设计工况效率不应低于风机最高效率的 90% 。

② 根据管道内输送气体的性质、系统的风量和压力损失来确定风机的类型。输送清洁空气可选用一般风机,输送有爆炸危险的气体或粉尘,当防爆风机不能满足技术要求时,可采用诱导通风装置,当布置在室外时,通风机应采用防爆型的;电动机可采用密闭型,排烟用风机必须用不燃材料制造,应在烟气温度 $280 \text{ }^\circ\text{C}$ 时能连续工作 30 min 。

③ 当实际使用工况与风机样本工况不一致时,应对风机性能参数进行修正。

④ 输送非标准状态空气的通风、空调系统,当从实际的容积风量和用标准状态下的图表计算出的系统压力损失值,按一般通风机性能样本选择通风机时,其风量和风压均不应修正,但电动机的轴功率应进行验算,输送烟气时应按实际情况修正。

⑤ 风机工况发生变化时(空气状态变化或者处理风量变化),电动机实际所需功率会有所变化,应进行验算,检查样本上配用的电动机功率是否满足要求。

⑥ 为了便于通风机与系统管道的连接和安装,应选择合适的通风机出口方向和传动方式。

⑦ 应尽量选用噪声较低的通风机。

2. 通风机在通风系统中的联合工作

1) 并联工作

应注意避免并联风机在阻力大的情况下运行,确实需并联时,应采用相同的型号。

2) 串联工作

只有系统风量小而阻力大时多台风机串联才是合理的,同时要尽可能采用型号

相同的风机进行串联。

3. 风机的运行调节

通常风机的流量调节有以下几种方式。

① 改变管路阻力调节法：通过调节管路系统中阀门等节流装置的开启程度来增减管路的阻力，以改变管路特性曲线，达到调节流量的目的。

② 风机入口导流器调节法：通过调节风机入口导流叶片的角度，改变节流阻力和气体入口的流向，从而达到调节流量的目的，这是一种比较经济的风量调节方法。

③ 改变风机转速调节法：转速降低，风机效率基本保持不变，而功率则由于流量和压力的降低而下降。一般改变转速的方法有：变频调速，变极调速，液力耦合调速，齿轮变速及皮带变速等。

通常认为改变风机转速是最节能经济的风量调节法。

8.8.2 管道附件

1. 管道配件

1) 钢板圆形风管的配件

① 圆形弯管：按制作方法不同有冲压成型弯管、锻制型弯管和分节组合弯管三种，角度分为 90° 弯管、 45° 弯管和 30° 弯管。

② 圆形变径管：有双面变径管和单面变径管。

③ 圆形来回弯管：由两个相同角度的圆形弯管按相反方向连接而成。

④ 圆形三通，详见《全国通用通风管道配件图表》。

2) 钢板矩形风管的配件

① 矩形弯管：工程上常见的有内外同心弧形弯管，内弧外直角型弯管，内斜线外直角型弯管和内外直角型弯管。

② 矩形变径管：常用的有双面偏和单面偏两种形式。

③ 矩形来回弯管：有角接、斜接和双弧形来回弯管。

④ 矩形三通和四通：工程上有分叉式和分隔式两种。

2. 风量调节阀和风量调节器

① 风量调节阀：目前工程上常用的风阀有蝶阀、平行式多叶阀、对开式多叶阀、矩形三通阀等。

② 定风量调节器：是一种机械式自力装置，对风量的控制无需外加动力，只依靠气流自身力来定位风片位置，从而将气流在整个压力范围内保持在预先设定的流量上。适用于安装在要求风量固定的风管系统中。

8.9 通风管道设计

8.9.1 通风管道的材料与形式

1. 常用材料

用作通风管道的材料很多,常用的主要有金属薄板和非金属材料。

1) 金属薄板

常用的金属薄板有普通钢板、镀锌薄钢板、不锈钢板、铝板和塑料复合板,具有易于工业化加工制作、安装方便、能承受较高温高等优点。

2) 非金属材料

常用的有硬聚氯乙烯塑料板和玻璃钢;各种材料风管的特点、规格及适用范围参见《通风设计手册》。

2. 风管形状和规格

1) 通风管道断面形状

通风管道断面形状有圆形和矩形两种。在同样断面面积条件下圆形风管因周长最短而最经济,在同样风量下矩形风管比圆形风管压力损失要大,因此一般情况下都采用圆形风管,只有有时为了便于和建筑配合才采用矩形断面。由矩形风管压力损失计算式可得出:矩形风管的压力损失随风管宽高比增大而相应增大。因此,设计时应量使其宽高比接近于1。

2) 通风管道规格

通风、空气调节系统的风管,宜采用圆形,长、短比不大于4的矩形截面,其最大长、短边之比不应超过10。风管的截面尺寸,宜按国家现行标准《通风与空气调节工程施工质量验收规范》(GB 50243—2002)的规定执行。

3. 风管的保温

当风管在输送空气过程中冷、热量损耗大又要求空气温度保持恒定,或者要防止风管穿越房间时对室内空气参数造成影响或排出的气体在排入大气前可能被冷却,而形成凝结物堵塞或腐蚀风管及低温风管表面可能有结露时,需对风管进行保温。通常保温层有防腐层、保温层、防潮层和保护层四层结构。

8.9.2 通风管道系统的设计计算

通风系统水力计算方法有多种,普遍使用的是等压损法和假定流速法,前者是以单位长度风管有相等的损失为前提。对于风量较大的通风系统可利用该方法进行支管的压力平衡;后者是以风管内的空气流速和风量为控制指标,在此基础上计算风管断面尺寸和压力损失。

通风管道系统设计步骤为如下。

1. 管段编号

绘制通风系统轴侧图,对各管段进行编号,标出各管段长度和风量,以风量和风速不变的风管为同管段,管段长度按两个管件中心线的长度计算,不扣除局部管件本身的长度。

2. 选择合理的空气流速

风管风速对通风系统经济性有很大影响,因此必须进行全面的经济技术比较,以确定适当的经济流速,对于一般通风系统,其风速可按照表 8-23 来确定,对于除尘系统,为防止粉尘在管道内沉积所需的最低风速可参考表 8-24 来确定。除尘器后的风管,由于气体已经过净化处理,风速可适当降低选取。

表 8-23 风管风速 单位: m/s

风管类别	钢板及非金属风管	砖及混凝土风管
干管	6~14	4~12
支管	2~8	2~6

表 8-24 除尘管道风速 单位: m/s

粉尘性质	垂直管		水平管		
	垂直管	水平管	垂直管	水平管	
粉状黏土和砂	11	13	铁和铜(屑)	19	23
耐火泥	14	17	灰土、砂尘	16	18
重矿物粉尘	14	16	铸屑、刨屑	12	14
轻矿物粉尘	12	14	大块干木屑	14	15
干型砂	11	13	干微尘	8	10
煤灰	10	12	染料粉尘	14~16	16~18
湿土(2%以下水分)	15	18	大块湿木屑	18	20
铁和铜(尘末)	13	15	谷物粉尘	10	12
棉絮	8	10	麻(短纤维粉尘杂质)	8	12
水泥粉尘	8~12	18~22			

3. 管路压力损失计算

从最不利环路开始,根据各管段选定的流速和风量确定管径,计算各管段的沿程和局部阻力损失,确定管径时应尽可能选择标准化规格,以便于工业化加工制作。

风管漏风量应根据管道长短及其气密程度按系统风量的百分率计算,风管漏风率宜采用:一般送排风系统 5%~10%,除尘系统 10%~15%。对于袋式除尘器和电除尘器后的风管,应把除尘器的漏风量和反吹风量也计入,各除尘器漏风率见有关产

品说明书。

4. 管路压力损失平衡计算

通风、除尘系统各环节的压力损失应进行压力平衡计算,各并联环路压力损失的相对差额,一般送、排风系统不宜超过15%,除尘系统不宜超过10%。

当并联支管压力损失差超过上述规定时,可通过调整支管管径、增大排风量,增加支管压力损失(阀门调节)的方法进行压力平衡。

8.9.3 通风管道的布置

1. 系统划分的原则

1) 一般系统的划分

- ① 同一生产流程,运行班次和运行时间相同的可划为同一系统。
- ② 空气处理要求相同、室内参数要求相同的,可划为同一系统。
- ③ 对下列情况应单独设置排风系统。

两种或两种以上有害物质混合后能引起爆炸或燃烧;混合后能形成毒害更大或腐蚀性的混合物或化合物;混合后易使蒸汽凝结并积聚粉尘时;放散剧毒物质的房间和设备;建筑物内设有储存易燃易爆物质的单独房间或有防火防爆要求的单独房间。

2) 防尘系统的划分

- ① 同一生产流程,同时工作的扬尘点相距不远时,宜合设一个系统。
- ② 同时工作但粉尘种类不同的扬尘点,当工艺允许不同粉尘回收或粉尘无回收价值时,可合设一个系统。
- ③ 温湿度不同的含尘气体,当混合后可能导致风管内结露时,应分设系统。
- ④ 在同一工序中如有多台并列设备则不宜划为同一系统。非同时工作的排风量较大时,系统的总排风量可按各同时工作的排风点排风量计算,同时附加各非同时工作排风点排风量的15%~20%。
- ⑤ 当排风量大的排风点位于风机附近时,不宜和远处排风量小的排风点合为一系统。

2. 风管布置要领

① 除尘系统的风管宜采用明设的圆形钢制风管,其接头和接缝应严密,光滑。风管宜垂直或倾斜敷设,倾斜敷设时与水平面的夹角应大于45°;小坡度或水平敷设的管段不宜过长,并应采取防止积尘的措施。支管宜从主管的上面或侧面连接,三通夹角宜采用15°~45°。在容易积尘的异形管件附近,应设置密闭清扫孔。

② 除尘风管最小直径不应小于以下数值。

细粉尘、木材粉尘不小于80mm;较粗粉尘、木屑不小于100mm;粗粉尘、粗刨花不小于130mm。

③ 为保证各支管间的压力平衡除尘系统排风点不宜过多。如排风点多,可以用大断面的集合管连接各支管。集合管内流速不宜超过3m/s,集合管下部应设卸灰

装置。

④ 排风有爆炸危险物质和含有剧毒物质的排风系统,其正压管段不得穿过其他房间。排除有爆炸危险物质的排风管上,其各支管节点处不应设置调节阀,但应对两个管段结合点及各支管之间进行静压平衡计算。排除含有剧毒物质的排风系统,其正压管段不宜过长。

⑤ 除尘器宜布置在除尘系统的风机吸入段,如布置在风机的压出段则应采用排尘风机。

⑥ 输送潮湿空气时,需防止水蒸气在管道或袋式除尘器内凝结,管道应进行保温。壁温应高于气体露点温度 $10\sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$,管道应设置 0.005 的坡度并在最低点排水。当风管内可能产生沉积物、凝结水或其他液体时,风管应设置不小于 0.005 的坡度,并在风管最低点和通风机的底部设排水装置。当排除含有氢气或其他比空气密度小的可燃气体混合物时,局部排风系统的风管沿气体流动方向应具有坡度不小于 0.005 的坡度。

⑦ 进风口应设在室外空气较清洁的地点,进风口处室外空气中有害物浓度不应大于室内工作地点最高容许浓度的 30% ;应尽量设在排风口的上风侧,并且应低于排风口;进风口底部距室外地坪不宜低于 2 m ,当布置在绿化地带时,不宜低于 1 m ;降温用进风口宜设在建筑物背阴面。

⑧ 一般情况下通风排气主管至少应高出屋面 0.5 m ;通风排气中的有害物必须经大气扩散稀释时,排风口应位于建筑物空气动力阴影区和正压区以上。具体要求如图 8-10 所示。



图 8-10 建筑物上进、排风口装置

要求在大气中扩散稀释的通风排气,其排风口上不应设风帽,为防雨水进入风机,按图 8-11 的方法制作。

⑨ 通风系统中的中低压离心式通风机,当其配用的电动机功率小于或等于 75 kW 且供电条件允许时,可不装设仅为启动用的阀门。

⑩ 排除有害气体或含有粉尘的通风系统,其风管的排风口宜采用锥形风帽或防雨风帽。

⑪ 对于系统与防火排烟有关的管道设计,应符合国家有关防火设计规范。

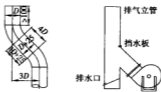


图 8-11 排风管上的排水装置

3. 除尘器布置

除尘系统根据生产工艺、设备布置、排风量大小和生产厂房条件分为就地除尘、分散除尘和集中除尘三种形式。

1) 就地除尘

除尘器直接安放在生产设备附近就地捕集和回收粉尘,基本无需敷设或只设较短的除尘管道。这种系统布置紧凑、简单,维护管理方便。

2) 分散除尘系统

排风点比较分散时,对其进行适当的组合,根据工作班次及输送气体的性质把几个排风点合成一个系统。除尘器和风机应尽量靠近产生设备,该系统风管较短,布置简单,系统压力易平衡,是目前应用较多的系统。

3) 集中除尘系统

把排风点全部集中于一个除尘系统,或把几个除尘系统的除尘设备集中布置在一起。由于除尘设备集中维护管理,回收粉尘容易实现机械化处理,但系统管道长,复杂,压力不易平衡,初投资大,仅适用于少数大型工厂。

4. 防爆、防腐与保温

1) 防爆

为防止爆炸发生通风系统设计时应采取防爆措施,有关防火防爆内容详见第10章。

2) 防腐

钢板风管的推荐涂料如表 8-25 所示。

表 8-25 钢板风管的推荐涂料

序号	风管部位及所输送的气体性质	油漆类别	油漆道数
1	不含有灰尘且输送空气温度不高于 70°C 时	内表面涂防锈底漆	2
		外表面涂防锈底漆	1
		外表面涂面漆(调和漆等)	2
2	不含有灰尘且输送空气温度高于 70°C 时	内外表面各涂耐热带漆	2
3	含有粉尘或粉屑的空气	内表面涂防锈底漆	1
		外表面涂防锈底漆	1
		外表面涂面漆	2
4	含有腐蚀性介质的空气	内外表面涂耐酸底漆 内外表面涂耐酸面漆	≥2 ≥2
5	空气净化系统中经过滤器前的送风管及回风管 (薄钢板)	内表面醇酸类底漆	2
		内表面醇酸类面漆	2
		外表面保温管、铁红底漆	2
		外表面非保温管、铁红底漆	1
		外表面非保温管、调和漆	2

3) 保温

如遇下列情况之一时,通风设备和风管应采取保温或防冻等措施。

- ① 所输送空气的温度较高或者所输送空气温度不允许有较显著提高或降低时。
- ② 除尘风管或干式除尘器内有结露可能时。
- ③ 排出的气体在排入大气前有可能被冷却而形成凝结物堵塞或腐蚀风管时。
- ④ 湿法除尘设施或湿式除尘器等有可能冻结时。

8.9.4 均匀送风管道设计

均匀送风管道的计算过程详见相关设计手册。

有时根据使用要求,通风系统的风管需要把等量的空气沿风管侧壁的成排孔口或短管均匀送出,这种送风方式可使送风房间空气分布均匀,而且节约风管材料,制作简单。

要使各侧孔送风量相等,必须保证各侧孔的静压和流量系数相等,而要使出口气流保持垂直,则要求出流角接近 90° 。可采取以下措施。

- ① 送风管断面 F 和孔口具有不同的压力损失,如图8-12(a)、(b)所示。
- ② 孔口面积和孔口流量系数值不变时,可采用锥形风管改变送风管断面,使管内静压基本保持不变,如图8-12(c)所示。
- ③ 送风管断面面积及孔口流量系数值不变时,可根据管内静压变化改变孔口面积,如图8-12(d)、(e)所示。
- ④ 增大送风管断面面积,减小孔口面积,如图8-12(f)所示。试验表明,当孔口面积/送风管断面面积 <0.4 时,始末端出口流速的相对误差在10%以内,可近似认为均匀分布。

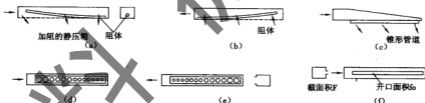


图 8-12 实现均匀送(排)风的方式

第9章 公共建筑暖通空调设计要点

本章讨论公共建筑供暖、通风、空调综合设计问题,单纯的供暖系统设计详见第5章。

9.1 办公类建筑

办公类建筑包括办公楼、商用写字楼、会议中心等。房间功能包括各种办公室、会议室、会客室、业务洽谈等,有些大型写字楼还附设有餐厅、商店、娱乐场所等。

9.1.1 办公楼的空调负荷特点

1. 人员密度

一般办公室人员密度较小,空调负荷小;大会议室人员密度大,负荷较大,但是具有间歇使用的特点。建议各种房间采用的人员密度为:敞开式大办公室 $0.15 \sim 0.2$ 人/ m^2 ;个人办公室每标准间(约为 $3.6 m \times 6 m$) $1 \sim 3$ 人;会议室 $0.3 \sim 0.6$ 人/ m^2 。人员密度的取值应考虑办公场所的使用档次和业务性质,高档办公场所和会议室取较低值,一般办公室和会议室取较高值;机关、事业单位内部办公室取较低值,用于业务洽谈或对外办公、商用办公室取较高值。

2. 人员新风量

办公楼工作人员长期停留在房间,应供给足够的新风。一般办公楼人员新风量应控制在 $20 \sim 30 m^3/(h \cdot \text{人})$,高档写字楼为 $35 \sim 50 m^3/(h \cdot \text{人})$ 。

3. 照明与设备用电量

照明、用电功率密度应按电气设计数据统计,当没有设计数据时,应按现行国家规范执行。表9-1是《建筑照明设计标准》(GB50034—2004)和《公共建筑节能设计标准》(GB50189—2009)的规定值,表中现行值是最高值,目标值是今后几年内要逐渐达到的上限值(下同)。

表9-1 办公场所照明、电器功率密度

单位: W/m^2

房间或场所	照明功率密度	照明功率密度	电器设备 功率密度	可供参考的光源 或灯具
	现行值	目标值		
普通办公室	11	9	20	吊装荧光灯
高档办公室、 设计室	18	15	13	吸顶荧光灯

续表

房间或场所	照明功率密度 现行值	照明功率密度 目标值	电器设备 功率密度	可供参考的光源 或灯具
会议室	11	9	5	吸顶荧光灯或 节能筒灯
业务大厅	13	11	20	吸顶荧光灯或 节能筒灯
文件整理、复印、 发行	11	9	20	吊装荧光灯
档案室	8	7	—	吊装荧光灯

4. 内区和周边区

大型办公建筑平面规模大,存在明显的空调内区和周边区。内区和周边区的负荷特点不同,周边区与室外气象条件密切相关,尤其有大面积玻璃窗的建筑,太阳辐射冷负荷大,朝向、天气的阴晴都将影响这部分负荷的变化,并且一天或一年四季呈周期性变化。

在内区,全年都有人员、灯光、办公设备等散热形成的冷负荷,而且基本上是常年不变的。

9.1.2 办公楼的一般空调系统形式

1. 一般房间

一般办公房间面积较小、房间数量多,使用时间、特点不统一,需要单独调节,因此宜采用风机盘管加新风系统,且适用于温湿度独立控制系统。也可以采用诱导器、辐射顶板加新风系统。如果采用多房间的全空气系统,应选择变风量系统,以保证各房间能够单独调节。尽管变风量系统调节性较强,也不宜把负荷特点差异很大的房间放在同一全空气系统,因为送风量过小会影响空调质量,还会使新风量不满足要求。采用全空气系统时周边区应按朝向不同划分系统。

较大的房间诸如小会议室、接待室等可以采用局部全空气定风量系统或局部机组系统,也可以与其他房间共用风机盘管加新风系统。

采用全空气系统时供暖地区应增设散热器值班供暖系统。

2. 内区房间

同一层平面有可能一部分房间处于内区,另一部分处于周边区,这种情况应分区设空调系统。

多房间的内区优先采用全空气变风量系统,其次是定风量系统。因内区仅限于人体负荷和灯光、设备负荷,变风量系统的风量变化与人员的多少和工作量的大小成正比比例关系,不会造成新风量过小的问题。在冬季全空气系统应充分利用室外新风冷量消除室内冷负荷。

当必须采用风机盘管加新风系统时,冬季、过渡季内区风机盘管的水系统应停止运行,尽量避免冬季供冷水的工况,风机盘管的风机可以照常运行,以强制室内空气流动,保证空调效果。而新风系统应采用变风量运行,以便在冬季和过度季加大新风量以消除冷负荷。

对于北方的大型办公楼,内区房间较多时,应考虑设水环热泵系统。

3. 大面积房间的空调方案

进深或开间尺寸过大的房间,应分内外区处理,处理方法与商场空调相同。内区宜采用全空气定风量系统,外区则优先采用风机盘管系统。新风全部由内区全空气系统供给,在冬季,内区可充分利用室外新风做冷源以消除冷负荷。

4. 特殊房间

办公楼中央空调的运行时间在白天,特殊的房间如计算机中心、程控机房、网络中心等运行时间长或运行班次与大楼不一致的场所,应设独立的风冷机组系统,供暖地区增设散热器供暖系统。

5. 排风系统

有污染物的房间需要设置独立的排风系统,通常排风口位置有两种布置方式:第一种是风口布置在顶棚内,吊顶时需要在吊顶板上开风口,很多情况下是与回风共用风口并共用顶棚上的空间做风道,优点是风道简洁,风口少易协调,缺点是顶棚内电气线路和灯具的发热量几乎全部成为冷负荷。如果采用顶棚内排风,在顶棚下回风,就会将顶棚内的热量直接排出到室外,减少空调负荷,但是这要增加一些风口;第二种是直接顶棚下排风,优点是顶棚内设备和管线不受污染和腐蚀,缺点是风口多,协调较困难。会议室、洽谈室、卫生间需要设排风系统,一般办公房间可不考虑排风。排风量可按换气次数不小于4次/h计算。

9.1.3 其他空调系统

对于小型办公楼,不必设置冷水机房,可采用灵活的空调形式。

1. 风冷式空调机组

风冷式空调机组指的是自带冷机的空气处理机组,是局部全空气空调系统,供暖地区应在周边区设散热器供暖系统,冬季机组停止运行。

2. 风冷式冷水机组空调系统

一般是把风冷式冷水机组设在屋顶,省去了冷水机房。室内常常是风机盘管系统。一般在室内设吊顶新风机组,此时应注意冬季新风机组的防冻问题。同样,在供暖地区也应设周边散热器供暖系统。

3. 空气源热泵空调机组

空气源热泵空调机组包括热泵机组的全空气空调系统和分体式空调机组(制冷剂系统),夏季正常供冷,冬季供热。但在室外气温降到 10°C 以下时,制冷系数会大大降低,低于 5°C 时一般会启动停机保护。因此使用空气源热泵要考虑当地气候条

件的限制。

4. VRV 系统

VRV 即变制冷剂系统 (Variable Refrigerant Volume) 适用于建筑规模不大的办公楼和旧建筑增设空调系统的情况。这种系统管路简单, 节省面积、节能效益明显, 但要单独设新风系统。

9.2 商场暖通空调设计

9.2.1 供暖设计原则

① 商业建筑供暖系统分两种情况, 一种是位于严寒或寒冷地区设有空调系统的商场要设置供暖系统, 这种情况属于全负荷供暖系统; 另一种情况是位于严寒或寒冷地区并设有空调系统的商场, 其周边房间或有外围结构的商场, 宜设置值班供暖系统, 这种系统只担负室内值班温度下的热负荷。

② 采用散热器的供暖系统其管道均为钢管时, 热媒宜使用 $95\text{ }^{\circ}\text{C}/70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 热水; 采用散热器的供暖系统其含有 PEX、PPR 等非金属管道时, 热媒宜使用 $80\text{ }^{\circ}\text{C}/60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 热水; 采用低热水地板辐射散的供暖系统, 其热媒宜使用 $60\text{ }^{\circ}\text{C}/50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 热水。

③ 散热器宜设置在外窗、外墙和门口附近, 距外围护结构 6 m 以外的内区, 不应布置散热器、地板加热盘管等散热设备, 以防内区过热。

④ 系统自动排气阀不宜设在商品货架上; 散热器应选择安全可靠、不易漏水的产品; 为了防止对流热空气影响商品的存放, 散热器不宜设置在商品货架下。

⑤ 大门处宜采用热风幕。

⑥ 条件允许时, 宜采用低温地面辐射供暖, 以期较好地解决在营业厅中难以布置散热设备的问题, 但最好在地面上标出地面内加热盘管的位置、走向, 以防止二次装修时破坏盘管。

⑦ 商场一般为框架结构, 柱间多为通窗, 因此散热器供暖系统宜采用集中立管的水平串联系统, 集中供水立管以每个大房间为一组, 如果集中立管之间有多个房间, 应采用带三通温控调节阀的跨越式水平串联系统。

⑧ 一般商场均设有排风系统, 应考虑补进商场新风的热负荷, 但只考虑正常换气量的负荷, 非经常性排风不予考虑。

⑨ 冬季商场营业场所的室内计算温度不宜过高, 既要满足商场售货员和工作人员舒适要求, 又要考虑到顾客冬季穿着较多的因素, 还要采用适于商品保存的温度。正常供暖的室内计算温度建议参考表 9-2 取值。

表 9-2 冬季商场各种场所的供暖室内计算温度推荐值

场 所	百货营业	生鱼生肉营业	米面副食营业	百货储藏	生鱼生肉储藏	米面副食储藏
室内温度/℃	16	10	12	12	5	10

⑩ 值班供暖的室内计算温度一般可取 5℃。

⑪ 设有自动扶梯或共享空间的商场,热压作用较大,应注意加强主体结构的气密性,并在底层出入口处设置门斗或旋转门等减少冷空气渗入的措施。同时这种空间容易造成上热下冷的现象,在设计时应使系统有竖向调节的措施。

9.2.2 空调设计

1. 商业建筑空调冷负荷的特点

① 商场内区较大,人员多、照明的灯具多,人体散热负荷、新风负荷、照明负荷占冷负荷的绝大部分;内区具有常年不变的冷负荷,而建筑围护结构负荷占比例很小,并且一年四季和一天内各时刻都在变化;商场湿负荷较大,因此热湿比较大。

② 人员密度的取值大小是直接影响到设计冷负荷的重要因素,设计中可参考建筑设计规范分层取值,但是要考虑到大、中、小城市人流密度的区别。大城市商场人员密度可取 0.7~1.2 人/m²;中小城市可取 0.2~0.7 人/m²,一层最大,一层以上或地下层依次递减。人员密度还要考虑经营品种的不同和商业建筑在城区内地理位置的不同。比如服装、百货商场客流较多,工艺品、珠宝首饰、钟表、文教体育用品、精品、高档商品商场客流较少。

③ 空调冷负荷中灯光负荷也占有较大的比例,目前在国家实行建筑节能政策的背景下,所用灯具普遍采用高效、节能型光源,照明功率密度在逐渐减小。设计中应按电气专业提供的照明功率分布统计。当电气设计尚未完成,没有确切数据时,可参考表 9-3 取值。

表 9-3 商场照明、电器设备功率密度

单位: W/m²

房间或场所	照明功率密度	照明功率密度	电器设备 功率密度	可供参考的光源或 灯具
	现行值	目标值		
一般商场营业厅	12	10	13	吸顶荧光灯, 节能筒灯
高档商场营业厅	19	16	13	吸顶荧光灯, 节能筒灯
一般超市营业厅	13	11	13	吸顶荧光灯, 节能筒灯
高档超市营业厅	20	17	13	吸顶荧光灯, 节能筒灯

商场的电器设备主要有冷藏柜、营业用计算机及其他使用插座的设备,不包括自动扶梯、电梯等大型设备。

2. 空调系统的选择

1) 大空间宜首选集中式全空气空调系统

商业建筑空间大,装饰要求高,湿负荷大,室内污染物较多,应首选集中式全空气系统。其优点是:组合式空气处理机组可以有较大的空气去湿和过滤能力,并可以进行多功能调节,满足空调精度要求;过渡季可以充分利用室外新风实现大新风比或全新风运行;不会因冷水管表面结露而污染顶棚和商品;顶棚内的风管道维修量很小。缺点是需要有较规范的机房,占用商场的营业面积。采用全空气系统时可将首层的空调机房放在地下层或二层。

2) 较小的或低标准营业厅可选吊挂式或柜式空调机组

较小的或低标准营业厅当不具备集中空调系统条件时,可采用吊挂式或柜式空调机组,这种系统不设专用机房,可以不占或少占营业面积,也没有管道结露问题。其缺点是:过渡季不能加大新风,空气过滤能力低;一般没有冬季加湿设施。如果采用这种系统,应增设初、中效过滤,机组要配置6~8排盘管。在寒冷地区,全年空调系统应设独立的新风系统,以免冬季直接引入室外新风时冻坏盘管。同上,供暖地区应增设散热器或地板辐射值班供暖系统。

3) 风机盘管的应用

在建筑空间不允许设大尺寸空气管道的情况下,才选择采用风机盘管加新风系统。一般的风机盘管系统有以下缺点,过渡季不能加大新风量以实现节能目的;风机盘管的除湿能力较低,不能满足大量的除湿需要;风机盘管无空气过滤器或只有过滤网,不能满足商场空气的净化需要;风机盘管的制冷量很小,需要台数很多,管理和维修很不方便;冷水管保温不良时会产生结露现象而污染顶棚和商品。当用于客流量少、发湿量小的商场时,可以采用温湿度独立控制的风机盘管系统。

4) 商场的周边区与内区的系统应分开设置

有内区的商场,其周边区与内区的系统应分开设置,以便冬季可以同时实现内区供冷、周边区供热,并且可以充分利用室外空气的自然冷源。

5) 值班供暖系统

寒冷地区和严寒地区应在周边设置值班供暖系统,以在夜间空调系统停止运行时,能够维持一定的室温,同时供暖系统还可以对周边区作补充供热用。

6) 散热器的选用

顶棚净高不超过3m时,可采用平送式散热器;顶棚净高超过3m时应采用可调式散热器,送冷风时采用平送气流,送热风时采用下送气流。

7) 层高较高时宜采用分层空调系统

对于层高较高或上下层有共享空间的房间,宜采用分层空调系统,以保持各层的温度均匀,并符合节能的要求。

3. 空气处理过程及室内计算参数

按照我国采暖通风与空气调节设计规范及有关标准,商场夏季的室温为 $24\sim 28\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 $40\%\sim 65\%$,商场人员多,湿负荷较大,热湿比小,要达到规范要求,应采取全空气一次回风再热系统来处理空气。但是大多数商场的全空气系统都采取露点送风方式,而不设再加热器,目的是为了节能和省去夏季供热设备的运行费用,这就使室内空气状态点右移,湿度偏大,使得大多数商场在夏季都感觉到潮湿。因此,如果采用露点送风方式,就要适当降低室温,以改善室内的热舒适状态,建议室温不超过 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。对于风机盘管系统、吊挂式或柜式机组系统更是无法解决大量除湿和再热问题。

9.2.3 空气净化措施

商业营业厅由于客流量大,室内空气的含尘浓度、浮菌浓度都较高。空调系统应设有初、中效两级过滤,大气尘计数效率分别为:第一级初效过滤效率 $\geq 50\%$,第二级中效过滤效率为 $70\%\sim 90\%$ 。

9.2.4 通风设计

1. 通风形式

商业建筑无论是否设有空调系统,都必须设置通风系统,小商场可以采取自然通风,大中型商场则应设置机械通风系统。一般商场只设机械排风系统,靠门窗渗入补风,对于很密闭的只供暖不空调的场所,除了机械排风系统以外,还要考虑机械送风系统。

2. 通风量

商业建筑通风系统的主要作用是置换空气,其通风量可按换气次数确定,建议一般营业场所换气次数取 1.5 次/小时 ;储藏室换气次数取 0.5 次/小时 。

3. 通风系统

① 营业厅的通风管道和风机一般设在顶棚内,采用低噪音轴流风机或斜流风机,因为不经常使用,所以不必设专用风机房,在顶棚内吊装即可。

② 为了减小噪音和使用灵活,每个营业厅宜酌情分设多个排风系统。

③ 可以在顶棚下设置与排风管道连接的专用排风口,也可以利用顶棚回风,还可以与无回风管道的顶棚风机盘管共用顶棚回风口。排风口的布置原则是与空调的新风口或送风口、回风口协调一致,不能相互影响。

④ 排风系统的排出口不能设在空调新风口的上风侧;与新风口设在同一侧时,应设在新风口的上方。

4. 通风冷(热)负荷

位于地面以上商业建筑内的通风系统通常只是短时间、非定时运行的,因此一般在供暖或空调设计不计入通风负荷。在空调系统设计中包括了正常的新风量和新风

负荷。在供暖设计中,冷风渗入和冷风侵入的热负荷实际上也是新风热负荷,对于供暖建筑,我国还没有关于新风量的规定,因此一般供暖设计不考虑新风负荷。但是,如果商场围护结构过于密闭,除了按实际门窗计算冷风渗透热负荷之外,还应附加一部分通风热负荷,其通风量可参考空调设计中的人员新风量,再扣除自然冷风渗透量。

9.3 餐饮建筑

餐饮类建筑包括中餐厅、西餐厅、火锅餐厅、快餐店、冷饮店、茶座、咖啡厅、酒吧等。这些场所有的是独立建筑,有的附设在旅馆、商场、娱乐中心内。餐饮建筑的供暖设计与商场相类似,以下只讨论空调、通风问题。

中、高档的餐饮建筑或附设于大型建筑内的餐饮、娱乐中心大多采用有集中冷、热源的空调系统。有些分散的小型餐饮建筑采用自带风冷式室外机的分散式空调机,或采用制冷剂系统(VRV),这种情况不在下面的讨论范围。

9.3.1 空调负荷特点

1. 空调冷负荷的变化特点

餐饮类建筑的使用具有很强的时间性,其冷负荷要考虑空调系统的启动负荷,建议在计算负荷基础上乘以1.2的间歇系数作为系统负荷。

2. 空调冷负荷的组成

餐饮建筑空调冷负荷的主要部分是人员负荷、食物冷负荷和新风负荷,建筑围护结构冷负荷相对较小,特别是设在内区房侧或是内区很大的餐厅内。

3. 餐厅的食物负荷

1) 食物冷负荷计算指标

食物发热冷负荷可以人为单位计算。就餐人员平均每人食物冷负荷参考值为:中式菜肴冷负荷43 W/人,其中潜热负荷为24 W/人;西餐菜肴17 W/人,其中潜热负荷为8.5 W/人;酒精煮火锅630 W/人,其中潜热负荷为430 W/人;燃气火锅冷负荷平均为350 W/人,其中潜热冷负荷230 W/人。

2) 餐厅的人员密度

餐厅的人员密度平均为0.5~1.2人/m²,建议西餐、茶座、咖啡厅取0.5~0.6人/m²;高档餐厅、KTV餐厅取0.6~0.8人/m²;集体宴会厅取0.8人/m²;火锅餐厅、快餐店、大众中餐馆取1.0~1.2人/m²。此外,人员密度还应考虑餐厅所在地理位置的繁华程度。

4. 餐厅的照明、电器用电功率

照明、电器用电功率应按电气照明设计提供的数据取值,如没有设计数据,照明和电器功率均可取13 W/m²,按吸顶荧光灯或节能筒灯考虑。

9.3.2 空调系统

1. 空调系统形式

餐厅在大多数情况下宜采用全空气系统,而且最好采用变风量系统,以适应餐厅负荷变化大的特点。而且在供暖地区应增设散热器设备供暖系统。对于面积较大、内区明显的餐厅或有内区房间的楼层,应作空调内、外区的划分。大餐厅的内区宜用全空气系统,外区可用风机盘管系统,内区担负全部新风量。系统设计应考虑过渡季能实行全新风运行。餐饮雅间宜采用风机盘管加新风系统,或采用变风量全空气系统。

厨房是热加工场所,可降低空调标准。当夏季空调室外计算干球温度不超过 30°C 时,建议不设空调系统而采用通风的方法除湿降温。当厨房需要设空调系统时,应设置独立系统或局部空调设备,而不与其他房间共用一个空调系统。厨房宜采用岗位送风的空调方式,即只对操作场所送冷风,或采用风冷式分体空调机组。

2. 空调室内计算参数

餐饮建筑空调负荷中约60%以上是潜热负荷,因此餐厅空调设备应有较大的去湿能力;新风宜处理到室内露点以下,使新风分担室内一部分湿负荷。为了减轻设备的去湿负荷,餐厅温度宜取为 25°C 以下,从而相对湿度可适当增大,一般可定为70%~80%。

3. 建筑总体气流的组织

餐厅室内应为正压状态,附建于其他民用建筑内部的餐厅应保持与污染较轻房间的相对负压状态;厨房、加工间、洗手间应为负压;建筑内部的管理、宿舍、餐厅、厨房、辅助房间等场所应采取不同的正压或负压值,以形成合理的气流通道,其原则是污染较轻的房间气流向污染较重的房间流动。

4. 房间气流组织

餐厅的气流组织及送、回风口要求类似于商场。

9.3.3 通风系统

餐饮建筑大部分房间污染物较多,散发量大,必须设有通风系统。污染程度不同的房间不应采用同一通风系统;补风系统应设在污染较轻的房间或场所;厨房、加工间内由排风系统保持负压。

1. 餐厅内的通风

1) 餐厅内的全面排风

餐厅在有人就餐时食物会散发出气味,应设机械排风系统。餐厅排风系统一般为间歇运行,特别是设有空调系统的餐厅,只有发生较明显的污染或气味时才运行。餐厅的通风换气量不宜小于4次/h,由于是间歇运行,其运行时间的长短以消除污染为原则,所以排风量的大小并不意味着运行能耗的多少。

2) 餐厅内的局部排风

带有烧烤、火锅等项目的餐厅,还应设置局部排风系统。通常应在每个餐桌上设局部排气罩。排气罩的罩口风速不宜小于 1.5 m/s 。当局部排风系统开启时,应停止全面排风系统的运行。

3) 餐厅内的补风

餐厅与室外或厨房、卫生间相比餐厅应保持正压。因此设有空调新风或新风量小于排风量的餐厅应设送风系统,送风量与新风量之和应比排风量大 10% ,由于全面排风系统与局部排风一般不同时运行,因此排风量可按全面排风量和局部排风量中的最大值确定;与相邻的非餐饮且污染较轻的空调房间相比餐厅应保持负压,在气密条件相同的情况下其单位容积送风量小于相邻空调房间的单位容积新风量 10% 左右为宜,以防止餐厅的气味窜入非餐饮用途的房间。

2. 餐饮雅间的通风

雅间的通风可以多房间共用一个集中排风系统,但同一系统的房间不可过多,排风口一般设在顶棚。还可以各房间设带止回阀的排气扇,共用排风管道。排风量可按 $4\sim 6\text{次/h}$ 换气次数确定。雅间一般不设补风系统。

3. 厨房通风

1) 灶台局部排风

灶具排风是厨房排风的主要部分。灶台排气罩的排风量按本书8.5.2节计算。当采用成品排气罩时,可按产品技术说明书提供的风量进行房间的风量平衡计算。灶台排风一般用离心风机,以获得较大的风压来克服管道阻力,排风机安装在室外墙上或在屋顶上。

2) 全面排风

厨房应设置全面的排风系统,当灶台不使用时,开启全面排风系统,使厨房能保持一定的负压,防止厨房空气窜入邻近的房间,同时保持厨房空气的清新。全面排风量可按 $30\sim 50\text{次/小时}$ 换气次数计算,详见本书8.5.2节。当灶台局部排风系统开启时,全面排风系统应停止运行。全面排风可采用轴流风机或斜流风机。

3) 机械补风系统

厨房还应设有机械补风系统,补风是为了防止由灶具排风造成过度负压。补风量应小于排风量,以保持一定的负压,一般为排风量的 $80\%\sim 90\%$ 。当厨房有岗位直流式空调送风时,补风量应扣除空调送风量。当灶台停止工作时,应停止机械补风,因此机械补风系统宜与灶具排风机进行连锁控制。送、排风机可以用轴流风机或斜流风机,也可以用离心风机。

9.4 综合体育场馆的暖通空调设计

体育场馆按功能不同可分为多功能(综合性)场馆、单一功能场馆两种。多功能

体育馆的比赛大厅既可进行多种体育项目比赛又可进行文体表演或举行大型集会等公共活动。多功能体育馆内除比赛大厅外,还设有练习馆、各种器械健身房、放映厅、游戏室、商店以及咖啡厅、酒吧等;单一功能体育馆是指专门项目的比赛场馆。

暖通空调设施的配置情况与当地室外气象参数及体育馆的标准等级相关。北方地区应设置值班供暖系统和空调、通风系统或值班供暖加热风供暖系统,南方非供暖地区设置空调、通风系统或只设置通风系统。

本节将主要针对比赛场馆的比赛大厅进行讨论,其他场所可参考商业、办公、餐饮、娱乐场所的有关论述。对于商业性休闲、健身类场馆也可参考本节内容设计。

9.4.1 综合体育场馆空调的特点

① 体育建筑容积大多在 $10\,000\text{ m}^3$ 以上,顶棚高度在 10 m 以上,是典型的高大空间建筑。顶部空气温度高,空调系统送、回风量,排风量也大。

② 室内热湿负荷大,主要是照明和人员负荷。观众席人员密度可按 $1.0\text{ 人}/\text{m}^2$ 考虑;比赛区、裁判区、运动员休息区人员按比赛规则确定;照明、电器用电功率密度按电器设计数据取值。

③ 新风量和新风负荷大。

④ 比赛大厅在冬季空场预热时需送热风,满场时一年四季需要送冷风,春秋季节可利用 100% 的新风。

⑤ 观众区和比赛区的负荷及空调参数不同。观众区只需保证舒适性条件,比赛区则要满足体育项目对温度、湿度和风速的要求。

9.4.2 室内空调设计参数

1. 温度、湿度、风速

对于比赛地的空调设计参数,建议按表 9-4 确定。

表 9-4 比赛场地空调室内计算参数

季节	温度/ $^{\circ}\text{C}$	相对湿度/ $\%$	风速/ (m/s)	备注
夏季	26~28	55~65	0.1~0.5	乒乓球、羽毛球比赛要求风速为 $0.1\sim 0.15\text{ m}/\text{s}$
冬季	16~18	35~55	0.1~0.2	

以上数据不适用于游泳馆空调。观众席和工作人员活动区及辅助房间,按一般舒适性空调考虑。

2. 新风量和换气次数

根据国内外同类建筑空调情况和暖通空调设计规范,新风量可取 $30\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$,空调新风比在 30% 左右。换气次数宜为 $5\sim 6$ 次/小时。

9.4.3 空调系统形式与划分

① 比赛区和观众席宜分设空调系统,可设两个以上系统,均应采用一次回风全空气系统。

② 练习室、休息室、办公室等辅助房间可采用整体式空调机、小型全空气系统或风机盘管加新风系统,按舒适性空调设计。

③ 空调系统应适应排风量大和新风变化大的特点,宜采用双风机组或设风道排风机的系统,新风口和管道应能调节新风比直到100%新风运行。

④ 空调系统的划分原则是:保证达到空气温、湿度和风速以及噪声标准要求;符合经济运行、节能的要求;便于管理,运行维护简便;空调系统不宜过大,便于施工和调节;运行参数要求和负荷特点相同的区域或房间可划为同一系统。

⑤ 不同部位应设有独立的排风系统,比赛大厅上部应设置自然排风或机械排风设施,用以排除大量的余热。

9.4.4 空调机房的布置

① 空调机房的布置应力求管理方便、占地面积小、管道布置经济合理。

② 空调机房一般应设在地下室或底层远离比赛区的房间,并应采取隔振和消声措施。

9.4.5 比赛大厅的气流组织设计

比赛大厅气流组织要力求做到温度场和速度场均匀,观众席无吹风感,尽量形成迎面风而避免脑后风;观众看台上部和下部的温差不能太大,一般不应超过 2°C ;赛区的风速、温度、湿度、噪声控制要满足比赛项目的要求;气流组织应做到变化自如、调节灵活。气流的总体分布是大厅上部空间(一般为距地面 3m 以上)作为高速射流区,下部为回流区,观众席和比赛区均处于回流区。

比赛大厅常用的气流组织形式有上送下回、侧送下回、下送上回方式。这几种送风方式各有优缺点,目前采用最多的是喷口侧送下回式,其次是上送下回式,最为节能也是最具研究和推广价值的是下送上回式。

1. 上送下回式

送风口安装在比赛大厅顶部,回风口设在座位台阶下或比赛场的侧壁上,如图9-1所示。其优点是送风均匀。缺点是送风管道多,布置难度较大,送风部位高,空调空间大,需要处理的空气量和负荷多,能耗量大。但这种方式气流组织合理、温度和风速均匀,因此仍是常用的气流组织形式。上送下回式常用的回风口有地面格栅、蘑菇风口、百叶风口等。送风口有散流器、喷口、旋流风口、孔板、条缝风口等。

1) 散流器上送风

观众看台的上部和下部有较大的高差,观众席顶部的散流器的送风速度各区域

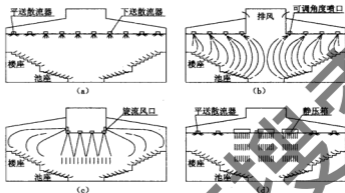


图 9-1 上送下回方式剖面图

(a) 散流器上送; (b) 喷口上送; (c) 旋流风口上送; (d) 孔板或条缝上送

应有所区别,宜采用可调式散流器,观众席高区风口调为平送式,观众席低区风口调为下送式;冬季送热风时,会由于热气流的升力造成下部送风不到位使得观众席上热下冷,可适当多布置些散流器,冬季时关闭一部分送风口以提高下送风流速,另外冬季应将观众席所有的散流器调成不同角度的下送型。散流器上送风适用于送风高度为 3~4 m 的场地。

2) 喷口上送风

在顶棚上设置不同角度的喷口,以不同角度向不同部位用不同的风速和风量送风。为了在冬季克服热空气的上升,可采用三种方法之一或两种方法相结合:第一是采用可调角度的喷口,冬季加大向下送风的角度;第二是加大送风量,这要多消耗输送用电;第三是多布置喷口,冬季关闭一部分以增大送风速度。以上三项措施要满足场地风速的要求。

3) 旋流风口上送风

将旋流风口布置在比赛区和观众区顶棚,比赛区采用可调型的旋流风口,当进行小球比赛时,关闭旋流风口或调成散流型风口。观众区和比赛区分两个或多个区域送风系统。

采用旋流风口的优点是送风速度快,空气卷吸量大,能形成较大的回流区;缺点是噪声较大,不适用于噪声控制标准高的场所。

4) 孔板或条缝上送风

孔板或条缝上送风一般用于比赛场地风速要求较高的场馆,例如乒乓球、羽毛球赛区。一般是空调送风进入顶棚或顶棚静压箱,由条缝或孔板向下送风,下回风或侧下回风,风速控制效果较好,但是上部管路的冷热量损失较大。

5) 侧送下回

一般是将送风口均匀布置在四周侧墙上部或顶部网架周边,由四周向场中心送风,对于椭圆形场馆可在短轴方向设置送风口,长轴方向少设或不设送风口。当场馆顶部有环状造型侧面时,也可将送风口设在该侧面,向四周观众席送风。侧送下回方式能减少空调空间,利于节能,又不影响顶部灯光的布置。其缺点是有较大的噪声,回流区风速均匀程度较差。

回风口均设在座位下台阶的侧壁处和赛场边。侧送下回方式如图 9-2 所示,送风口可用喷口或用百叶风口。

(1) 喷口侧送风

喷口侧送式在比赛大厅应用较广泛。喷口宜采用出风角度可调型的,冬季向下一定角度送风,夏季向上或水平送风。喷口送风方式射程长,空气卷吸量大,送风温差大(一般为 $8\sim 12\text{ }^{\circ}\text{C}$),因此送风量比上送风方式可减少约 $25\%\sim 30\%$,运行费用低,送风管路短,这种方式很适用于大中型体育场馆。

喷口侧送方式的缺点是场地的风速控制较为困难,用单一的喷口送风会使部分场地超过风速要求。可采用以下一种方法来改进气流组织效果。

① 分设远程和近程两种喷口,一般比赛下使用远程喷口送风,当比赛要求低风速时远程和近程喷口同时送风,以降低出流风速。

② 在赛场边的顶棚处增设上送风口,如孔板、散流器、旋流风口等,并采用下回风方式。当需要实现低风速时,将上送风口打开,以减少喷口侧送的射程。

③ 调节喷口开启的个数或减少总送风量,以缩短送风射程,一般情况下只开启部分喷口送风使射程较长,当有低风速要求时开启全部送风口,缩短射程。

喷口侧送冷风时射流轴线向下弯曲,送热风时射流轴线向上弯曲。为了在冬季克服热空气的上升,宜采用可调角度的喷口。

(2) 百叶风口侧送风

在侧墙设百叶风口由四周向中心送风,或在顶棚环形造型侧壁上设百叶风口由中间向四周侧送风。百叶风口的叶片角度可调,能适应冬夏季不同的要求。夏季水平送风,冬季风口叶片角向下 $15^{\circ}\sim 30^{\circ}$ 送风。由于噪声控制的需要,百叶风口送风速度一般不能超过 6 m/s 。

2. 下送上回式

下送上回式是把送风口设在观众席地面或坐椅上,回风口设在顶棚上,其特点如下。

① 节能效果明显,空调区只送新风,诱导室内空气与其混合,且混合后的空气温度夏季比上送风要高,冬季比上送风要低。室内余热从建筑物上部排除,避免了灯光和屋顶等上部空调负荷进入工作区,使空调负荷大为减少,空气处理设备也相应



图 9-2 侧送下回方式剖面图

减小。

- ② 空气直接送至空调区,新风量充足,观众区温度和速度均匀。
- ③ 送风口形式较复杂,数量多,清理工作量大。如果采用坐椅送风一次投资较多。
- ④ 地面送风口易起灰尘。
- ⑤ 送风口处会给人带来吹冷风的感觉,因此要求考虑送风速度低,送风温差小,建议送风速度不大于 2 m/s ,送风温差为 $1\sim 3\text{ }^{\circ}\text{C}$,送风诱导比取 $1:2$ 为宜。

图 9-3 是坐椅下送风口的剖面图。



图 9-3 坐椅下送风口

9.4.6 回风与排风

比赛场馆应设有独立的排风系统,为了便于排热,一般排风口设在赛场上部。回风口的设置对气流组织的均匀性有一定影响。上送下回方式的回风口宜均布在观众席台阶侧壁和比赛场边上;侧送下回方式回风口应分设在观众区后部、前部和中部以及赛场边,其回风量应能够调节,当夏季送冷风时,应能加大后部回风量,一般观众区后部回风口担负 70% 回风量,以使观众区上下温差减小,冬季送热风时应能加大前部回风量,保证热风能达到人逗留区。下送方式回风和排风均设在上部。

9.4.7 热回收装置

体育建筑中,顶部排热量很大,应进行热回收。可利用的回收装置有板翅式热交换器、转轮式热交换器、热管式热交换器和热回收环系统等,使用方法见第 11 章。体育场馆潜热负荷大,应尽量采用全热回收方式。

9.5 游泳馆

9.5.1 游泳馆暖通空调设计特点

1. 功能概况

比赛用游泳馆内主要空间有池厅和运动员活动区,池厅内包括池区和观众席。池区内一般设有一个 $50\text{ m}\times 21\text{ m}$ 的标准泳池和 $23\text{ m}\times 21\text{ m}$ 的跳水池、跳水台。对于单纯训练性游泳馆则没有观众席。游泳池的池水温度一般在 $24\sim 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。游泳馆的通风、空调系统应以除湿为主要任务,兼顾温度和风速的控制。

2. 空调负荷的特点

池区内的冷负荷中湿负荷大,显热负荷小。围护结构温差传热很小,通过窗户进入的太阳辐射热,有一部分被池水所吸收,只有部分形成冷负荷。休闲类池厅内的人

员密度约为 $0.2 \sim 0.3$ 人/ m^2 ，其中约 70% 人员在水中，这部分人散出的显热被水吸收，只有呼吸散发的潜热形成冷负荷；比赛用游泳池每条泳道可按 2 人计算，运动员在水中的时间很短可以忽略，因此运动员和裁判的人体散热量应全部计入冷负荷。观众席人员密度可按 1.0 人/ m^2 考虑。游泳池水面及部分湿地面散出水汽形成潜热冷负荷，但同时吸收空气的显热量而不增加负荷总量。灯光散热量中约有 30% 以对流方式进入空气成为冷负荷，70% 的辐射热量中投射到水面的部分为水所吸收，投射到墙、地等的热量，当壁面温度高于空气温度时可通过对流形成冷负荷。

观众席和运动员活动区的负荷特点与一般比赛场馆相似。

3. 空调室内计算参数

池区冬、夏季空气计算参数基本相同，空气计算温度比水温高 $1 \sim 2$ $^{\circ}\text{C}$ ；相对湿度不大于 75%；距地面 2.4 m 以下的空间和跳水运动员活动区内的空气流速为 $0.15 \sim 0.3$ m/s。

观众席区域内的空气温度和相对湿度在夏季与池区相同。在冬季空气温度为 $20 \sim 24$ $^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度为 45%~65%，气流速度为 $0.2 \sim 0.25$ m/s。

4. 暖通空调设施

供暖、通风、空调系统的设计方案应根据当地室外气象参数及游泳馆的标准要求来决定。设有空调通风系统的游泳馆，应设有值班供暖。对于不设空调而只考虑供暖、通风的游泳池，夏季通风系统的功能是除湿和提供新鲜空气，冬季除解决除湿问题和提供新鲜空气外，还应进行热风供暖，供暖系统担负值班供暖热负荷。供暖及通风系统适用一般训练或休闲类游泳馆，不适用于正式比赛游泳馆。

9.5.2 供暖系统

在供暖地区应设置冬季供暖系统，由于游泳馆的特殊性，大部分非供暖地区的游泳馆也需要设供暖系统。供暖方式大体上有三种。

1. 散热器热水供暖

散热器热水供暖安装、维修方便，造价较低，对于大量通风的场所显得供热量有限。散热器和管道应考虑抗腐蚀性，宜采用铸铁柱型散热器。散热器位置宜放在窗下，并且设散热器罩，以免烫伤皮肤。其供水温度不超过 95 $^{\circ}\text{C}$ 。

2. 热风供暖

送风温度一般不超过 45 $^{\circ}\text{C}$ ，热风供暖应兼作通风系统，并可以加湿或除湿，供暖效果较好，但运行能耗大，噪音较大。

3. 低温地板辐射供暖

在运动员活动区、休息区、通道、观众席地面埋设加热盘管，供水温度不超过 60 $^{\circ}\text{C}$ 。低温地板辐射供暖舒适性好，节能效果好，但供热量有限。

不设空调系统的游泳馆大多数采用散热器热水供暖和热风供暖相结合的方式，散热器担负围护结构的热负荷或担负少部分通风负荷，热风系统担负部分或全部通

风负荷。最为合理的是低温地板辐射供暖与热风供暖相结合,这样可以做到舒适、节能而且美观。一般地区设有空调系统的游泳馆也应设供暖系统,供暖系统可作为空调系统的补充热量,在供暖地区还可作为值班供暖。

9.5.3 池厅内空调通风设计

本节只讨论池厅的设计,其他房间可参照一般体育场馆和洗浴、娱乐场所设计。

1. 池厅的除湿方法

池厅内的冷负荷中潜热占有绝大部分,应对观众席及池区以外的其他活动区域采取除湿措施。常用的除湿方法有冷却除湿法和通风除湿法。

1) 冷却除湿

冷却除湿可以用除湿机进行,也可以用空调机组系统进行。除湿机在对空气除湿以后,利用冷凝器再加热空气,能使空气再升温。如果用常规空调系统进行冷却除湿,由于池厅的热湿比很小,必须采用再加热的空气处理方法才有可能达到室内温、湿度的控制要求。在实际工程中应视具体情况来确定用哪一种方法更合理。

2) 通风除湿

通风除湿法具有节省制冷量和再加热的优点。冬季室外空气湿度较低,直接用新风就可以除湿。夏季或过渡季在室外含湿量比室内含湿量小 1 g/kg 以上时,也可以采用通风方法进行除湿,其通风量可根据室内的散湿量及室内外含湿量差来计算。

2. 除湿方案的选择

当夏季室外干球温度(湿度)低于室内温、湿度时,池区和观众区都可采用通风方法除湿降温,此时可以不设空调系统。在过度季和冬季,我国各类地区都可采用通风的方法除湿而不必采用冷却方法。

当夏季室外湿度低于室内湿度,但干球温度经常高于室内时,单纯的通风不能保证观众区和人员活动区的温度,此时池区内仍采取通风除湿,观众席和池外活动区应采取通风与冷却除湿两种方法共同处理室内空气,除湿设备可用除湿机、除湿机空调系统或常规空调系统。冷却除湿系统的冷却能力应能消除室内显热冷负荷、新风显热冷负荷和部分湿负荷,而用通风系统可消除一部分室内余湿,当室外温度下降时,逐渐增大通风量,直到全部采用通风除湿。

当室外干球温度和湿度均比室内高时,就不能采用通风方法除湿,而必须采用冷却方法。为避免除湿后的再加热损失,宜采取除湿机空调系统而不宜采用常规空调系统。除湿机空调系统可利用冷凝器旁通风量调节阀来调节送风温度,同时配有加热器,以便冬季送热风供暖。

一般比赛用池区冬夏季均采用通风方法除湿(冬季送热风),只要气流组织设计合理,池区的冷(热)负荷不会影响到观众席。

2. 池厅的通风、空调系统

1) 池厅通风、空调系统方案

池厅内的通风、空调主要是为游泳者创造舒适条件,在有观众看台的大中型游泳馆中,还应兼顾观众席的舒适要求。池区与观众区热湿负荷的特点不同,要求的空气参数也不同,而且必须确保处理池水的气味和含有氯气的蒸汽单独排除而不进入观众席和池外人员活动区。因此必须各自进行独立的气流组织,分设两个以上空调、通风系统。

池区通风的任务是使水面的水蒸气和气味迅速排除,为了不使池厅的水汽窜入其他房间,池厅相对于其他房间要保持负压,通向其他房间的通道应设空气幕;由于池水处理后有污染物存在,池区的通风应采用直流式系统而不能使用循环空气。

冬季或过渡季观众区的温度低于池区温度,在分别设置通风、空调系统的同时应注意防止观众区空气自然下降到池区。

根据气象参数的分布情况,我国北方大部分地区应采用通风系统加除湿机的方案,除湿机可以根据室外参数采取间歇运行或连续运行,南方地区则应设置除湿机空调系统或常规空调系统。空调系统的主要任务是降温 and 除湿,同时还要兼有通风换气功能,并且应满足全新风运行要求。在冬季,通风系统和空调系统担负除湿、换气和供暖任务。

2) 独立排风系统的设置

当池厅内通风系统的排风口不在顶部,或由空调系统兼做通风系统时,应在顶部设独立的排风系统,以备需要时间歇排风。

3) 池厅内空调、通风的气流组织

(1) 无观众席的池厅

无观众席的池厅一般情况如图9-4所示。供暖系统可以是值班供暖,也可以是正常供暖。送风系统可以是单纯通风功能,也可以是热风供暖或是空调系统。图中(a)为异侧送回风,若采用空调系统这种形式可以实现分层空调,减少供冷量,但是不利于水蒸气的排除,池区周边下风侧的除湿效果不佳。图中(b)为上送下回式,由于池区周边均有送风,除湿效果比较均匀,但是如果采用空调系统,较前一种形式耗冷量大。无论哪一种形式,池区上部都应设置排风设施,或是补充排风,或是正常排风。

无观众席的池厅一般是训练场所或休闲性场所,主要考虑解决池区的热湿环境,因此以上两种形式都能满足要求。

(2) 比赛用池厅

比赛用池厅的池区应采用下送风上排风方式,观众席的气流组织可分为以下几种。

① 上送下回(排)式:送风口布置在上部,分不同角度、不同风量向各区域送风,排风口或回风口在下部分区域设置,形成池区和观众区两个或多个独立的空调区或

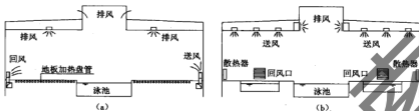


图 9-4 供暖、通风系统剖面图

(a) 通风加地板辐射; (b) 通风加散热器供暖

通风区。回风口可设在台阶侧面或排椅下,如图 9-5(a)所示。这种方式观众区气流组织效果较好,池区效果不理想,原因是部分区域的空气流动方向不利于排除水蒸气。

② 下送上回(排)式:排风口或回风口布置在上部,送风口在下部分区域设置,仍然分设池区和观众区两个或多个空调区或通风区。送风口可分别设在排椅下和池边或窗下,如图 9-5(b)所示。这种方式新风直接送到观众席或水面附近,送风温差减小,节能效果明显,气流组织效果也较好。

③ 侧送和下送相结合:在观众区采用侧送下回风,回风口设在座位下面。在池区采取下送上排式,形成上升空气风幕,阻止池区潮湿空气进入观众区,同时池区的水蒸气也能被顺利排除,图 9-5(c)所示。比赛性的游泳池宜采用这种方式。

④ 就地送风方式:就地送风方式是把送风口布置在需要送风的部位,把新鲜空气直接送入所需地点,就地控制风速,排风口可以相对集中布置。此方式适用于商业休闲性游泳池。

4) 池厅内的通风量计算

(1) 观众区和运动员活动区的通风量

观众区的通(送)风量计算与其他体育场馆相同,换气次数宜为 5~6 次/h;池外人员活动区的通风量可按换气次数 2~4 次/h 计算。通风量应满足每人 30 m³/h 的新风量。观众席的回风、排风量的总和与送风量可保持相等,池厅内的负压值由池区



图 9-5 池厅气流组织剖面图

(a) 上送下回式; (b) 下送上回式; (c) 侧送下回风幕

通风系统保持。

(2) 池区的通风量

游泳池水面的蒸发水分可由下式计算：

$$W=0.0075(0.0152v_w+0.0178)(P_w-P_i)F_w \quad (9-1)$$

式中 W ——水面产生的水蒸气量, kg/h;

v_w ——水面上的风速, m/s;

P_w ——水表面温度下的饱和空气水蒸气分压力, Pa;

P_i ——室内空气的饱和水蒸气分压力, Pa;

F_w ——游泳池水面面积, m^2 。

游泳池通风量按下式计算：

$$L_v = \frac{W}{\rho \Delta d} \quad (9-2)$$

式中 L_v ——通风量, m^3/h ;

Δd ——室内外空气含湿量之差, kg/kg;

ρ ——空气密度, kg/ m^3 。

为保持一定的负压, 建议池区的排风量为送风量的 105%~110%, 视围护结构的密闭程度而定。通风量的调节应满足人员必需的最小新风量。

(3) 辅助房间的通风、空调系统

附属房间的通风、空调系统的设置原则与一般比赛场馆相似。更衣室、浴室、厕所等房间应设置独立的通风系统, 更衣室的排风口宜设在较低处以利于排除气味; 各房间的排风量不宜低于 10 次/h 的换气次数。

以上房间当门窗自然通风条件较好的, 可以自然补风, 否则应设机械补风系统, 补风量控制在排风量的 80%~90% 之内。

3. 热回收措施

游泳池通风、空调系统排出的空气绝大部分不能循环使用, 因此应采取热回收措施。热回收方法与综合体育场馆相同。

9.6 旅馆建筑

旅馆建筑大多称为酒店或宾馆。一般上部以客房为主, 下部为公共房间, 如接待大厅、商务中心、会议室、餐厅、歌舞厅、健身房、游泳池等。本节内容只讨论客房、保龄球馆、歌舞厅(多功能厅)和 KTV 房间, 其他场所参考餐饮、商场、办公、体育等建筑进行设计。

9.6.1 客房空调设计

1. 客房空调负荷特点

1) 客房室内冷负荷

现行建筑节能标准对墙体、外窗的保温性能和气密性及窗墙比有强制性规定, 因

此新建建筑的围护结构冷(热)负荷已大大减小,设计中不应再按过去的冷、热负荷指标去套用;人体冷负荷按“极轻”劳动计算,每一标准间按两人计;新建旅馆照明用电应按电气设计取值或参考现行建筑节能标准取值,见表 9-5 中的现行值;每一标准间一台电视,可按 80 W 计。对于贵宾间可参考标准间取值。

表 9-5 旅馆建筑照明功率密度

房间或场所	照明功率密度		电器设备 功率密度	可供参考的光源或 灯具
	现行值	目标值		
普通客房	15	13	20	节能筒灯
高档客房	15	13	13	节能筒灯
中餐厅	13	11	13	微顶荧光灯
多功能厅	18	15	5	格栅荧光灯或 节能筒灯
客房走廊	5	4	0	节能筒灯
门厅	15	13	0	格栅荧光灯或 节能筒灯

2) 客房新风负荷

新风量标准按每人 $30 \sim 45 \text{ m}^3/\text{h}$ 计,亦即每一标准间 $60 \sim 90 \text{ m}^3/\text{h}$ 。视房间气密程度和旅馆等级而定。

3) 总负荷特点

一般情况下,客房的入住率在 $40\% \sim 80\%$ 之间,不住客人的房间空调设备就会停止供冷或供热,(一般新风系统不停止送风),因此即使在设计工况下,客房部分的实际冷负荷通常也只有设计负荷的 $60\% \sim 85\%$ 。但是为了满足入住率 100% 的情况,设计中还是要按计算负荷选择制冷设备。客房空调运行冷负荷的明显特点就是不稳定。

2. 客房的空调方式

1) 空调方式和风机盘管的位置

客房适合采用风机盘管加新风系统,可以单独调节,噪声较低。在标准间,风机盘管的最佳安装位置在进门过道顶棚内,采用侧送上回气流组织形式,既不影响美观,又能节省客房顶棚的成本和空间,也方便了管道的连接。对于套间客房,外间没有过道可利用,风机盘管的安装位置有两种,一是在吊顶内,二是在外窗或外墙下(立式)。标准客房的空调设备布置如图 9-6 所示。

2) 新风供给方式

客房的新风供给方式有以下三种。

(1) 由门窗渗入供给

这种方式不能保证新风的温度、湿度和新风量的大小,也不能保证新风的洁净。

更不能保证房间的正压值。因此只适用于次要房间或工作间。

(2) 由外墙洞引入风机盘管

这种方式能保证新风量的大小,但不能控制新风的温、湿度,一般不宜采用。

(3) 独立新风系统

由专用设备集中处理新风,通过新风管道送入房间。这种方式能独立控制新风的温度、湿度和风量的大小,是应用最多的方式。根据送风位置的不同,又可分为三种情况。

① 新风口与风机盘管出风口并行送出,对于吊顶内的风机盘管则是将新风送入风机盘管的出风管,新风与风机盘管处理后的出风混合,如图 9-6(a)所示。

② 新风送至风机盘管的吸入端,与室内空气混合后再由风机盘管处理,如图 9-6(b)所示。新风和回风混合使进入风机盘管的空气温度降低,进而使风机盘管的制冷能力有所降低;风机盘管停止运行后,新风从后面吹出,过滤网上的灰尘会被吹入房间,此方法不宜采用。

③ 新风独立送至房间,风机盘管布置在外窗下,如图 9-6(c)所示。这种方式适用于设用管道井的情况,其空气处理过程与第一种方式相同。

以上三种送风方式的冬夏季况分析详见第 3 章。

3. 水系统形式

风机盘管水系统主要有两种布置形式,即水平系统和垂直系统。

1) 水平式布置

每层有独立的供、回水水平干管,这种方式便于客房分层管理。但水平干管占顶层棚内的空间,管道交叉多。

2) 垂直式布置

所有水管都设于卫生间管道井内,每个房间只连接支水管,吊顶净高容易控制。此做法与给排水管道共用管道井,基本不用增加面积,在客房的下部或上部设管道层(设备层、技术层),这也是与给排水系统共用的。

4. 新风的系统布置与划分

客房新风系统也有两种布置形式:水平系统和垂直系统。

1) 水平系统

每层设有水平送风干管和新风支管,有利于客房分层管理,特别是客人入住率不高时,可以关闭某一层或停止该层的新风机组。

2) 垂直式系统

新风立管也可设在管道井内。这一系统明显的缺点是不利于分层控制。

3) 新风系统的划分

新风系统不宜过大,供给新风的楼层数不可过多。应按楼层垂直分区,系统的大小(楼层多少)应按旅馆规模大小划分,建议除只有单层客房外,按层数的 25%~50%划分系统。当入住率较低时,可以分区运行新风机组。

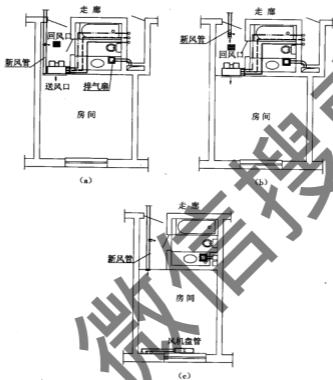


图 9-6 客房空调设备布置平面图

5. 新风机房的布置

新风机房的布置应本着既减少风道长度,又尽量集中布置、少占面积的原则,比如可以上下两个系统合用一个新风机房,也可以利用设备层或屋顶,还可以利用次要房间或走廊的吊顶。机房设计应采取减振和消声措施。

9.1.6.2 卫生间排风系统设计

1. 客房卫生间

1) 排风方式

客房卫生间一般有以下两种排风方式。

① 卫生间装设带止回阀的排气扇,屋顶设有引风机,排气扇通过排风竖井与屋顶风机连接并连锁运行。当该竖井中所连锁的排气风扇有一台工作时,屋顶风机就工作;当所有排气风扇都停止使用时,屋顶风机也停机。排气竖井保持负压状态,能

避免各楼层之间的相互窜气,适用于标准较高的宾馆客房。但是系统初投资高,维修、管理工作量大。

② 屋顶上不装引风机,在每个卫生间的排风口处设有带止回阀的排气扇,通过排风竖井排至室外。排风竖井受气候影响较大,有时会发生倒流现象,适合于一般宾馆。

2) 排风量及风速

排风量可按人员指标计算,取每人 $25 \sim 40 \text{ m}^3/\text{h}$;或按换气次数计算,取 $5 \sim 8$ 次/h。排风量要比新风量少 20% 左右。卫生间排风口风速取 $3 \sim 4 \text{ m/s}$;设有屋顶风机时竖向风道风速取 $1.0 \sim 1.5 \text{ m/s}$,有屋顶风机时竖向风道风速取 $4 \sim 6 \text{ m/s}$,总风量的同时使用系数取 $0.5 \sim 0.8$,客房数量多的取小值。

2. 公共卫生间

旅馆公共卫生间一般是通过竖井自然排风或机械排风。排风量可按换气次数计算,一般可取 $5 \sim 10$ 次/h,竖井风量为各卫生间风量之和。采用自然排风时顶棚设带止回阀的通风器,排风口风速取 $0.5 \sim 1.0 \text{ m/s}$,竖井内风速取 $1.0 \sim 1.5 \text{ m/s}$;采用机械排风时,屋顶设排风机,卫生间设风口和调节阀、止回阀,排风口风速取 $3 \sim 4 \text{ m/s}$,竖井内风速取 $3.5 \sim 4.5 \text{ m/s}$ 。

9.6.3 歌舞厅空调设计

1. 歌舞厅的功能特点

- ① 营业性的歌厅,一般可容纳数十人就座,设有小舞台和化妆室。
- ② 舞厅除具备歌厅的设施外,中部还设有舞池。
- ③ KTV 厅和包间是利用电视做卡拉 OK 的场所。目前一般分为两种房间:面积较小的 KTV 包间,一般为一到两间房;面积较大的 KTV 厅,集歌、舞、卡拉 OK 为一体。

2. 歌舞厅的空调负荷特点

- ① 歌舞厅的使用具有很强的时间性,空调系统要考虑启动负荷,建议将计算负荷乘以 1.2 的间歇系数作为系统负荷。
- ② 空调冷负荷的主要部分是人员负荷、照明和新风负荷,建筑围护结构冷负荷相对较小,特别是设在内区的或是内区很大的歌舞厅。
- ③ 歌厅、KTV 厅、KTV 包间的人员密度可取 $0.5 \text{ 人}/\text{m}^2$,舞厅取 $0.35 \text{ 人}/\text{m}^2$,歌舞厅取 $0.25 \text{ 人}/\text{m}^2$ 。
- ④ 歌舞厅照明用电功率密度目前尚无统一标准,应按电气照明设计图提供的数据取值,如没有具体数据,可参考表 9-6 中多功能厅取值。
- ⑤ 歌舞厅用电设备较多,包括镭射灯、音响、视频设备等,设备用电量应按设备技术数据确定。

3. 空调室内计算参数

歌舞厅空调室内计算参数可参考表 9-6 确定。

表 9-6 歌舞厅空调室内计算参数推荐值

场所	季节	温度/ ℃	相对湿度/ (%)	限定风速/ (m/s)	新风量/ (m ³ /h·人)	含尘浓度限值 (/mg/m ³)
歌(音乐)厅	夏季	26	65	0.25	0	0.15
	冬季	20	40	0.20		
舞厅	夏季	25	60	0.35	5	0.15
	冬季	20	40	0.25		
KTV 厅	夏季	26	65	0.25	0	0.15
	冬季	20	40	0.20		

4. 空调系统

歌舞大厅宜采用低速单风道全空气空调系统,以适应大负荷、大换气量的特点。采用全空气空调系统时,空调机组可以用功能组合式,也可以采用集中冷热水源的柜式空调机以及自带压缩机的水冷式或风冷式分散机组,分散机组由于运行灵活且管路阻力小而有利于节能和节省安装空间。

对于 KTV 包间宜选用风机盘管加新风系统。

5. 通风系统

歌舞厅是人群集体活动的场所,必须补送新风并排烟排尘,以减少空气中 CO₂ 含量和降低空气含尘浓度。

1) 新风的送入

采用全空气空调系统时,新风由空调系统提供,并根据气候情况和人员多少进行变新风量运行;当采用风机盘管系统时新风由独立的新风系统提供。当房间有足够的可开启外窗或外门时,新风一般可以正常送入,当围护结构不具备自然渗出条件时,新风送入房间的同时必须启动机械排风系统。

2) 排风系统

歌舞厅必须有排风设施,一方面要保证新风的送入,另一方面需要经常排除气味和烟尘。大厅和包间应分别设排风系统,包间内各设低噪音排风机或排气扇,用管道连接各房间,然后集中、半集中排出到室外,如果排风管路较长,排风管道出口处还应设总排风阀。

3) 排风量

歌舞厅的排风量可采用换气次数法计算,一般换气次数不低于 4 次/h。

9.6.4 洗浴、桑拿场所暖通空调设计

洗浴、桑拿场所暖通空调系统适用方案如表 9-7 所示。

1. 洗浴、桑拿、蒸汽浴房间

冷热水浴、桑拿浴、蒸汽浴房间室内空气要求温度高,在夏季一般可以不供冷,系

统的主要任务是通风,在过渡季和冬季这些房间设备系统的任务是通风和供暖。所以此类房间不设空调系统而采用通风加散热器或地板辐射供暖方式更为合理,散热器或地板供暖系统担负冬季基本热负荷,通风系统送热风担负自身通风热负荷,或者通风系统冬季转为热风供暖,散热器或地板供暖系统担负冬季值班供暖。

冷热水浴、桑拿浴、蒸汽浴房间空气潮湿,为防止发生触电事故,不应在房间内安装风机盘管、分散式机组等使用电源的末端装置。对于适合采用风机盘管系统的较小洗浴、桑拿间,应将风机盘管安装在该房间之外相对干燥的房间内(见图9-7)。此时风机盘管应采用高静压型,送回风管道的阻力要与风机盘管的机外余压相匹配,新风可与风机盘管出风一并送入房间。

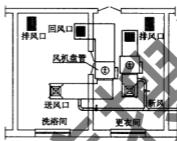


图9-7 洗浴间风机盘管布置平面图

全年使用空调系统的洗浴、桑拿、蒸汽浴房间,其水系统应该相对独立,以便夏季能切断冷水。在供暖地区还应设冬季值班供暖系统。

表9-7 洗浴、桑拿场所暖通空调系统方案

场所	方案1	方案2	推荐方案	夏季运行	冬季、过渡季运行	说明
洗浴大厅	送排风加热水供暖系统	排风加全空气空调系统	方案1	变风量通风	变风量通风,热风或热水供暖	方案2在供暖地区加值班供暖
洗浴小间	送排风加热水供暖系统	送排风、新风加风机盘管系统	方案1	连续或间歇通风	连续或间歇通风、热水供暖	风机盘管应在其他无水房间
桑拿小间	送排风加热水供暖系统	送排风、无供暖空调系统	方案1	连续或间歇通风	连续或间歇通风、热水供暖	
蒸汽浴间	送排风加热水供暖系统	送排风、无供暖空调系统	方案1	连续或间歇通风	连续或间歇通风、热水供暖	
更衣间	送排风加全空气空调系统	送排风、新风加风机盘管系统	大房间用方案1,小房间用方案2	间歇通风、空调	间歇通风、空调	方案1在供暖地区加值班供暖

续表

场所	方案1	方案2	推荐方案	夏季运行	冬季、过渡季运行	说明
休息间	送排风加全空气空调系统	送排风、新风加风机盘管系统	大房间用方案1, 小房间用方案2	间歇通风、空调	间歇通风、空调	方案1在供暖地区加值班供暖
健身房	送排风加全空气空调系统	送排风、新风加风机盘管系统	方案1, 方案2	间歇通风、空调	间歇通风、空调	方案1在供暖地区加值班供暖

2. 休息室、更衣室、美发室空调系统

一般的休息室、更衣室、美发室宜采用卧式或立式风机盘管加新风系统。对于大厅也可以采用局部全空气系统,空调机组可以采用组合式、整体落地式或吊顶式,空调机组应设在机房内,以减小噪音。在供暖地区,采用全空气系统时应增设散热器或地板辐射值班供暖系统。

3. 通风系统

① 洗浴、桑拿场所的通风系统十分重要。洗浴间、桑拿间、蒸汽浴间与休息、更衣等房间应各自分设独立的送、排风系统。洗浴、桑拿、蒸汽浴间采用集中通风系统时,其送、排风机应采用变频调速风机,在客流量低于设计值时应采取变风量运行。

② 桑拿浴、蒸汽浴室、冷热小浴室一般较为封闭,需要同时设排风系统和补风系统,其排风量应比补风量和空调新风量之和大约10%以上,使房间保持负压,机械补风冬季应送热风。小房间内应各设低噪音排风机或排气扇,用管道连接各房间,然后集中、半集中排出到室外,如果排风管路较长,排风管道出口处还应设总排风机。小房间有足够的渗入缝隙或孔洞时可不设机械补风系统,但如果由外窗、外门渗入补风就要由供暖系统来担负冬季通风热负荷。各小房间排风口应设止回阀,以防止排风系统倒流。

③ 休息室、更衣室等房间,当空调新风量超过4次/h换气次数时,可只设排风系统,其排风量按4次/h换气次数计算,排风量应比空调新风量小10%,使房间保持正压;当空调新风量不足4次/h换气次数时,应同时设排风系统和补风系统,排风量按4次/h换气次数计算,且排风量应比空调新风量与补风量之和小10%。

4. 空调、通风室内计算参数

洗浴、桑拿场所空调、通风室内计算参数可参考表9-8确定。

表 9-8 洗浴、桑拿场所空调、通风室内计算参数推荐值

场所	季节	温度 /℃	相对湿度 /(%)	风速 /(m/s)	新风量 /(m ³ /h·人)	排风换气次数 /(次/h)	含尘浓度 /(mg/m ³)
水浴间	夏季	30	≤70	≤0.25	0	≥10	≤0.15
	冬季	24	≤70	≤0.20			
桑拿间	夏季	30	≤70	≤0.35	0	≥10	≤0.15
	冬季	24	≤70	≤0.25			
蒸汽浴间	夏季	30	≤70	≤0.25	0	≥10	≤0.15
	冬季	24	≤70	≤0.15			
更衣间	夏季	28	≤65	≤0.25	0	≥4	≤0.25
	冬季	24	≥40	≤0.25			
休息间	夏季	26	≤60	≤0.25	0	≥4	≤0.15
	冬季	22	≥40	≤0.25			
美发间	夏季	26	≤60	≤0.15	0	≥4	≤0.25
	冬季	22	≥50	≤0.15			
健身房	夏季	25	≤60	≤0.25	0	≥4	≤0.15
	冬季	20	≥40	≤0.25			

9.6.5 保龄球馆

1. 功能特点

保龄球馆内球道和自动置瓶机系统、球床总长约为25~26 m;球员坐席区长2.7~3.6 m。保龄球馆场地大,运动员、工作人员集中在球员席,观众集中在观众席,球道部分有大面积的无人区域。

2. 暖通空调系统特点

① 通常情况下,保龄球场地宜选用全空气空调系统。冷负荷中主要是人体散热负荷,潜热负荷的比例较大,要求空调系统的空气处理设备应具有较强的去湿能力。

② 保龄球馆只需在投球线后运动员区(投球区、运动员坐席)和观众席设置空调系统,场地内其他区域不需空调。空调系统的新风量宜取30~50 m³/(h·人),且应大于排风量,保龄球馆应保持正压。

③ 应在置瓶机室设排风系统,用以排除设备发热量。为保持正压,回风量与排风量之和应取送风量的85%~90%;排风量可取新风量的70%~80%;机械室的排风换气次数宜控制在8~10次/h。

④ 在供暖地区,如果保龄球场地的非空调区及置瓶机室外有外墙外窗或屋面,应

设置散热器供暖系统,保证在冬季能维持 5°C 以上的室内温度。

3. 空调负荷的特点

① 保龄球馆的空调冷负荷主要是人员负荷。一般窗户面积很小,故太阳辐射引起的冷负荷很少。坐席区的人员密度约为 $0.7\text{人}/\text{m}^2$ 。

② 在投篮区一般不设灯光,球员活动区的灯光负荷不大;球员坐席区灯光功率密度可取 $20\sim 30\text{W}/\text{m}^2$;观众席灯光密度为 $20\sim 60\text{W}/\text{m}^2$ 。

③ 球道区不需空调,应将这些区域内围护结构及灯光热量的 $15\%\sim 30\%$ 计入空调负荷。球道区的灯光功率的密度可取 $30\sim 40\text{W}/\text{m}^2$ 。

9.7 医院建筑暖通空调设计

9.7.1 医院暖通空调设计特点

1. 室内设计参数及负荷

患病人员服装穿着较少,室内温度较高;患者健康状况差,空气洁净要求较高;医院暖通空调室内计算参数如表 9-9 所示,医院照明用电功率密度如表 9-10 所示。医院人员新风量大,冬季室内计算温度较高,因此冬、夏季空调负荷都比较大。

表 9-9 医院暖通空调室内计算参数推荐值

场所	季节	供暖室内温度/ $^{\circ}\text{C}$	通风换气次数/(次/h)	空调			新风量/ $(\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人})$
				干球温度/ $^{\circ}\text{C}$	相对湿度/(%)	风速/(m/s)	
诊室	夏季		2	27	≤ 60	≤ 0.25	0
	冬季	20	2	22	≥ 40	≤ 0.20	
候诊室	夏季		2	27	≤ 60	≤ 0.35	0
	冬季	18	2	22	≥ 40	≤ 0.25	
手术室	夏季		4	27	$45\sim 60$	≤ 0.25	5
	冬季	24	4	24	$45\sim 60$	≤ 0.15	
内科病房	夏季		2	27	≤ 60	≤ 0.25	5
	冬季	20	2	22	≥ 40	≤ 0.25	
普外病房	夏季		2	27	≤ 60	≤ 0.25	5
	冬季	20	2	22	≥ 40	≤ 0.25	
传染病房	夏季		2	27	≤ 60	≤ 0.15	5
	冬季	20	2	22	≥ 40	≤ 0.15	

续表

场所	季节	供暖室内 温度/℃	通风换气次 数/(次/h)	空 调			
				干球温度 /℃	相对湿度 /(%)	风 速 (m/s)	新风量/(m ³ /h·人)
ICU病房	夏季		≥2	27	50~60	≤0.15	5
	冬季	22	≥2	24	50~60	≤0.15	
分娩室	夏季		6	27	50~60	≤0.25	5
	冬季	24	6	24	50~60	≤0.15	
婴儿室	夏季		2	27	50~60	≤0.25	5
	冬季	22	2	25	50~60	≤0.15	
试验室	夏季		2	27	45~55	≤0.25	C
	冬季	18	2	22	45~55	≤0.20	
药房	夏季		1	26	40~50	≤0.25	0
	冬季	18	1	22	40~50	≤0.20	
动物室	夏季		2	27	40~60	≤0.25	动物需求 情况
	冬季	18	2	22	40~60	≤0.20	
办公室	夏季		1	27	≤60	≤0.25	0
	冬季	18	1	22	≥40	≤0.20	
病人厕所	夏季						
	冬季	18					

表 9-10 医院建筑照明、电功率密度

单位: W/m²

房间或场所	照明功率密度现行值	照明功率密度目标值	可供参考的光源或灯具
治疗室、门诊室	11	9	吊装荧光灯
化验室	18	15	吊装荧光灯
手术室	30	25	吸顶荧光灯、无影灯
候诊室、挂号厅	8	7	吸顶荧光灯或节能筒灯
病房	6	5	吊装荧光灯
护士站	11	9	吊装荧光灯
药房	20	17	吊装荧光灯
重症监护室	11	9	吊装荧光灯

2. 气流流向控制严格

为防止不同病区、不同场所之间交叉感染,需利用通风技术排除有害气体,控制气流流向,并通过控制各房间正压值的大小来控制细菌蔓延。医院通风和空调系统各处的送、排风量应严格控制。

3. 通风、空调系统分区严格

不同病区或手术室、ICU 病房等特殊场所应分区设通风、空调系统,以防病菌通过管路系统蔓延。

4. 特殊场所的洁净要求

无菌手术室、无菌 ICU 病房对空气的洁净度要求较高,应设洁净空调系统。

9.7.2 无菌手术室和无菌病房的洁净空调设计

1. 洁净空调的特点

① 细菌和病毒附着在尘粒上形成细菌粒子,采用空气净化技术过滤掉空气中的尘粒就可除掉微生物粒子。因此,无菌手术室和无菌病房的洁净控制与工业洁净室净化方法相同。

② 无菌手术室和无菌病房的空调系统实质上是舒适空调,对温、湿度有一定的要求,但为了尽快将污染物排出室外,需要较大的送回风量,所以其送风温差比普通空调小得多。

③ 随着洁净等级的不同,所需的换气量差别很大。

④ 为了保持室内的正压值,所需的新风量也比普通空调大。

2. 系统设计

① 洁净空调方案取决于无菌房间的洁净度要求,应根据医院提供的洁净度级别按第 4 章所述方法确定方案并进行设计计算。方案应与洁净等级相适应,不可盲目提高设计标准,以免造成不必要的成本提高和能源的浪费。

② 每台空调机负担的手术室或病房的间数不宜过多,一般以不超过 3 间为好,系统划分的依据是房间的使用性质、级别、使用时间相同。大系统运行能耗大,使用不够灵活,而使系统易失调。

③ 为保持无菌环境,无菌手术室应设有值班风机以维持无手术时的室内正压值。

④ 送风速度:水平层流断面最大风速 0.5 m/s ;垂直层流断面最大风速 0.35 m/s ,由于末端过滤器阻力变化较大,风机宜采用变频调速电机驱动。

⑤ 在达到相同洁净级别的前提下,如果过滤器效率降低一级就可能增加换气次数 10 次/h 以上,大大增加运行能耗,因此应尽量使用高效率过滤器。

3. 医护人员的人身净化

人身的净化设施就是洁净室的第一道措施。涉及空调、通风的人身净化措施包括:更衣换鞋、风淋室、气闸室。

1) 更衣室的净化空调

更衣室空调系统除保持温、湿度外,还应送入部分洁净空气,即新风和送风要经过高效过滤。更衣室相对于室外应为正压,相对于无菌手术室应为负压。

2) 风淋室

风淋室是工厂生产的定型设备,装在洁净室的入口处,通过高速喷射洁净空气吹扫服装及外露人体表面的附着物,同时起到洁净区与非洁净区的分隔作用。

3) 气闸室

气闸室用来分隔更衣室和洁净室,单独的气闸室用于人身净化要求不高的场合,起分隔作用。与风淋室同时设置时用于高级别洁净室,此时气闸室设在靠近洁净室一侧。气闸室内的正压值应小于洁净区而大于非洁净区。

我国洁净技术要求:2级洁净室应设气闸室和风淋室;3~4级洁净室应设风淋室;5级洁净室应设气闸室;6级洁净室可设气闸室。

无菌病房洁净等级如果为4~5级,可只设气闸室作为必要隔离措施。

9.8 影剧院

9.8.1 影剧院室内计算参数

由于影剧院内人员停留时间较短,因此室内计算参数相对一般民用建筑要求较宽松一些。可根据影剧院的等级要求参照表9-11确定计算参数。

表 9-11 影剧院暖通空调室内计算参数

部 位	季 节	供暖室内暖通换气次数		空 调			
		度/°C	数/(次/h)	干球温度/°C	相对湿度/(%)	风速/(m/s)	新风量/(m ³ /h·人)
观众厅	夏 季		2	27~28	55~70	≤0.5	5~35
	冬 季	18	2	18~20	≥40	≤0.30	
舞 台	夏 季		2	27~28	55~70	≤0.5	0~15
	冬 季	20	2	20~22	≥30	≤0.3	

9.8.2 影剧院空调负荷的特点

①影剧院一般是间断使用或集中在部分时间使用。观众厅演出时间每场只有1~3h,一般空调系统需要在演出前进行预冷,即在观众入场前,空调系统提前开始运行,将室温降低到设计室温以下几度,利用围护结构的蓄冷能力,抵消观众入场后出现的高峰负荷,从而可减少空调机和制冷设备的容量。如果演出时间经常超过4

h, 那么就不宜用预冷的办法减小空调、制冷设备的容量。

② 影剧院观众厅、休息厅人员密集, 人体湿负荷大, 需要降低室内温度, 以减少潜热负荷, 加大热湿比, 尽量减少再热量。观众厅人员密度可按 $0.5 \text{ 人}/\text{m}^2$ 考虑。

③ 影剧院观众厅主要空调负荷是人体散热负荷和灯光散热负荷, 特别是周围有附属房间时, 冬季由于室内人体、照明等发热量大, 有可能不需送热风而需送冷风甚至需要制冷。

④ 观众厅照明负荷比较小, 每平方米约 $5 \sim 10 \text{ W}$ 。对于电影院, 由于开灯时间很短, 观众厅照明散热可以忽略不计; 舞台照明负荷较大, 每个剧座灯光配备功率相差很大, 应根据实际配备情况统计, 没有确切数据时可参照表 9-11 确定。舞台灯光同时使用的灯具很少, 同时使用系数如表 9-12 所示。如果在灯光附近设排风装置, 该处灯光负荷可减少计 $40\% \sim 60\%$ 。灯具冷负荷可按下式计算:

$$Q_c = 1000 n_1 n_2 n_3 N C_{LQ} \quad (9-3)$$

式中 Q_c ——灯具散热形成的冷负荷, W ;

N ——灯具所需功率, kW ;

n_1 ——同时使用系数(见表 9-12);

n_2 ——灯罩隔热系数(见表 9-12);

n_3 ——考虑对流散热部分有可能不进入工作区的分配系数, 面光、耳光、天排灯、顶光、侧光、追光灯(在工作区以上)取 0.5 , 地排光、脚光、流光、柱光灯取 1.0 。

C_{LQ} ——灯具散热冷负荷系数, 如表 9-13 所示。

表 9-12 剧场舞台照明功率及灯具同时使用系数和隔热系数

灯光种类	面光	耳光	顶光	侧光	追光	柱光	天排灯	地排灯	脚光	流光
数量/盏	30	16	30	8	2	10	40	40	6	8
每盏功率/ kW	2	2	2	2	1	2	1	1	1	2
总容量/ kW	60	32	60	16	2	20	40	40	6	16
n_1	0.5	0.5	0.6	0.6	0.5	0.6	0.8	0.8	1	1
n_2	0.6	0.5	0.65	0.5	0.6	0.65	1	1	1	0.5

⑤ 观众厅地面前低后高, 冬夏季室内温度分布也是前低后高。在垂直方向上下部温度低, 上部温度高, 一定程度上减轻了夏季冷负荷。

⑥ 观众厅、休息厅人员密集, 新风负荷大, 可达空调总冷负荷的 30% 左右。

表 9-13 剧场舞台灯具散热负荷系数

开灯总小时数/h	开灯后小时数/h			
	1	2	3	4
1	0.41	0.19	0.06	0.05
2	0.42	0.60	0.24	0.10
3	0.42	0.60	0.65	0.20
4	0.42	0.61	0.66	0.70

9.8.3 影剧院空调系统的设计原则

① 电影院、剧场建筑规模大、换气量大,宜采用全空气空调系统,室内参数要求不高或有条件限制时也可采用独立式空调机组系统或大型风机盘管加新风空调系统。

② 观众厅与舞台应分设空调系统,以适应不同的空气参数要求。

③ 观众厅前部和后部宜分系统或分区,以适应气流组织的需要或上座率的变化。当观众上座率减少时,可停止一个系统或部分区域。同样,楼上或楼下也应分系统或分区。观众厅空调系统应作好消声和隔振处理,使噪声不超过允许标准。

④ 舞台冬季空调温度应偏高一些,并应有良好的可调性,以适应夏戏冬演或相反的特点。化妆室可与舞台为同一系统。

⑤ 休息厅、接待室、门厅等房间可为一个空调系统。这一系统使用时间和参数与观众厅系统不同。

⑥ 影剧院空调系统风量天,送回风管道长,系统空气阻力大,新风量大,排风量也大,且需要全年新风量变化,因此宜采用双风机系统。

⑦ 空气平衡原则:舞台与观众厅的正压值应相同,避免在台口出现明显的气流,舞台与观众厅的正压值为 $5\sim 10\text{ Pa}$ 为宜,一般回风量与排风量之和比送风量小 $0.5\sim 1$ 次/h换气次数即可。门厅、休息厅人员停留短暂,其室内压力应低于观众厅,高于室外,使空气合理流动。

⑧ 舞台空间高大,在外墙部位应有防止冬季下降冷气流的措施,可安装散热器或增设气流夹墙等。舞台与观众厅连通处,应设热风幕,以阻挡舞台冬季冷气流进入观众厅。

9.8.4 观众厅的气流组织

1. 上送下回式

上送下回式气流组织如图9-8所示。气流组织形式在送冷风时气流分布和观众厅温度分布都比较均匀;可以采用较大的送风温差,减少总送风量;地面不易起尘;在建筑装饰方面容易处理。但由于采用全室空调,空调负荷大,空调造价和运行费用较高;在冬季送热风时,垂直温度梯度大,上热下冷现象严重。

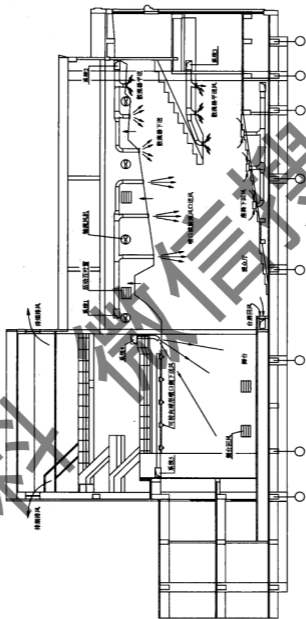


图 9-8 影剧院通风空调气流组织剖面图

上送下回式常用的送风口有散流器、喷口、格栅或百叶送风口、旋流送风口等。常用的回风口有格栅风口、百叶风口、网式风口或蘑菇形回风口等。观众厅后部楼座上空或楼下后部座椅的空间高度比较低,应采用平送型散流器,楼座上净空较高处应采用下送散流器或可调双层百叶风口。观众厅前部为高大空间,宜采用可调喷口或可调旋流风口送风,以增大向下的射程。

2. 喷口纵向平送下回式

如图9-9所示,在观众厅后部墙面上部或顶棚下装风口,水平方向(或有一定倾角)向前送风,在后墙下部或楼座侧面回风。喷口送出高速射流诱导周围空气,轴心风速与轴心温差逐渐衰减。观众处于回流区,温度场和速度场较均匀。喷口构造简单,送风射流射程远,气流混合过程长,可用较大的送风速度和较大的送风温差。与上送风下回风系统比较,送风量可以减少25%~30%,大大减少工程成本。此方式的缺点是喷口送风噪声较大,不适用于高标准影剧院。

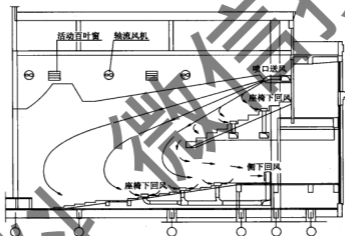


图9-9 观众厅喷口纵向平送下回式剖面图

3. 侧送下回式

图9-10是侧送下回气流组织。采用百叶送风口、格栅送风口等从侧墙上部送风,在同侧下部回风。工作区处于回流区,气流分布比较均匀,风管布置简单。为了避免前排大空间送风气流将上部大量散热带入工作区,应将侧送风口的高度降低到距地面3~4m以内,形成分层空调的气流组织形式。

4. 下送上回式

如图9-11所示,由地面风口或座椅风口送风,由中部或上部回风,经处理的空气直接送入观众区,吸收热、湿负荷后再进入上部,部分作为回风,另一部分作为排风排

出室外。设计中注意尽量使向室外排风的风口高于空调回风口，将屋顶、上部侧墙及部分照明发热由排风带走，达到节能的目的。

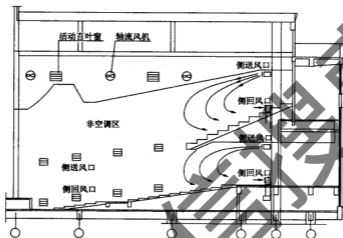


图 9-10 观众厅侧送下回式剖面图

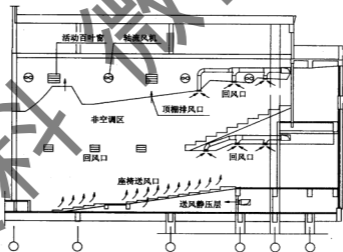


图 9-11 观众厅下送上回剖面图

5. 前送风后回风

在舞台两侧或台唇下用大面积格栅送风口或百叶风口送风,在楼座后部上、下回风。这种形式送风口集中,系统简捷,节能效果较好。但当格栅送风量大,风速高时容易产生噪声。

9.8.5 舞台气流组织

剧场舞台空间高大,幕布重叠,布景繁多,构造复杂,灯具发热量大而不稳定,冬季高大空间耗热量大,冷气流下降。因此,舞台气流组织及风管风口布置有很多困难。

1. 天桥下侧送回风

如图9-8中系统5所示,两侧第一道天桥下安装球形旋转风口向舞台中部送风,风口布置在二、三道幕布之间,回风口设在侧台下部。这种形式风管布置方便,但每次表演之前要调整球形风口的送风方向,以免吹动幕布。

2. 在前天桥向表演区送风

如图9-8中系统4所示,在前天桥内设送风管,直接向表演区送风。送风管应有方便的打开和关断装置,在闭幕时及时关闭或停止空调运行,以免吹动大幕。回风可设在侧台。这种形式的缺点是闭幕时不能使用空调。

3. 耳光室送风

把送风口布置在耳光室下部,向舞台送风。这种布置送风管与舞台工艺不发生矛盾。但仍然有与大幕的开闭相协调的问题。

9.8.6 影剧院的通风

影剧院无论是设散热器供暖系统还是空调系统,都必须设有完善的通风系统。各部位的排烟系统均可兼作排风系统。

1. 观众厅排风

观众厅在空调期间需要排除上部及顶棚内的热空气,顶棚可设百叶风口,在顶棚内的侧墙上或屋顶上设排风口,利用室内正压排风,另设屋顶风机或侧墙轴流风机,以备排风量不足时使用,一般屋顶风机或轴流风机不经常开启,以免风机噪声影响演出。顶棚内的排风量可按 $1\sim 3\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 计算。

观众厅采用双风机全空气空调系统时,回风机后的排风口的用途一般是作为过渡季加大新风量和调节室内正压值,但如果采用上回风式气流组织,则可利用该排风口为室内排风,但顶棚内仍需单独设排风装置。

2. 面光室排风

观众厅顶棚上的面光室灯具发热量大,需设机械排风系统,换气次数为 $20\sim 30$ 次/h,面光室顶棚开孔,由观众厅补风。

3. 舞台排风

舞台上部应设自然排风或机械排风。在屋顶或侧墙设排风窗或排风机。平时送

冷风时排除舞台上部的热空气。自然排风窗应设电动开启装置,同时设置手动开启装置。排风量不应小于4次/h换气次数。

4. 放映室排风

放映室光源功率大,发热量大,使用弧光灯时,会产生废气。因此应设排风系统并使房间保持负压。一般可在放映室屋顶安装排风机,排风量可按下列数值确定:弧光灯放映机 $700 \text{ m}^3/(\text{台} \cdot \text{h})$,氙灯放映机 $600 \text{ m}^3/(3\text{kW} \cdot \text{h})$ 或 $800 \text{ m}^3/(5\text{kW} \cdot \text{h})$ 。放映室总排风量不应小于15次/h换气次数。放映室的整流器室也应设排风系统,排风量不应小于10次/h换气次数。

5. 其他房间排风

卫生间排风量可按20~40次/h换气次数计算。排风方式和风速控制同旅馆公共卫生间。

第 10 章 通风、空调系统防火与建筑防、排烟设计

10.1 建筑防火的有关概念

10.1.1 建筑防火设计的任务

建筑防火设计是建筑设计中重要的组成部分,建筑防火设计由建筑、暖通空调、给排水、电气各专业配合完成。建筑专业设计的任务是火灾的预防、控制和人员的安全疏散,包括材料的使用、防火分隔、疏散方案等。消防给水的设计任务是制定迅速有效的灭火措施,包括消防给水系统和其他灭火系统。暖通空调专业设计的任务有两方面:一是阻止火灾通过暖通空调系统的管路蔓延,包括材料的使用、阻火设施等;二是控制烟气的流动,包括:排除烟气以使人员能够顺利疏散和施救;防止烟气扩散到非火灾区域,确保重要的疏散通道和避难场所不受烟气的侵入。电气专业设计的任务是:防止电气火灾的发生,包括导线材料的使用、导线和电气设备的过载保护等;火灾报警系统、疏散指示和疏散照明设计;消防电源和消防设备联动系统设计。

建筑防火的设计依据是《建筑防火设计规范》(GB50016—2006)(简称“建规”)和《高层民用建筑设计防火规范》(GB50045-99)(简称“高规”)。

10.1.2 防火分区与防烟分区

防火分区是在建筑内部用防火分隔设施形成的局部空间,能在一定时间内防止火灾向其他区域蔓延,分隔物可以是不燃墙体、防火隔断物、防火门、防火卷帘或防火水幕。防烟分区是在建筑内部顶板、顶棚下采用具有挡烟功能的构配件进行分隔的具有一定蓄烟能力的空间,挡烟构配件可用突出的梁替代或设置固定或活动的专用挡烟垂壁,挡烟设施突出顶面的高度不小于 0.5 m。

10.1.3 防烟楼梯间、消防电梯间、避难层

建筑内要采取防烟措施。防烟楼梯间是带有防烟前室的全封闭楼梯间,在底层直通室外,是人员唯一的垂直安全疏散通道,一般每层有两部;消防电梯是带防烟前室的电梯,是消防队员进行火灾扑救的专用垂直运输工具,发生火灾时电梯迫降归底,一般人员不能使用;楼房总高度超过 100 m 的建筑物还设有避难层或避难间,供

不能及时疏散到室外的人员作临时避难场所。

10.2 通风、空调系统的防火措施

① 空气中含有易燃、易爆物质的房间,其送、排风系统应采用防爆型通风设备,当送风机设在单独隔开的通风机房内且送风干管上设有止回阀时,可采用普通型通风设备,其空气不应循环使用。

② 空调和通风系统,横向应按每个防火分区设置,竖向不宜超过5层。当必须超过5层时,分层支风管应设有防止倒流入本层的设施,高层建筑的垂直风管应设在管井内。

③ 有爆炸危险的场所,其送、排风管道不得穿越防火分隔墙,空调、通风管道在建筑物入口处应设防火阀;场所内的通风设备应选用防爆型产品。

④ 处理有燃烧和爆炸危险粉尘的通风系统,不得采用产生火花的除尘器,对于遇水可能爆炸的粉尘,不能使用湿式除尘器;除尘器和排风机应单独设置并且宜按单一粉尘分组设置;干式除尘器和过滤器宜布置在独立的建筑中;除尘器、过滤器和管道均应有泄压装置,过滤器应布置在负压段上。

⑤ 处理有爆炸或燃烧危险气体、蒸汽或粉尘的排风管应采用金属管道,直接排到室外安全处,不得暗设,管道应有防静电接地措施;排风设备不应设在地下、半地下室。

⑥ 输送超过 80°C 的气体及易燃碎屑的管道,与可燃物或难燃物之间的距离不应小于 150mm ,或采用不小于 50mm 厚的不燃材料隔热,表面温度较高的管道在上方。

⑦ 通风、空调下列位置的风管上应设防火阀:穿越防火分区处、穿越通风或空调机房及重要房间及火灾危险性大的房间隔墙和楼板处、变形缝两侧、垂直风管与每层水平管分支处的水平管上(上下层在一个防火分区时除外)。

⑧ 防火阀应设在靠近防火分隔处,除有特殊规定之外,防火阀的动作温度应为 70°C ,防火阀两侧 2m 范围内的保温材料应是不燃材料。

⑨ 厨房、宿舍、厕所等的垂直排风管道,应采取防止回流的措施或在支管上设置防火阀。

⑩ 空调和通风系统的管道应采用不燃材料制作,但接触腐蚀性介质的风管和柔性接头,可采用难燃材料制作。

⑪ 管道和设备的保温材料、消声材料和粘结剂应为不燃材料或难燃材料。

⑫ 风管内设有电加热器时,风机应与加热器连锁,电加热器前后 800mm 范围内的风管和穿越火源等容易起火部位的管道,均必须采用不燃材料保温。

10.3 建筑防、排烟措施

建筑防、排烟设计分两方面,一是人员密集场所和疏散走道的排烟措施,在火灾发生时,要及时排除烟气,使人员能够顺利疏散或消防人员能够顺利施救;二是竖向疏散通道和避难场所的防烟措施,在火灾发生时,使烟气不会侵入这些场所,或保证不影响疏散和消防工作。

10.3.1 排烟设施

建筑排烟措施包括机械排烟方式和可开启外窗的自然排烟方式。自然排烟是最可靠也是最经济的方式,因此应创造条件尽量采取这种方式。

1. 应设排烟设施的部位

① 根据规范可以不设机械加压送风但必须设排烟设施的防烟楼梯间及前室、消防电梯前室和合用前室。

② 丙类厂房中面积大于 300 m^2 的地上房间、人员较多的丙类厂房和高度大于 32 m 的高层厂房内长度大于 20 m 的内走廊、任一层建筑面积大于 5000 m^2 的丁类厂房。

③ 占地面积大于 1000 m^2 的丙类仓库。

④ 一般民用建筑中建筑面积大于 300 m^2 、一类高层和高度超过 32 m 的二类高层建筑中建筑面积大于 100 m^2 ,且经常有人停留或可燃物较多的地上房间。

⑤ 公共建筑中长度大于 20 m 的内走廊、建筑内部的中庭。

⑥ 设在 $1\sim 3$ 层且建筑面积大于 200 m^2 或设在4层及4层以上或地下室、半地下室的歌舞娱乐放映游艺场所。

⑦ 一般民用建筑总面积大于 200 m^2 或一个房间面积大于 50 m^2 且经常有人停留或可燃物较多的地下、半地下建筑或地下、半地下室;高层建筑中经常有人停留或可燃物较多的地下室。

⑧ 除丙类厂房、公共建筑之外的单、多层建筑中地上长度大于 40 m 的疏散走道。

2. 自然排烟

① 应设排烟设施且有自然排烟条件的房间应优先采用自然排烟方式。

② 除一类高层建筑和高度超过 100 m 的居住建筑外,靠外墙的防烟楼梯间、前室、消防电梯前室、合用前室宜采用自然排烟方式。

③ 高层建筑内的中庭高度小于 12 m 和内走廊长度不超过 60 m 时宜采用自然排烟方式。

④ 采用自然排烟方式的场所,其排烟口最小面积为:防烟楼梯间前室、消防电梯前室不小于 2.0 m^2 ,合用前室不小于 3.0 m^2 ;有外窗的防烟楼梯间,每5层可开启外

窗的总面积不小于 2.0 m^2 ；多层建筑的中庭、剧场舞台不小于地面面积的5%；高层建筑中高度小于 12 m 的中庭不小于地面面积的5%；其他场所不小于其建筑面积的2%。

⑤ 自然排烟口宜设在外墙或屋顶上，并有方便开启的装置，排烟口距该防烟分区内最远点的水平距离不超过 30 m 。

3. 机械排烟

1) 下列情况应设置机械排烟设施

① 应设排烟设施而不具备自然排烟条件的部位应采用机械排烟方式。

② 一类高层建筑和高度超过 32 m 的二类高层建筑内高度大于 12 m 的中庭。

③ 内走廊长度超过 20 m 且无直接自然通风或虽有自然通风但长度超过 60 m 。

④ 总面积超过 200 m^2 或单个房间面积超过 50 m^2 时没有开窗条件且经常有人停留或可燃物较多的地下室。

⑤ 面积超过 100 m^2 且经常有人停留或可燃物较多的地上无窗或只有固定窗的房间。

2) 机械排烟系统

设置机械排烟的房间净高度小于等于 6 m 时应划分防烟分区，每个防烟分区的面积不宜超过 500 m^2 ，防烟分区不应穿越防火分区；房间的机械排烟系统宜按防火分区设置，走道的机械排烟系统宜竖向布置，垂直排烟管道穿越防火分区时宜设在管道井内，排烟管道穿越防火分区时应设排烟防火阀。机械排烟系统与通风、空调系统宜分开设置，如合并使用时，必须采取可靠的防火安全措施，并应符合排烟系统要求。

3) 系统排烟量

一般民用建筑机械排烟系统的排烟量不应小于表10-1中的数据。

表 10-1 机械排烟系统的最小排烟量

部位和条件		排烟量计算	限值
走道和房间	担负一个防烟分区的走道和房间的系统	每 m^2 排烟量 $60\text{ m}^3/\text{h}$	单台风机排烟量不应小于 $7200\text{ m}^3/\text{h}$
	担负多个防烟分区的系统	按最大防烟分区计算每 m^2 排烟量 $120\text{ m}^3/\text{h}$	同上
中庭	体积不大于 $17\ 000\text{ m}^3$ 的中庭	换气次数 $6\text{次}/\text{h}$	
	体积大于 $17\ 000\text{ m}^3$ 的中庭	换气次数 $4\text{次}/\text{h}$	排烟量不应小于 $102\ 000\text{ m}^3/\text{h}$

表中担负多个防烟分区时要求按最大防烟分区每 m^2 排烟量 $120\text{ m}^3/\text{h}$ 计算，是指排烟风机的排烟量。对于每 m^2 防烟分区的管路、排烟口仍按 $60\text{ m}^3/\text{h}$ 计，系统各管段的风量分配如图10-1所示。

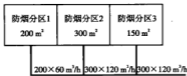


图 10-1 排烟系统风量计算

5) 排烟口或排烟阀

设计中应按防烟分区设置排烟口或排烟阀,专用排烟系统的排烟口或排烟阀应为常闭状态,并应设置手动和自动启闭装置,当烟气温度超过 280℃ 时应能自行关闭,火灾发生时可选择地自动打开需要的排烟阀或排烟口。当支管上设置排烟阀时,排烟口可以使用普通固定风口。排烟口或排烟阀应与排烟风机连锁,当任一排烟口或排烟阀打开时排烟风机应能自行启动,当烟气超过 280℃ 排烟阀关闭时,排烟风机也自行关闭。排烟口应设在顶部,距可燃物或可燃构件的距离不小于 1.0 m,并且应设在沿走道方向与安全出口水平距离 1.5 m 以外的地方。地下、半地下场所的机械排烟系统除歌舞娱乐放映游艺场所和超过 50 m² 的房间外,排烟口可设在疏散走道。排烟口距本防烟分区内的最远点的水平距离不应超过 30 m。排烟口的风速不宜大于 10 m/s;排烟口与加压送风或排烟补风的进风口垂直布置时,排烟口在上方,且高差不小于 3 m,当水平布置时,相互之间的距离不小于 10 m。

6) 排烟风机

排烟风机的全压应满足最不利管路的风压要求,排烟量应考虑 10%~20% 的漏风量;排烟风机可采用金属离心风机或排烟专用轴流风机,应能在 280℃ 环境下连续工作不少于 30 min;入口应设置当烟气温度超过 280℃ 时应能自行关闭的排烟防火阀,并应与排烟风机连锁,当该阀关闭时排烟风机应能自行停止运转;两侧及系统中设置的软接头应能在 280℃ 环境下连续工作不少于 30 min;建筑物内的排烟风机和补风机宜设在风机房内。

4. 排烟系统兼做通风系统应注意的问题

排烟系统与平时送、排风系统应尽量合用,一则可以使管道系统简化,减少投资,二则便于维护管理,以免因排烟系统长期闲置而疏于维护。当排烟系统兼作排风系统时,系统的设备、材料、功能应同时符合排烟、排烟补风和平时送排风要求。一般是按排烟系统要求考虑设计方案,然后完善平时通风措施。

1) 排烟口或排烟阀

一般是按满足排烟量和排风量来设置排风口,按防烟分区设排烟、排风支管,在每个防烟分区支管上设置回风排烟防火阀,平时常开,火灾发生时关闭,然后有选择地打开。

4) 排烟补风

地下建筑和地上密闭场所中设置排烟系统时,应设有自然或机械补风系统,补风量不少于排烟量的 50%。补风系统的新风入口不应受火灾或烟气的威胁,应设在排烟口的下方,与排烟口之间的高差不小于 3 m,如需要水平布置,其水平距离不应小于 10 m。

2) 排烟风机

一般采用双速排烟风机,排烟时高速、大风量运行,平时可低速运行也可高速运行。在系统设计时应详细进行排烟量、排风量、补风量的合理匹配。防烟分区的划分宜使排烟量与排风量相等,平时风机有选择地高速或低速运行。

3) 补风系统

补风系统的风机、风口、风管应同时满足排烟补风量和平时送风量。送风机可采用双速送风机,也可采用双风机(平时和火灾发生时用不同的风机),并应采取平时和火灾运行的转换措施,当具备自然补风条件时可不设补风系统。

5. 排烟管道

排烟管道应采用不燃材料制作,吊顶内的排烟管道,其隔热层应采用不燃材料制作,并与可燃物保持不小于 150 mm 的距离。金属排烟管道内的风速不应大于 20 m/s,非金属排烟管道内的风速不应大于 15 m/s。

10.3.2 防烟设施

火灾发生时,必须确保防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室和避难层或避难间内无烟气存在。防烟设施包括可开启外窗的自然排烟和机械加压送风的正压防烟。如能满足要求应优先考虑采用自然排烟,其次再考虑采用机械加压送风。自然排烟的防烟方式见 10.3.1 节。

用前室有不同朝向且开口面积符合自然排烟条件的可开启外窗时,该防烟楼梯间可不设防烟设施。

1. 应设机械加压送风设施的部位

- ① 不具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯前室或合用前室。
- ② 设置自然排烟的防烟楼梯间,其不具备自然排烟条件的前室。
- ③ 封闭避难层和避难间。
- ④ 防烟楼梯间及其前室均不具备自然排烟条件时,在防烟楼梯间送风,前室不送风。

竖向通道机械防烟的几种设置情况如图 10-2 所示。

2. 机械加压送风系统

- ① 防烟楼梯间与合用前室宜分别独立设置加压送风系统,当必须共用一个系统时,应在通向合用前室的支管上设置压差自动调节装置。
- ② 剪刀楼梯间可合用一个风道,其风量应按两个楼梯间计算,送风口应分别设置。
- ③ 楼梯间宜每隔 2~3 层设一个加压风口,前室或合用前室应每层设一个。楼梯间宜使用常开固定百叶风口,前室或合用前室宜使用常闭式遥控电动风口,并有手动和就地电动控制功能。
- ④ 超过 32 层的高层建筑,其送风系统及送风量应分段设计。

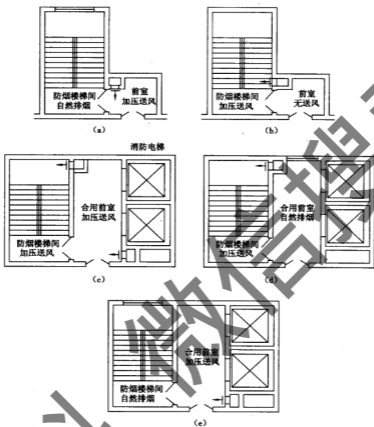


图 10-2 竖向通道机械防烟平面图

(a) 防烟楼梯间自然排烟, 前室送风; (b) 防烟楼梯间送风, 前室不送风; (c) 防烟楼梯间、合用前室均送风;

(d) 防烟楼梯间送风, 合用前室自然排烟; (e) 防烟楼梯间自然排烟, 合用前室送风

⑤ 加压送风口的风速不宜大于 7 m/s ; 金属风道内的风速不大于 20 m/s , 非金属材料风道内不应大于 15 m/s 。

3. 机械加压送风量的确定

一般建筑和不超过 32 层的高层建筑加压送风量按着火层和相邻上一层送风口开启考虑; 超过 32 层的高层建筑加压送风量按着火层和相邻上、下各一层送风口开启考虑。加压送风量应通过计算确定, 但不得小于表 10-2、表 10-3 中的规定值。下面是两种计算方法, 当计算值和表中数值不一致时, 应采用较大值。

表 10-2 多层建筑最小加压送风量

条件和部位	加压送风量/(m ³ /h)	
前室不送风的防烟楼梯间	25 000	
防烟楼梯间及其合用前室分别加压送风	防烟楼梯间	16 000
	合用前室	13 000
消防电梯前室	15 000	
防烟楼梯间自然排烟,前室或合用前室加压送风	22 000	

表 10-3 高层建筑的加压送风量

部位和条件	加压送风量/(m ³ /h)		
前室不送风的防烟楼梯间	小于 20 层	25 000~30 000	
	20~32 层	35 000~40 000	
防烟楼梯间及其合用前室分别加压送风	防烟楼梯间	小于 20 层	16 000~20 000
		20~32 层	20 000~25 000
	合用前室	小于 20 层	12 000~16 000
		20~32 层	18 000~22 000
消防电梯前室	小于 20 层	15 000~20 000	
	20~32 层	22 000~27 000	
防烟楼梯间自然排烟,前室或合用前室加压送风	小于 20 层	22 000~27 000	
	20~32 层	28 000~32 000	
封闭避难层或避难间	每平方米不小于 30 m ³ /h		

1) 压差法计算

根据维持正压值的大小计算出的漏风量就是送风量。计算式为:

$$L = 0.827F\Delta P^{1/n} \times 1.25 \times 3600 \quad (10-1)$$

式中 L ——加压送风量, m³/h;

F ——总有效漏风面积, m²;

ΔP ——正压压差值, 楼梯间 50 Pa, 前室、合用前室 25 Pa;

n ——指数, 一般门缝可取 2, 窗缝可取 1.6。

2) 风速法

用保持门洞处有一定风速的办法, 控制烟气的流动, 计算式如下:

$$L = 3600FV_m(1+b)/a \quad (10-2)$$

式中 L ——开启门的总有效面积, m²;

V ——门洞断面的平均风速, m/s , 取 $0.7 \sim 1.2$;

m ——同时开启门的数量, 建筑层数在 20 层以下时取 2, 超过 20 层时取 3;

b ——漏风附加系数, 取 $0.1 \sim 0.2$;

a ——背压系数, 根据密封程度不同, 取 $0.6 \sim 1.0$ 。

表 10-2、表 10-3 中数据的计算条件是: 疏散门洞面积为 $2.0 m \times 1.6 m$, 一个出入口, 双扇门; 电梯门洞面积为 $2.0 m \times 1.8 m$ 。当疏散门为单扇门时, 风量乘以 0.75 的修正系数; 当有两个以上疏散门时, 风量乘以 1.5~1.75 的修正系数。

4. 加压送风机

送风机的全压应满足最不利管路的风压要求, 送风口外应有余压, 防烟楼梯间内的余压值为 $40 \sim 50 Pa$, 前室、合用前室、封闭避难层和避难间余压为 $25 \sim 30 Pa$ 。送风机可采用轴流风机或中、低压离心风机, 风机应与消防控制中心联动。送风机可设在屋顶也可设在设备层。

10.4 地下汽车库排烟系统设计

- ① 面积超过 $2000 m^2$ 的地下汽车库应设置机械排烟系统。
- ② 设有机械排烟系统的汽车库, 其每个防烟分区的建筑面积不宜超过 $2000 m^2$, 且防烟分区不应跨越防火分区。
- ③ 排烟风机的排烟量应按换气次数不小于 6 次/h 计算确定。
- ④ 汽车库内无直接通向室外的汽车疏散出口的防火分区, 当设置机械排烟系统时, 应同时设置进风系统, 且送风量不宜小于排烟量的 50%。
- ⑤ 地下汽车库排烟系统应兼做平时通风系统。
- ⑥ 其他规定与民用建筑排烟系统相同。

第 11 章 暖通空调节能措施与测控设计

11.1 暖通空调能耗分析方法

随着人们生产水平的不断提高,应用暖通空调设备的场合越来越多,暖通空调系统的能耗在整个社会生活中的比重越来越大,有时甚至成为企业生产成本的主要部分。因此,采取措施降低能耗将给使用单位带来巨大的经济效益。近年来,国内外对暖通空调节能的研究和实际应用已有较大的发展,主要研究工作有:高效率制冷机的运用;强化换热及有效的隔热;生产和发展节能的空气调节系统;研究空调系统的自动控制,并以计算机程序操作及安全合理运行;采用各种形式的热回收设备,以得到能量的充分利用;发展热泵技术以充分把太阳能、地热等用于供暖;采用吸收式制冷机利用各种余热来进行制冷。

11.1.1 评价指数

在暖通空调范围内,传统的能量有效利用的评价指数有三种基本形式,即单位能耗指数、能量消费指数、性能系数。它们的定义分别为:

$$\text{单位能耗指数} = \frac{\text{期间能耗(或负荷)}}{\text{规模}} \quad (11-1)$$

$$\text{能量消费系数} = \frac{\text{输入能量}}{\text{目标负荷}} \quad (11-2)$$

$$\text{性能系数} = \frac{\text{目标负荷}}{\text{输入能量}} \quad (11-3)$$

以上三式中,对不同的期间限定分子、分母的具体内容,就可以得出一系列不同的评价指数。如在式(11-1)中,对于夏季,限定分子为空调负荷,分母为空调面积时,就得出单位(空调)面积空调负荷这一评价指数。又如在式(11-3)中,对于 1 h,限定分子为锅炉出力,分母为煤炭消耗量(折算成热量),即得出锅炉效率。显然,这些都是我们所熟悉的能量评价指数。

11.1.2 评价水准

即使是上述相同的评价指数,也存在不同的评价水准问题。例如,为提供 14 068 kJ/h 的冷量,设驱动制冷机所需的电力为 1 kW(折合成热能为 3600 kJ/h)。然而电力是由发电厂生产的,以火力发电为例,若发电及变配电的效率为 35.1%,则生产 1 kW 电能,需要 $3600/0.351=10\,258$ kJ 的能量(煤炭或天然气等)。进而为了供给

发电厂的燃料,又需要开采及输送燃料的能量。如此追溯下去,就可以有一系列不同的能量水准。

通常能量分为四个水准。为创造某一环境条件,排除内扰、外扰所需要的能量称为负荷水准;为满足负荷所需的能量,通常要由设备对某种形式的能量进行转化或转移,输入设备的能量就是二次能水准;一次能水准是为供应某种形式的二次能,生产厂所消耗的能量;那么,为提供一次能,开采、输送所消耗的能量即为资源能水准。以上四种水准的能量之间有如下关系。

负荷水准/设备性能系数 \rightarrow 二次能水准/生产厂效率 \rightarrow 一次能水准/开采输送效率 \rightarrow 资源能水准。

显然,不同水准的同一种评价指数是不同的。如上例中制冷机的性能系数即二次能水准为 $14\ 068/3600=3.9$;而一次能水准性能系数为 $14\ 068/10\ 258=1.37$,一般以一次能水准作为节能性的评价水准。

11.1.3 暖通空调中的焓分析

上述的能源有效利用评价指数是以热力学第一定律为基础的,称为第一定律分析法;能量不仅具有数量上的守恒性,而且还具有质量(品位)上的可用性。任何一种形式的能量在转移或转化为另一种形式的能量时,总是伴随着品位的变化,而这种变化只能引起能量品位的降低,绝不能提高。反映能量在品位方面本质的是热力学参数“焓”。

借助焓来进行能量分析的方法,称为焓分析。属于热力学第二定律分析法范畴。单纯依靠热力学第一定律作节能分析,有时会使结论带来一定程度的片面性。例如:大型蒸汽锅炉的热效率高达 90%,似乎节能潜力不大,然而其焓效率还不超过 50%。这说明蒸汽锅炉中,有大量的焓损失;其中最大的焓损失出现在炉膛内的燃烧与传热。而这一损失,在锅炉的热效率中却没有得到反映。

利用焓分析法可以在给定条件下,确定最大的节能限度,即理论节能潜力,使我们既不会超越客观去追求不现实的节能指标,也不会盲目地判定有无节能潜力。当然,理论潜力与实际潜力毕竟不同,实际潜力要受到技术、经济、措施等方面的制约。

对于热交换器,要尽可能保持热能的品位,应使两流体间的温差越小越好;为提高传热性能,应在高品位范围内加以使用。对于压缩式制冷机,目前实际的性能系数还不到理论值的 1/3,而吸收式制冷机只达到理论值的 1/2 左右。

焓分析的重要性体现在它能抓住节能的关键所在。所谓节能,其实就是节焓。众所周知,根据热力学第一定律,能量是守恒的,既不能增加也不能减少。所以,节能并不是指能量的本身,而是反映能量品位的可用性——焓。焓与能量的概念不同,它并不守恒,会由于摩擦、温差传热等不可逆过程而损耗。

11.2 供暖系统的节能途径及措施

11.2.1 户内控制与户外控制相结合

对于一个户内控制设备完善的系统(安装了温控阀和热量表),必须有相应的户外控制保证户内设备正常的工作。如果户内采取了节能手段,而户外没有配合措施,一方面会引起管网水力热力工况失调现象,导致近端与远端热用户平均室温差异过大,增加整个供热系统的热耗,降低输水系统的热效率,另一方面室内温控阀、热量表也不能在正常工况下工作,节能这一根本目的就不能实现。因此,户内控制一定要与户外控制相结合。

11.2.2 热媒参数控制

由于供暖用户在室内采取温控措施以及室外气温的变化,使系统热负荷为动态的变数,外网及热源必须采取相应的控制手段,例如热水网路采取相应的流量调节或质调节方式及气候补偿方式等。目前许多地方采用根据室外温度自动调节供水温度的方法。另外,热源热媒温度低会影响传热系统,如集中锅炉房的高温水参数为 $115\sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$,实际为 $95\sim 75\text{ }^{\circ}\text{C}$,低温热水锅炉的热媒参数应为 $95\sim 75\text{ }^{\circ}\text{C}$,实际为 $70\sim 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 或更低。供水温度普遍偏低主要是两个原因造成的:一是“大流量、小温差”的落后运行方式,二是散热器计算留有裕地过多。对于一个恒供热量的热源(锅炉或热力站)来说,因循环水泵流量过大,降低了热媒参数,影响了室内散热器的传热。当供热系统的实际循环流量超过设计循环流量时,其实际供回水温差必然减少,进而导致供水温度下降,回水温度上升,能耗过大。如果适当减少流量,就能提高锅炉的出水温度,散热设备过多导致热媒平均温度降低。提高热媒温度就能相应提高换热器传热效率,改变换热器的低负荷运行状况。同时减少循环水泵流量,实现经济高效运行。

11.2.3 水泵变频控制

室内采用温控阀是一种变流量调节的方式,利用组装式热力站和三通混水阀也要求改变通过的流量。这种情况下,最好采用循环水泵、补给水泵的变频变流量调节系统。变频水泵根据系统阻力、流量变化,改变转速,调节水泵出力,使水泵始终在较高的频率下工作,这对当前推广的动态变流量系统是十分重要的。循环水泵实现变流量调节,在整个运行期间,可节电 $30\%\sim 50\%$ 。这不仅大大降低耗电量,有效节能,也改善了调节阀(温控阀、电动调节阀)的工作条件。而且系统运行平稳、可靠性高。

11.2.4 加装相应的控制装置

发达国家的集中供热系统均为动态的变流量系统,系统自动控制技术先进,调控手段完善,设备质量高。中华人民共和国住房和城乡建设部《建筑节能“九五”计划和 2010 年规划》就提高供热管网调节控制技术问题提出,“在推广管网水力平衡技术,做到静调节的基础上,在开发推广热表和温控阀的过程中,引进和研究管网调节控制技术及其设备,如变频调速泵、压差控制器、气温补偿器等设备及其自动控制技术,使管网系统进一步做到动态调节”。因此,加装相应的控制装置是十分必要的。

1. 室内温控阀

温控阀是安装在散热器上的自动控制阀门,它可以根据用户设定的温度,自动控制调节散热器的热水供应,保证稳定舒适的室温。还可充分利用周围环境资源的热量(如阳光入射、人体活动、电器等热量产生的供暖自由热),降低供暖热负荷,实现充分的节能。室内温度根据需要自行设定也符合我国国民经济的发展水平。

2. 气候补偿器

根据室外气候变化和时间变化,按照设定曲线求出恰当的供水温度给定值,自动控制供水温度,简单准确的实现动态质调节,满足用户对室内温度要求。保证供热量与建筑物的需热量一致,获得最佳舒适度及能源利用。

3. 自力式流量调节阀、自力式压差调节阀

两种调节阀原理相同,都是根据测压点的压力变化自动调节阀芯位置,达到恒定流量或是恒定压差的作用。在供热、供暖系统末端安装温控阀等控制元件后,动态地调节势必会给系统带来波动,系统稳定性受到影响。在影响其他末端设备工况的同时,也影响水泵、锅炉等中央设备的出力、效率等工况,因此需要通过这种自力式控制设备来增强系统稳定性。

当系统的运行调节采用热源主动进行的集中量调节(比如随室外温度的变化而改变流量)时,不能采用自力式调节阀。因为这种调节是通过改变水量实现的,调节时会改变系统的水力工况,所以若采用自力式调节阀,势必造成有的阀门能正常工作,使被控对象流量过大(超过此时的热负荷所对应的流量);有的阀门全开仍达不到流量要求;有的阀门却因两端压差达不到启动压差而不能正常工作,即再现流量分配的混乱。这时,会由于自力式调节阀的存在而使系统集中调节目标不能实现。

4. 平衡阀

平衡阀在我国开发应用已有较长时间。简单地讲,平衡阀是一个可以测出流量的调节阀。在我国水力失调非常严重的现状下,平衡阀有很大的节能效果和推广价值。对于温控与计量的动态调节系统,平衡阀是调节系统平衡与稳定性,达到控制设备发挥应有作用的一个关键设备。

5. 热量表

使用热量表可促使热用户按个人的需求从供暖系统中取热,节省多余热量和开

支,使更多的人关注节能。发达国家早在六七十年前就开始进行热量的按户计量工作。近年来,国外的厂商纷纷关注我国的市场,并带来了各种型号的仪表。国内也已研制生产出各种型号热量表。

11.2.5 推进供热管理信息化

计算机控制系统可对供暖系统的各种设备、阀门等运行状态进行在线的智能化监测、控制和管理,全面监测、记录各运行参数,协调各系统间运行,提高管理水平,增强系统的安全性和可靠性,并可使整个生产过程实现信息化管理,节省运行能耗,使供热供暖系统的运行、管理水平走向现代化。

11.3 空调系统的节能措施

11.3.1 空调设备的选配

1. 空调系统冷热源设备的选配

合理地选择设备,是设计方案中的重要组成部分。对耗能量大的冷水机组,类型众多,首先是要了解它们的性能,如蒸汽压缩式制冷冷水机组,有活塞式、螺杆式、离心式等。目前可以大致规定,当空调冷负荷大于等于1750 kW时应选用离心式冷水机组;当空调冷负荷为120~1750 kW时,宜选用螺杆式冷水机组;当冷负荷小于等于120 kW时,才选用活塞式冷水机组。如此规定,主要是考虑到冷水机组的特性、能耗等因素,对于同一种形式的冷水机组,还要考虑在部分负荷运行时其性能如何,蒸发器、冷凝器的阻力大小等。合理地选择空调设备,在很大程度上决定了空调系统今后的运行能耗。

在空调系统能耗中,冷热源能耗约占一半,是空调节能的重要内容。目前国内各种空调建筑中,选用冷热源设备品种繁多,由于各种机组的耗用能量形式不同,无法根据各自耗用的电能或热能耗量直接进行节能性比较。但是如果均把各自消耗的能量折算成一次能源,则各类机组均可用单位时间内一次能源所制取的冷量或热量进行比较。例如:蒸汽压缩式和吸收式两种制冷方法耗能的形式是不同的,无法根据各自的电能和热能比较。但如果把蒸汽压缩式输入的热能和吸收式输入的电能均按一次能源(如煤、石油、天然气等)进行折算,则两类机组就能用单位时间内矿物能源燃烧发热量所能够制取的冷量进行比较,称之为“矿物能源能效比”MEER(Mineral Energy Efficiency Ratio)。

$$MEER = \frac{Q_0}{MQ_0} \quad (11-4)$$

式中 Q_0 ——两类机组在相同外在参数条件下的制冷量, kW;

M ——每秒钟矿物燃烧值, kg/s;

Q_0 ——每千克矿物能源的热量, kJ/kg。

表 11-1 为各类冷水机组的性能参数及其矿物能源能效比(MEER)值。

表 11-1 各类冷水机组的性能参数及其矿物能源能效比(MEER)值

制冷方式	冷媒水		冷却水		制冷量 kW	输入能量		能耗指标		MEER
	进 /°C	出 /°C	进 /°C	出 /°C		电能 /kW	热能 /kW	EER	ϵ	
活塞式冷水机组	12	7	32	36	1163	292		3.93		1.24
螺杆式冷水机组	12	7	32	36	1163	223		5.09		1.59
离心式冷水机组	12	7	32	36	1163	232		5.26		1.64
外燃单效 LiBr 冷水机组	12	7	32	41	1163	7.0	1482		0.52	0.39
外燃双效 LiBr 冷水机组	12	7	32	36	1163	7.0	898		1.29	0.81
直燃双效 LiBr 冷水机组	12	7	32	38	1163	8.9	1064			1.10

如果蒸汽压缩式冷水机组和溴化锂吸收式冷水机组耗能均直接来自矿物能源,由上表可知,应尽量利用矿物能源发电后驱动蒸汽压缩式冷水机组才有节能意义,大力推广直接利用矿物燃料热能的溴化锂吸收式冷水机组对提高全国的能源利用率是不利的。同时伴随着小型锅炉的大量使用对环境产生的污染,这也是一些电力供应量充沛的国家极少使用溴化锂吸收式冷水机组和近几年使用这类机组的数量逐渐有所下降的原因。

溴化锂吸收式冷水机组是否节能,要看其耗用能源的来源,只有在使用余热、废热或过程热等情况下吸收式制冷机才具有节能意义,在溴化锂吸收式冷水机中,直燃型溴化锂吸收式冷水机组比外燃型节能,但直燃型必须使用燃油、燃气等高级燃料,外燃型可使用煤或其他劣质燃料。具体发展哪一种燃烧形式的冷水机组涉及国家的能源结构。在大、中型空调工程中,当无法保证压缩式冷水机组的电力供应时,选用溴化锂吸收式冷水机组是解决空调冷源的一种方法,这是我国近几年来这类机组迅速发展原因。

当然,冷热源机组选用除了考虑节能外,设计人员还应根据当地的具体情况进行综合技术经济比较,如初投资、运行费、回收期、当地电源、水源、热源及环保等方面情况,为建设单位和业主提供选用依据。由于直燃溴化锂吸收式热水机组,具有一机多用,可制冷、供暖和供应生活热水,不用氟利昂制冷剂,对大气层无破坏作用,耗电少等优点,为此应用越来越多。但从一次能源消耗角度考虑,其能耗指标高于电冷水机组和热泵机组,因此直燃机组节电不节能。在选用时应做技术经济比较,不应在任何情况下都选用直燃机组。

2. 空调系统循环水泵的选配

在许多大型建筑的中央空调系统中,空气—水系统由于同时具有通风换气好和占用空间小的优点而得到大量采用。该系统中,室内冷负荷主要由冷水机组提供的冷冻水来承担,因此,整个冷冻水系统就十分庞大和复杂,不仅需要较大的管路和设备投资,而且还要消耗大量的水泵输送能量。大中型中央空调系统中冷冻水泵的耗电量占整个系统耗电量的30%左右,因此在空调水系统的设计过程中,如何减少冷冻水泵的能耗是节省整个系统能耗,实现系统运行节能的关键之一。空调系统的负荷由于影响因素的变化而总是处于变化状态,且系统绝大部分时间都在低于额定负荷情况下运行,要适应负荷的变化,必须对空调冷冻水的流量作相应调节。

正确选择冷冻水循环水泵是运行节能的基础,但是要做到水泵运行节省电能,还需要根据管路负荷的变化,调节水泵的供水流量和扬程。机房管理人员在管路所需的流量和扬程变化时,为了使水泵的供水流量和扬程与管路所需要的相一致,普遍采用调节水泵出口阀门的办法,通过改变管路的水头损失而改变管路的 $Q-H$ 特性曲线,使管路的 $Q-H$ 特性曲线与水泵供水 $Q-H$ 特性曲线相一致。这种方法虽简单易行,但仅仅起到调节流量和扬程的作用而已,没有节省电能的效果。相反,随着水泵出口阀门开度的减小,水泵运行的部分电能却消耗于克服阀门的阻力而浪费掉。此外,还会造成水泵出口阀门的磨损、机组和管路振动,并增大泵房的噪声。因此,用调节水泵出口阀门的开启度来调节流量和扬程的方法不应提倡,而应该调节水泵的供水流量和扬程来适应管路流量和扬程的变化。下面具体介绍几种节能的途径。

1) 多台水泵并联运行

多台水泵并联运行相当于一台多工作点的组合式大型水泵,通过增加或减少水泵运行台数来增大或减少供水流量以适应管路流量的变化,使并联水泵的供水流量和扬程与管路所需要的流量和扬程基本一致。这一措施提高了运行工况的灵活性,一般适用于流量变化比较大而扬程变化较小的大中型系统。选择水泵时应尽量选择型号相同或扬程相近的 $Q-H$ 特性曲线平缓的水泵。这种调节流量和扬程的方式,只要水泵搭配调节合理,供水扬程和流量与管路所需就能基本一致,就可在供水流量不同时运行工作点始终在高效区内。达到节省电能的目的。

2) 更换水泵叶轮

更换叶轮直径是离心泵的一种独特的调节方法。将水泵叶轮车削缩小后,可改变水泵工作性能。叶轮直径不同的水泵,其供水流量、扬程和所需要的功率也不同。更换为较小的叶轮后,流量稍有减少,水泵效率有所降低,所需要的轴功率却有更大的幅度减小,节电效果显著。

3) 调节水泵叶轮的转速

水泵厂家提供的特性曲线,是在一定转速下通过实验得出的。如果转速改变,水泵性能也随之改变,从而使工况点改变,其供水流量、扬程和所需功率关系如下:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \quad (11-5)$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \quad (11-6)$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (11-7)$$

式中 N, N_1 ——改变转速前后水泵的轴功率, kW;

Q, Q_1 ——改变转速前后水泵的流量, m^3/s ;

H, H_1 ——改变转速前后水泵的扬程, m;

n, n_1 ——改变转速前后叶轮的转速, r/min。

由式(11-5)、式(11-7)可见,水泵叶轮调速后,水泵的供水流量、扬程和轴功率将发生一系列的变化。用调节水泵叶轮转速的方法可收到较好的节电效果,而水泵叶轮转速的改变可用变频调速器来实现。

4) 冬、夏季及部分负荷时水泵分设

由于冬季工况系统水温差较大,冬季热负荷又比夏季冷负荷小,这样致使夏季循环水量通常是冬季需要循环水量的 2~3 倍,若取 2.5 倍,即取冬季循环水流量为夏季的 40%。这样根据 $\frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1}{Q_2}$, 所选用的冬季水泵扬程仅为夏季的 16% 左右,功率相应减少。制冷站内的主机与水泵的匹配一般来说是一机对一泵,以保证制冷主机的冷水流量及正常运行。空调系统在绝大多数时间里处于部分负荷工况,如夏天夜晚仅有部分房间使用,只需运行多台冷水机组中的一台,或当室外气温降低,空调器冷负荷减少,非额定流量也可满足时,整个水系统的流量比满负荷时额定流量小。如有一台较低扬程的泵与上述工况匹配,会比同是满负荷运行的较高的扬程泵节能。如果设计中冬季用泵和夏季用泵并联配置,冬季工况运行的低扬程泵在夏季部分负荷工况时,也能通过阀门切换运行。那么不必在部分负荷时另配水泵,投资更节省。这样比整个运行工况都用一种高扬程泵有显著的节能效果,泵的初投资也会很快收回。

通过以上空调冷冻水循环泵配置过程的几种节能途径的探讨,可以得出以下结论:

通过以上空调冷冻水循环泵配置过程的几种节能途径的探讨,可以得出以下结论:

① 多台水泵并联工作具有流量调节灵活、节省电能效果较好的优点,但水泵的开、停及阀门的启、闭较频繁,操作麻烦。

② 用更换叶轮的方法来调节流量和扬程可得到较好的节电效果,但是,切削和更换水泵叶轮都麻烦。

③ 调节水泵叶轮转速较为简便灵活,节省电能效果显著,易于实现。

④ 冬夏季部分负荷运行时,采用分设循环水泵方案,节约能源,切实可行,切换简单,效果明显,特别适用于冬夏负荷相差较大的系统。

在空调水系统的设计中,应分析系统特点,绘出水泵性能曲线图,确定泵的工作点及并联单泵运行时特性曲线。另外,应分析空调系统负荷变化特点及泵流量、扬程、功率与转速之间的关系,分析系统阻力特性,计算水泵扬程,合理选择和确定水泵,采用最佳的节能途径。

11.3.2 空调系统的运行节能

1. 正确确定室内参数标准

对于舒适性空调,人的舒适感有一个较宽的范围,既然如此,在运行过程中,室内空气的参数标准就不必定得过高。根据资料介绍,夏季室内设定温度提高 1°C ,可以节约能量 $10\%\sim 15\%$ 。因此,夏季适当提高室内设定温度,冬季适当降低室内设定温度,可以获得良好的节能效果。

2. 合理使用新风量

供给新风是保证人们卫生要求和舒适感的基本条件,由于新风耗能比较大,在满足卫生要求的条件下,减少新风量,可以获得显著的节能效果。

对于室内人流变化大的建筑,新风量应根据室内人员的变化情况,相应改变新风的供应量,如百货商场,顾客波动大,另外商场人流最大的时候也不一定会出现在夏季最热的季节。据一些资料统计,每年的5月或10月人流最大。因此,在夏季室外空调计算参数状态下,室内的人流不是最大,无论是在设计时还是在运行时,新风量都可以减少,从而减少了新风空调负荷。

3. 充分利用室外空气自然冷源

在夏季室外空气焓值大于室内空气焓值和冬季室外空气焓值小于室内空气焓值时,在保证卫生条件的基础上,尽量减少新风量,可以达到节约能源的目的。相反,如果在夏季或过渡季节,当室外空气焓值小于室内空气焓值时,可以加大新风量,以至全新风,可以充分利用室外空气的自然冷源,以减少制冷机的运行时间,达到节能的目的。如在过渡季节,宾馆客房部分还需要供热,而往往餐厅、歌舞厅需要供冷,此时室外空气焓值比较低,便可以通过全新风来降温,而不必使用人工冷源。

4. 调整供水参数

当夏季室外气温不是太高时,房间的空调冷负荷减少,空调末端装置的负荷也减少,为此可以适当提高供水温度,也就是可以提高冷水机组的蒸发温度,提高制冷机的COP值,减少制冷机能耗。同时,如果降低冷却水的水温,也可以提高制冷机的COP值,达到节能的效果。

夏季空调供水温度的提高,对空调末端设备还有一定的影响,一般地说是降低了其除湿能力,在满足室内舒适性要求的基础上,降低末端设备的除湿能力也使得系统能耗大为降低。

5. 合理使用水泵

水泵的能耗比较大,空调冷水泵应得到合理的匹配,有条件时应采取变速调节,或更换叶轮,或调整水泵型号或台数,尽可能减少用节流的办法来调节水量。

6. 提高自动化水平

空调系统自动化控制,可以使系统进行集中管理和最佳控制,使空调运行效果最佳而合理利用能量。随着计算机应用技术的发展,以计算机为基础的控制系统的日臻

完善。提高空调自动化控制水平是使空调系统节能运行的可靠手段。

11.3.3 热回收措施

空调房间一般设有供新风系统,同时,有许多房间设有排风系统,排风的空气参数接近空调房间的室内空气参数,从而造成能量损耗。因此,如果送入新风可以回收部分排风中的能耗(包括冷量和热量),这种能量的回收利用被称为热回收。

热回收的方式很多,如转轮换热器、中间热媒式换热器、板式换热器等。不同方式的热回收设备的效率、设备费用以及维护保养要求有所不同,表 11-2 是各种热回收方式的粗略比较。

表 11-2 各种热回收方式的比较(MEER)值

热回收方式	效果	设备费用	维护保养
转轮换热器	A	B	B
中间热媒式换热器	C	A	A
板式显热换热器	B	B	A
板翅式全热换热器	A	B	A
热管换热器	B	B	A

注:表中 A、B、C 的排列顺序为由好至差。

1. 转轮换热器

转轮换热器主要由转轮、驱动电机、机壳和控制部分组成,转轮中间部分有分隔板,把排风侧和新风侧分开。转轮内的填料为蓄热体,排风和新风逆向流过转轮时,蓄热体将排风中的能量储存起来,然后再释放出来传给新风。如果蓄热体用吸湿材料制作,则不仅能回收显热,而且可以回收潜热,因而被称为全热换热器。转轮换热器是利用转轮材料和空气之间的温度差和水蒸气分压力差进行热、湿交换的,空气通过转轮的流速一般为 $2\sim 4\text{ m/s}$,转轮的旋转速度为 $8\sim 10\text{ r/min}$ 。转轮换热器原理如图 11-1 所示。

1) 转轮换热器的特点

- ① 有较高的热回收效率,一般可达 $70\%\sim 80\%$,既能回收显热,又能回收潜热。
- ② 排风和新风交替逆向流过转轮,有自净作用,不易被灰尘堵塞。
- ③ 可以通过调节转轮的旋转速度来调节热回收效率,能适应不同的室内、外空气参数。
- ④ 设备比较大,占用建筑面积较大。

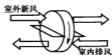


图 11-1 转轮式热交换器工作原理图

⑤ 要求把新风和排风集中在一起,配管灵活性差,会给系统布置带来一定困难。

⑥ 当排风和新风的压差比较大时,可能通过分隔板的密封圈有少量空气掺混,而产生交叉污染。

⑦ 有动力传动装置,而且空气流动阻力较大,能耗相应较大。

2) 影响转轮换热器换热效率的因素

① 空气流动速度:空气流过转轮时的迎面风速越大,效率越低,反之,效率越高,但转轮的断面积也相应增大,如图 11-2 所示。一般认为空气流过转轮时的经济流速为 $2\sim 4$ m/s。

② 转轮转速:转轮的转速与换热效率的关系如图 11-3 所示,当转速低于 4 r/min 时,效率明显下降,但当转速增大至 10 r/min 后,效率几乎不再变化。

③ 比表面积:转轮单位体积的换热表面积称为比表面积,比表面积越大,能量回收效率越高,随着比表面积的增加,空气流经转轮的压力损失也会增加。一般认为,经济比表面积 $2800\sim 3000$ m^2/m^3 为宜。

为了防止转轮被灰尘堵塞,在转轮空气人口处宜设置空气过滤器。在北方寒冷地区,由于室外空气温度很低,应防止转轮上结霜和结冰,应采取相应的预防措施,如在新风人口管上设置空气预热器及自动控制装置。

2. 中间热媒式换热器

中间热媒式换热器是通过中间热媒传递新风和排风热能的换热装置。其原理如图 11-4 所示。

夏季,中间热媒在排风换热器中被冷却至 T_2 ,进入新风换热器中冷却新风,将新风温度从 T_{n1} 降至 T_{n2} ,中间热媒温度由 T_2 升至 T_1 ,再进入排风换热器中被冷却,排风温度从 T_{p1} 升至 T_{p2} ,如此循环。冬季则相反,利用中间热媒加温新风。

中间热媒式换热器的特点如下。

① 中间热媒不与新风、排风直接接触,不存在污染。

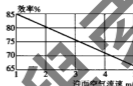


图 11-2 迎面风速与效率的关系

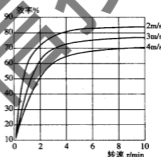


图 11-3 转速与效率的关系

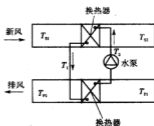


图 11-4 中间热媒式换热原理图

- ② 新风、排风口的位置不受限制,系统布置灵活。
- ③ 因为要通过中间热媒间接换热,效率比较低,一般约为 40%~50%。

3. 板式显热换热器

板式显热换热器利用金属板面间接传热,只能回收利用显热,图 11-5 为板式显热换热器的原理图。

板式显热换热器的主要特点如下。

- ① 造简单,运行安全可靠,没有动力设备,不消耗电能。
- ② 设备费用相对而言比较低。
- ③ 只能回收显热,换热效率比较低。
- ④ 设备体积比较大,占地面积大。

4. 板翅式全热换热器

板翅式全热换热器的结构与板式显热换热器基本相同,其工作流程也完全相同,只是换热器的本体是用多孔纤维性材料制作,并对其表面进行特殊处理后制成的单元体。将单元体的波纹板交叉叠积,并且用胶使波纹的峰谷与隔板粘结便制成了板翅式全热换热器。图 11-6 为板翅式全热换热器的原理图。多孔纤维性材料具有一定的传热性能和透湿性能。当新风、排风之间存在温差和水蒸气分压力差时,则在新风、排风之间进行热、湿交换,从而达到传热、传湿的作用。板翅式全热换热器的隔板具有传热、透湿性能,因此它是一种静止式的全热换热器。

5. 热管换热器

热管是封闭的管子,排除管内所有的不凝结性气体,装有多孔结构的吸液芯和少量的可气化的液体,如氟利昂、氨、甲醇等。热管由三部分组成,即蒸发段、绝热段和冷凝段。图 11-7 是单根热管的示意图。其工作原理是通过蒸发段,将管外的热能经管壁传给工质流体(气体),在冷凝段,工质凝成液体,并将潜热传给外壁;位于蒸发段和冷凝段之间的部分被称为绝热段,是冷、热之间的通道,并将冷、热源分隔开;在管壳内部是吸液芯,吸液芯内有许多细小毛孔或沟槽,在其中充满了工质液体,利用液体的表面张力,将液体从冷凝段运输给蒸发段,工质蒸汽从蒸发段经管中通道流向冷凝段。

空调用热管换热器的工作温度一般在 $-20\sim 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间,氨是一种比较好的工

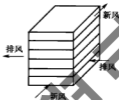


图 11-5 板式显热换热器原理图

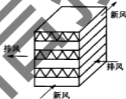


图 11-6 板翅式全热换热器原理图

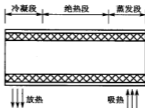


图 11-7 热管元件结构示意图

质。热管换热器的主要特点如下。

- ① 结构紧凑,单位体积的传热面积大。
- ② 没有运动部件,运行安全可靠,不另消耗能量。
- ③ 热管换热器的传热是可逆的,冷、热流体可以变换。
- ④ 可用于冷、热气流温差小的情况下。热管本身的温差小,接近于等温运行,换热效率高,但只能回收显热。
- ⑤ 维护管理方便。

11.3.4 天然冷源的利用

近年来利用天然冷源在空调行业已经逐步开始应用,但还仅仅是处于探索阶段,而且处于辅助地位。下面介绍几种天然冷源的利用方法。

1. 地温冷能在空调冷却水系统中的应用

普通空调系统的制冷机冷却系统,目前广泛采用的设备是冷却塔,但实际运行表明,这种传统的冷却系统,在夏季高温期,冷却水温度偏高,不容易达到冷凝器要求的温度,冷却塔为了降低冷却水温度,需增加能耗。此外,冷却塔主要是靠水的蒸发降温,补水量很大,也造成了水资源的浪费。上述问题几乎是冷却水系统的共同问题,一直没有得到解决。如果采用地冷方案,则可以很好地解决上述系统存在的各种问题。

系统的工作原理是:冷却水在冷凝器中升温后,导入设置于地下的地冷换热器,通过串联的换热器后,冷却水温度可以很容易降低到工艺需要的温度,再返回冷水机组系统。升温后的地层水,会将热量很快通过地层向四周传出,继续保持低温。

该系统重点解决的是冷却水系统降温问题,即通过地温冷能的利用,使冷却水在夏季气温最高的一段时间内也能达到工艺要求,但间接产生的效益是多方面的,具体如下。

- ① 不需要再向冷却水系统补充大量清水,节省水资源,具有一定的经济效益。
- ② 系统冷却水损失少,节省水处理费用。
- ③ 从地下水得到的只是冷量,对地下水源无污染。
- ④ 由于地下水源温度较低,即使在炎热的夏季,也能将冷却水冷却到较低的温度,提高被冷却设备的运行效率。
- ⑤ 系统简单易行,技术难度小,方便运行管理和维护。
- ⑥ 节约能耗,间接减少了用能对环境的污染。

但要使上述系统正常运行,必须合理设计换热器,掌握地层温度分布情况,这是该系统的难点所在。

2. 利用冬季贮冰为夏季空调系统提供冷能

天然冰贮存原理非常简单,在冬季气温较低的北方,可以建一座贮冰罐,罐内利用现浇冷冻的办法贮满天然冰,然后,对贮冰罐进行保冷,需要冷量时,将贮冰罐中的

冷量引出。天然冰贮存技术的最大特点是“无代价”用能,当一次投资建成了一定规模的贮冰罐后,在冬季最寒冷的一段时间里,按一定速度向罐内喷水,即可逐渐在罐内得到低温的冰。这种现浇的方法可以避免冰结冻时体积膨胀引起的罐体冻裂问题,同时得到的冰可以具有与当时的环境相同的低温。贮存的冰到夏季无论如何使用,都相当于在不启动制冷机的条件下获得冷量,直接效果是节约了电能消耗,间接减轻了因发电造成的环境污染。可以说,天然冰贮存技术是天然冷源利用的典型方案,环保与节能效益都很明显,应用前景十分广阔。

11.3.5 热泵系统

所谓热泵是以水或空气为热源,通过制冷剂(在热泵中通过其状态变化吸收和释放热量,并通过循环传递热量,如氟、氟利昂、溴化锂等)使热的移动发生逆转,亦即使热从低温向高温进行移动的机械装置。

以井水为低值热源的水-水热泵空调供暖(冷)系统,自 20 世纪 90 年代中期以后在我国发展十分迅速。

冬季供热工况,热泵系统以 16℃ 左右的地层水为热源,提取其中的热能可提供 60℃ 左右的热水。夏季空调工况,此时由于以 16℃ 左右的地层水为冷源,与普通空气源热泵相比,冷凝温度可以降低 10℃ 以上,使设备的能量利用效率大幅度提高,达到降低能耗的目的。上述系统在供热时与电供热相比,可节能 2/3 以上,即使与普通的空气热源热泵相比,节能率也在 40% 左右。

显然,上述系统是典型的冷能利用系统,夏季利用自然冷,节约制冷过程的电能消耗,冬季利用自然热,节约热泵系统的电能消耗。按平均节能率 40% 计算,在节约 40% 运行费用的同时,也大幅度减少了发电厂向大气释放各种有害物质的排放量,可以说节能、环保效果都很显著。

在实际工程应用时,热泵既可以单独作为所需要的冷源(如传统的冷冻机),又可以单独作为所需要的热源,但目前更多的是将热泵装置同时用于供热和制冷(可转换或同时运行)。

当将热泵作为热源而进行供热时,假设输入给热泵的热能为 Q_1 ,从低位热源处提升的热量为 Q_2 ,而在高位热源处(如用于供暖,热水供应)放出的热量为 Q_H ,则热泵的性能可用下式表示。

$$\frac{\text{高位热源的热量}}{\text{输入能量}} = \frac{Q_H}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad (11-8)$$

通过上式计算出的数值称为热泵的性能系数 COP,该数值通常比 1 大。因此,与将输入的能量(例如电能)直接加以利用(电热器)的情况相比,热泵具有较高的能量利用效率,更加节能。

热泵的空调系统有以下特点。

- ① 节能。热泵的能量利用效率较高,并且能有效地利用冷房中排出的热量和其

他多种排热,因此是节能型空调系统。

② 安全性较高。热泵与其他空调系统相比,不需要燃料的燃烧,没有发生火灾和爆炸的危险。

③ 洁净。热泵只是用洁净的能源——电,不需要燃烧装置,不会产生大气污染。

④ 运行管理、维修方便。由于热泵全部是电气化空调系统,故与具有燃烧装置的系统相比,运行管理、维修方便。

⑤ 用一台热泵既可制冷又可供热,所以可减少设备所需的空间。

⑥ 由于热泵全部是电气化空调系统,故可以实现全自动运转和远距离监控。

11.4 空调系统的监测与控制

受季节变化和室内外热、湿负荷变化的影响,空调系统必须通过必要的调节以确保室内温度、湿度和风速等参数在所要求的范围内。空调系统应设置监测与控制系统,包括参数检测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、设备连锁与自动保护、能量计算以及中央监控与管理等。空调监测与控制系统的设置目的是提高能源有效利用率、保证能源按需分配、减少和节省不必要能耗的一个重要措施之一。根据国外的统计,采用较为完善的检测与控制系统后,全年可节省大约20%的能耗。随着我国国民经济的快速发展,能源紧缺问题日益严重,作为建筑耗能的主要组成部分,对空调系统实施监测与控制技术越来越受到重视。

11.4.1 空调监测与控制的内容、应用原则及分类

1. 监测与控制的内容

空调监测与控制的主要内容包括监测、调节、信号报警和自动连锁三个部分。需监测的主要有:空调对象的温度和相对湿度,室外空气的温度和相对湿度,送风和回风的温度,一、二次混合风的温度,喷水室或空气冷却器出口空气温度,喷水室或空气冷却器用水泵出口温度和压力,喷水室或空气冷却器出口冷水温度,空气过滤器进出口静压差,变送风流量,变送风量系统静压管静压。需调节有:空调对象的温度和相对湿度的调节,送风温、湿度的调节,喷水室露点温度的调节,喷水室或空气冷却器用冷水泵的转速调节,工况转换监测与控制,变送风流量调节等。需信号报警和自动保护的有:新风干焓球温度报警,空调设备工作的自动连锁与保护等。具体内容应根据建筑物的功能、相关标准、系统类型等通过技术比较予以确定。

对于全年运行的空调系统,需要充分考虑到季节变化对系统运行的影响,根据室内外不同的热湿条件,确定不同的运行工况,以多工况的方式运行。其主要目的是为了充分利用新风和回风,尽量减少制冷机、加热器和加湿器的运行时间,达到节能的目的。要对这样一个多工况系统进行监测和控制,不仅需要根据相关参数确定工况转换的时机,在转换时切换运行设备,还要相应改变控制参数的数值,以及执行机构

的动作方向。

集中空调系统的监测与控制的内容主要包括:参数监测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、能量计量以及中央监控与管理等,具体内容应根据建筑功能、相关标准、系统类型等通过技术经济比较确定。

《公共建筑节能设计标准》(GB50189—2005)规定,空气调节风系统(包括空气调节机组)应满足下列基本控制要求。

- ① 空气温、湿度的监测和控制。
- ② 采用定风量全空气调节系统时,宜采用变新风比焓值控制方式。
- ③ 采用变风量系统时,风机宜采用变速控制方式。
- ④ 设备运行状态的监测及故障报警。
- ⑤ 需要时,设置盘管防冻保护。
- ⑥ 过滤器超压报警或显示。

2. 应用原则

《采暖通风与空气调节设计规范》(GB50019—2003)规定,符合下列条件之一,供暖、通风与空气调节系统宜采用集中监控系统。

- ① 系统规模大,制冷空气调节设备台数多,采用集中监控系统可减少运行维护工作量,提高管理水平。
 - ② 系统各部分相距较远且有关联,采用集中监控系统便于工况转换和运行调节。
 - ③ 采用集中监控系统可合理利用能量实现节能运行。
 - ④ 采用集中监控系统能防止事故,保证设备和系统运行安全可靠。
- 不具备采用集中监控系统的供暖、通风与空气调节系统,当符合下列条件之一时,宜采用就地自动控制系统。

- ① 工艺或使用条件有一定要求。
- ② 防止事故保证安全。
- ③ 可合理利用能量实现节能运行。

3. 分类

空调监测与控制系统的分类可按不同的方式分为如下几种。

- ① 按调参数的不同,可分为温度、湿度、压力、流量、液位等控制系统。
- ② 按调参数的给定值的情况分为定值调节系统、程序调节系统以及随动调节系统。
- ③ 按自动调节装置实现调节动作与时间关系的系统,可分为连续调节和断续调节系统。
- ④ 按结构特点可分为简单调节系统和复杂调节系统。

11.4.2 新风机组的监测与控制

新风机组一般由过滤器、风机和盘管组成,要求将新风处理到一定参数送到房

间。盘管的供水可以采用电动三通阀或电动二通阀对供水量进行无级调节,温度传感器控制电动阀的开启,冬季和夏季的送风温度可以分别进行设定。空气过滤器前、后设置压差控制器,当过滤器经过一段时间的运行后,阻力会增大,当空气过滤器前、后压差达到设定值时,压差控制器便会报警。

11.4.3 组合式空气处理机组的监测与控制

组合式空气处理机组是空调系统中常用的空气处理设备。在空调机组中,一般由多个功能段组成,可以对空气进行过滤、冷却、加热、减湿、加湿处理。因此,对空调机组的控制包括空气处理过程的控制、空气流量的控制、各处理设备的运行状态监测及保护以及各设备之间的动作连锁。

1. 定风量,温度控制方法

对于舒适性空调系统,为了节约能源,往往不设相对湿度控制,温度控制法适用于定风量一次回风露点送风系统,如图 11-8 所示。

夏季:室外新风与回风混合后,经过滤器过滤,由回风温度 T 控制电动两通阀 4,调节供水量来调节送风温度。

冬季:由回风温度控制电动两通阀 5,调节供水量来调节送风温度。空气过滤器前后设压差控制器,观察过滤器的运行情况。

实际工程设计中,往往是空气冷却和加热共用一套盘管,但其控制原理相同。

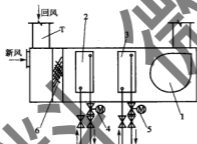


图 11-8 空气处理机组温度控制

- 1—风机电段;2—空气冷却器;3—空气加热器;
4—冷水电动两通阀;5—热水电动两通阀;
6—过滤器

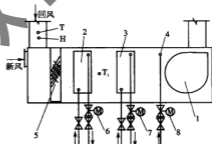


图 11-9 空气处理机组温度、湿度控制

- 1—风机;2—空气冷却器;3—空气加热器;
4—空气加湿器;5—空气过滤器;
6—冷水电动两通阀;7—热水电动两通阀;
8—加湿器电动两通阀

2. 定风量,温度和相对湿度控制方法

对于工艺空调和舒适度要求高的舒适性空调,往往要求对室内的温度和相对湿度同时提出要求,温、湿度控制法适用于定风量再热系统,如图 11-9 所示。

夏季:室外新风和回风混合后,经过滤器过滤,由露点温度 T ,控制冷水电动两通

阀 6, 回风相对湿度 H 控制加湿器电动两通阀 8, 回风温度 T 控制二次加热器的电动两通阀 7。当冷负荷减少时, 为了保证室内相对湿度, 需要对送风进行二次加热。空气过滤器前后设压差控制器, 另外, 还要求控制新风、回风的混合比例。

冬季: 由回风温度 T 控制热水加热器电动两通阀 7, 回风相对湿度 H 控制加湿器电动两通阀 8, 空气冷却器停止工作。

3. 变风量, 温度和相对湿度控制方法

如图 11-9, 夏季风机为变转速变流量系统, 表冷器由露点温度 T 控制电动两通阀 6, 回风温度 T 控制风机的转速调节风量来调节房间的负荷, 回风相对湿度 H 控制加湿器的电动两通阀 8 调节加湿量来调节房间的相对湿度。这种利用变风量来调节冷负荷避免了二次加热。

冬季: 表面冷却器 6 停止使用, 由回风温度 T 和相对湿度 H 分别控制加热器电动阀 7 和加湿器电动阀 8, 风机可以变风量运行。

4. 二次回风, 温度和相对湿度控制方法

如图 11-10 所示。夏季: 室外新风与一次回风混合, 经空气过滤器和表冷却器冷却, 然后与二次回风混合, 经加湿器由风机送入空调房间。由空气露点温度 T 控制表面冷却器电动两通阀 6, 回风温度 T 控制一次回风和二次回风的混合比例调节送风温度, 回风相对湿度 H 控制空气加湿器的电动两通阀 8, 调节房间的相对湿度。

冬季: 表面冷却器停止使用, 回风温度和相对湿度分别控制空气加热器和加湿器的电动两通阀, 调节房间的温、湿度, 风机为定流量运行。

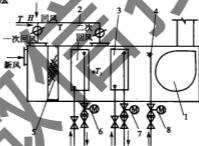


图 11-10 二次回风温度、湿度控制

- 1—风机; 2—空气冷却器; 3—空气加热器;
4—空气加湿器; 5—空气过滤器; 6—冷水两通阀;
7—热水电动两通阀; 8—加湿器电动两通阀

11.4.4 风机盘管的监测与控制

风机盘管广泛应用于空调系统中。它由加热(冷却)盘管和风机组成, 通过温度控制器控制盘管的二通阀或三通阀的开闭, 从而控制冷、热盘管水流的通、断, 而风机速度的控制通常由人工完成。

1. 二管制定流量水系统, 手动控制风机

表冷器供水流量依靠阀门手动调节, 阀门一次性调节后固定不变, 水常流通, 室内温度的高、低由手动选择风机的三档变速开关来实现(见图 11-11)。这种控制方式, 供水量

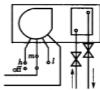


图 11-11 手动选择风机三档转速

不变,当风量改变时,送风参数也随之变化,从而达到调节的目的。采用这种方式风机盘管处理后空气的露点温度得不到控制。

2. 二管制定流量水系统,温控器控制风机

表冷器供水量依靠阀门手动调节,阀门一次性调节后固定不变,水常流通,室内温度控制器控制风机的启停,手动三档变速开关调节风机的转速来调节风量,冬、夏采用手动转换。室内设置的温度控制器控制温度,夏季当室内空气温度低于整定值时,风机自动停开(见图 11-12)。与上面相同,风机盘管处理后空气的露点温度得不到控制,室内温度靠手动控制。

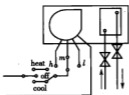


图 11-12 温度控制器控制风机
手动三档变速



图 11-13 手动三档开关,温控器、风机和
电动两通阀连锁

3. 二管制变流量水系统,温控器、风机、电动二通阀连锁控制

回水管上设电动二通阀,风机与电动二通阀连锁。风机停止工作时,二通阀关闭。室内温度控制器根据室内温度控制电动二通阀的启闭,当电动阀断电后,自动关闭切断水路。风机盘管处理后的空气露点温度得不到合理的控制,室内温度可以自动控制(见图 11-13)。

4. 四管制变流量水系统,温控器、风机、电动二通阀连锁控制

风机和电动二通阀连锁,由室温控制器控制冷、热盘管的电动二通阀的开、闭(见图 11-14)。

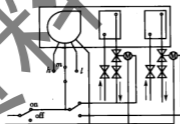


图 11-14 手动三档开关,温控器控制电动
两通阀,风机和电动两通阀连锁

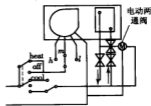


图 11-15 手动三档开关调节风量,
温控器控制电动三通阀

5. 二管制变流量水系统, 手动控制风机、温控器控制电动三通阀

温度控制器调节电动三通阀的供水量, 部分冷媒水由旁通管流向回水管, 从而可以利用电动三通阀调节供水量。在风机盘管出风口设置温度传感器, 可以控制送风的露点温度(见图 11-15)。

以上是几种风机盘管的基本控制方法, 根据不同的功能要求, 还有多种其他的控制方法。

11.4.5 空调冷、热源的监测与控制

空调系统必须依靠冷、热源提供的冷量或热量来消除建筑物室内和工业生产过程产生的冷、热负荷。随着室外气象条件或室内负荷的变化, 必然要对冷、热源机组输出的冷、热量进行调节。

《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005) 规定, 冷、热源系统的控制应满足下列基本要求。

① 对系统冷、热量的瞬时值和累计值进行监测, 冷水机组优先采用由冷量优化控制运行台数的方式。

② 冷水机组或换热器、水泵、冷却塔等设备连锁启停。

③ 对供、回水温度及压差进行控制或监测。

④ 对设备运行状态进行监测及故障报警。

⑤ 技术可靠时, 宜对冷水机组出水温度进行优化设定。

冷、热源机组调节方式主要包括能量调节和冷、热源机组的台数控制。

冷、热源机组的能量调节一般依靠机组自身的控制系统和设备予以完成, 如离心式制冷机的导叶开度调节和螺杆式制冷机组的滑阀位置调节等。楼宇自动控制系统的任务只是接收、显示和监测机组的运行状态和运行参数, 当控制参数超过正常范围时则发出警告信号。如果某些关键性的参数长时间超过正常范围, 监测与控制系统应当根据事先确定的程序停止机组的运行, 做好故障记录, 同时启动备份机组。

当冷、热源机组超过一台时, 除了要对每台机组要进行能量调节外, 还要对运行机组的台数进行控制, 同时对其附属的水泵、冷却塔等进行联动控制, 避免所有的冷、热源机组都同时运行在部分负荷状态下, 以提高整体效率, 实现节能目的。

空调系统中的冷、热源机组在运行中, 需要对一些主要参数进行连续监测。这些参数包括冷水机组的冷凝器、蒸发器的水侧进、出口压力和温度; 换热器的进、出口水温度和压力; 分水器、集水器的温度和压力或压差(有条件时还应当测量各支管的温度); 各台水泵的进、出口压力; 过滤器两端的压差; 系统的总流量(一般在回水处测量); 以及冷水机组、各主要阀门、水泵、冷却塔风机的运行状态等。通过监测, 能够及时掌握系统的运行情况, 及早排除可能发生的故障。

当空调系统中包含蓄冷(热)装置时, 还应当对其中的蓄冷(热)设备的进、出口水温与流量、液位、运行状态、调节阀阀位等主要参数进行监测。在有条件的时候, 还应

当对冷(热)量进行计量。

当冷水机组以自动方式运行时,为了保证制冷机的安全运行,整个系统中的其他设备,包括冷水泵、冷却水泵、冷却塔风机等都要与制冷机实现电气连锁,顺序启停。具体来说,当冷水机组启动时,这些设备应当先于制冷机开机运行;停机时则按相反顺序进行。除了启、停顺序以外,在启动制冷机时还应当确认冷水泵和冷却水泵已经正常工作,相关阀门也已经打开。这通常利用设置在制冷机相关管路上的水流开关与制冷机的启动电路实行电气连锁来实现。

11.4.6 空调水系统的监测与控制

1. 空调冷水系统的控制

空调冷水系统的控制主要应用在变水量系统中。随着负荷的变化,空调末端装置所需要的冷、热量也随之发生变化,这就要求供水侧的水量能够跟踪末端需求量的变化。一般认为,在需水量发生变化时,如果能够保持供水、回水管的压差保持恒定,就表明供水量已经跟随需求量的变化而变化。这也就是我们的控制目标。因此,空调水系统控制一般选择供、回水管的压差作为控制参数,但有时也可以将供水干管压力作为控制参数,首先根据压差变化改变水泵的运行台数,然后通过压差旁通阀控制或水泵变频控制等方法改变供水量。目前普遍采用的是压差旁通控制,水泵变频控制技术也在逐渐得到应用。

1) 压差旁通控制

压差旁通控制示意图如图 11-16 所示。当采用压差旁通控制时,如果供、回水管之间的压差升高,说明需水量下降,则控制器发出指令加大旁通阀的开启度,使得通过旁通管流回的水量增加,从而减少了供水量。反之,如果供、回水管之间的压差降低,则减小旁通阀的开启度,减少通过旁通管流回的水量,增加供水量。

2) 水泵变频控制

水泵变频控制同样利用供、回水管之间的压差作为信号。当压差升高时,控制器发出指令降低变频器的输出频率,从而降低水泵转速,也就减少了供水量。反之,则提高变频器输出频率,增加供水量。水泵变频流量控制示意图如图 11-17 所示。

由于冷水机组蒸发器要求水流量相对稳定,水泵变频控制通常用于一、二次泵系统的二次泵一侧,目前一次泵系统的水泵变频控制还有诸多的技术问题没有解决。而压差旁通控制方式在一次泵系统和一、二次泵系统的两级都可以应用。

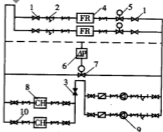


图 11-16 压差旁通控制

- 1—调节阀；2—过滤器；3—总阀门；
 4—末端设备；5—电动两通阀；6—压差控制器；
 7—旁通调节阀；8—冷水机组；9—冷水泵；
 10—闸阀

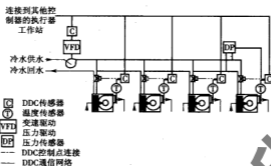


图 11-17 水泵变频控制示意图

这两种控制方法相比较,压差旁通控制相对比较简单,但是水泵变频控制更加节能。无论采用哪种水量控制方法,都需要与水泵台数控制相结合,而且以台数控制为优先。这就是说,首先通过台数控制关闭一部分不必要的水泵,然后再通过压差旁通控制或者水泵变频控制准确跟踪需求水量的变化。

2. 空调冷却水系统控制

根据《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005)规定,空气调节冷却水系统应满足基本控制要求。

1) 冷水机组运行时,冷却水最低回水温度的控制

从节能的观点来看,较低的冷却水进水温度有利于提高冷水机组的能效比,因此降低冷却水温对节能是有利的。但为了保证冷水机组能够正常运行,提高系统运行的可靠性,通常冷却水进水温度有最低水温限制的要求。为此,必须采取一定的冷却水温控制措施。通常有以下 3 种做法。

- ① 调节冷却塔风机运行台数。
- ② 调节冷却塔风机转速。
- ③ 供、回水总管上设置旁通电动阀,通过调节旁通流量保证进入冷水机组的冷却水温高于最低限值。

在①、②两种方式中,冷却塔风机的运行总能耗也得以降低。

2) 采用冷却塔供应空气调节冷水时的供水温度控制

在停止冷水机组运行期间,当采用冷却塔供应空调冷水时,为了保证空调末端所必要的冷水供水温度,防止空调冷水的冻结,应对冷却塔出水温度和空调冷水的供水温度进行控制。

3) 排污控制

冷却水系统在使用时,由于水分的不断蒸发,水中的离子浓度会越来越大。为了防止由于高离子浓度带来的结垢等种种弊病,必须及时排污。排污方法通常有定期排污和控制离子浓度排污。这两种方法都可以采用监测与控制方法,其中控制离子浓度排污方法在使用效果与节能方面具有明显优点。

第 12 章 通风空调系统的噪声与振动的控制

12.1 噪声源及噪声控制标准

12.1.1 通风、空调系统的噪声源

通风、空调系统中主要噪声源是通风机,其他噪声源,如水泵、制冷压缩机等也是很强的,但它们不与送、排风系统直接接通,不会直接以空气噪声的形式影响空调房间。通风机噪声由空气动力噪声、机械噪声和电磁噪声组成,通常以空气动力噪声为主要成分。空气动力噪声由涡流噪声、撞击噪声和回转噪声组成。涡流噪声是气流在吸入口和叶轮中脱流面形成的,它与风机的进风口、前盘结构以及其相互配合有关,当叶轮线速度增大时,涡流噪声也增加。撞击噪声是气流进入或离开叶片时产生的,它和风机的流量、叶片的入口、出口角度有关,当流量增加、风机工作点偏离最佳工作点时,撞击声随之增加。回转噪声又称为叶片噪声,是旋转叶片对气流产生周期性的压力,引起气体压力和速度的脉动变化而产生的,它与风机的转速高低、叶轮直径的大小有关,当转速增高或叶轮直径增大(即线速增大)时,回转噪声随之增大。

机械噪声是轴承摩擦、传动件加工安装不良和旋转部分的不平衡产生的。电磁噪声是由于电动机线圈磁场使交变力相互作用而产生的。

1. 通风机的噪声及其估算公式

通风机的噪声随着不同系列或同系列的不同型号、不同转数而变化。即使是同一型号的通风机,其噪声也会因装配精度的不同而不同。因此,在工程设计中最好能对所选用的通风机的声功率级和频带声功率级进行实测。一般可根据下列公式计算。

离心风机的声功率级:

$$L_w = L_{wc} + 10 \lg(QH^2) - 20 \quad (12-1)$$

轴流风机声功率级:

$$L_w = 19 + 10 \lg Q + 25 \lg H + \delta \quad (12-2)$$

风机各倍频带的声功率级:

$$L_{wi} = L_w + \Delta L_w \quad (12-3)$$

式中 L_w ——通风机的声功率级, dB;

L_{wc} ——通风机的比声功率级, dBm, 对于一般离心风机在最佳工况点时可取 24 dB;

Q ——通风机的风量, m^3/h ;

H ——通风机的全压, Pa;

δ ——通风机的声功率级, dB, 工况修正值, 可近似按表 12-1 选取;

L_{wi} ——风机各倍频带的声功率级, dB;

ΔL_w ——风机各倍频带的声功率级修正值, dB, 按有关设计手册查取。

表 12-1 轴流风机声功率级工况修正值

叶片角度	15°		20°		25°	
叶片数	4	8	4	8	4	8
δ/dB	2.0	5.2	-2.4	2.2	2.0	8.0

2. 末端空调设备的噪声

整体式空调设备的噪声主要来自其中的通风机, 噪声数据一般可以在有关产品样本中查到。

立柜式空调机组的噪声较大, 除通风机噪声外, 机组下部压缩机的噪声也不可忽视。窗式空调器的噪声主要来自送风机及排风机(扇), 以及制冷压缩机。风机盘管空调器的噪声来自所配通风机及电动机。通常制造厂家给出高、中、低三档风速条件下的噪声功率级或声级。风机盘管的噪声级通常为 20~40 dB(A)。

3. 风道部件中的噪声衰减与再生

通风机噪声在经过风道及其部件传播的过程中, 由于管壁的摩擦, 会将部分声能转换为热能。此外, 管道流通面积的变大、变小, 管道分支、弯头以及其他部件在其界面处阻抗不匹配, 一部分声能透射过去, 另一部分声能被反射回声源处, 因而使噪声有所衰减。但是, 上述风道局部构件增加了系统的阻力, 引起气流的涡旋, 也就可能引起再生噪声。随着风速的增加, 再生噪声的影响也随之增大。

通常, 对于直风道, 当风速小于 5 m/s 时, 可以不计气流的再生噪声; 风速大于 8 m/s 时, 可不计算管道中噪声的衰减量。

12.1.2 通风、空调房间的允许噪声标准

房间的噪声标准是保护人的听力和保证交谈、通讯的质量的最高噪声水平。噪声对听觉的危害与噪声的强度、频率以及持续时间等因素有关。国际标准组织提出的噪声容许标准规定: 每天工作 8 h, 容许连续噪声的噪声级为 90 dB; 根据作用时间减半, 容许噪声能量可加倍的原则, 每天工作 4 h, 容许噪声级为 93 dB; 但任何情况下, 不得超过 115 dB。

有消声要求的房间大致可分为两类: 一类是生产或工作过程对噪声有严格要求

的房间,如广播台和电视台的演播室、录音室,这类房间的噪声标准应根据使用需要由工艺设计人员提出,经有关方面协商;另一类是在生产或工作过程中要求给操作人员创造适宜的声学环境的房间。

民用建筑允许噪声标准如表 12-2 所示,生产厂房及辅助建筑物允许噪声标准如表 12-3 所示。

表 12-2 民用建筑允许噪声标准[dB(A)]

建筑类别	建筑等级		
	高级	中级	普通
文娱建筑如音乐厅、剧院等	30	35	40
福利卫生建筑	35	40	45
居住类、办公建筑	40	45	50
集会建筑、科研建筑	45	50	55

表 12-3 生产厂房及辅助建筑物允许噪声标准

建筑物类别	噪声级/[dB(A)]	
	不宜大于	不得大于
一般生产厂房	85	90
精密加工、装配等轻作业厂房	85	70
控制室计算机房	55	65
厂房办公室	65	70
实验室、化验室	50	60

12.2 消声与隔声设计

12.2.1 降低系统噪声的措施

降低噪声一般应注意到声源、传声途径和工作场所的吸声处理三个方面,但在声源处将噪声降低最为有效。为了降低通风机的噪声,第一,要选择高效、节能、低噪声型的通风机,在满足风量、风压的前提下,适当选择转速低的风机,降低其空气动力噪声;其次是选用合理的轴承,提高装备精度,严格检验叶轮的动平衡和静平衡,降低风机的机械噪声,尽可能采用叶片后向型的离心式风机,应使其工作点位于或接近于风机的最高效率点,此时风机产生的噪声功率级最小。第二,当系统风量一定时,选用风机压头安全系数不宜过大,必要时选用送风机和回风机共同负担系统的总阻力。第三,通风机进、出口处的管道不得急剧转弯,通风机与电动机尽量采用直联或联轴

器传动。第四,通风机进、出口处的管道应装设柔性接管,其长度一般为100~150 mm,且不宜超过150 mm。

设计送、回风管路时,每个送回风系统的总风量和阻力不宜过大。必要时可以把大风量系统分成几个小系统,尽可能加大送风温差,以降低风机风量,从而降低风机叶轮外周的线速度,降低风机的噪声。应尽可能避免管道急剧转弯产生涡流而引起再生噪声。风道上的调节阀不仅会增加阻力,也会增加噪声,应尽可能少装。风道内的空气流速应按噪声要求进行控制,从通风机到房间的风道内流速应逐渐降低,消声器后面的流速不能大于消声器之前的流速。必要时,弯头和三通支管等处应装设导流片。

当采取上述措施并考虑了管道系统的自然衰减作用后,如还不能满足房间对噪声的要求,应考虑采用消声器消声。

12.2.2 消声器

在管道系统设置消声器是控制系统噪声的重要措施。消声器的作用是降低和消除通风机噪声沿送、回风管传递入室内或传向周围环境。

1. 消声器原理。

通风、空调系统所用的消声器有多种形式,但根据消声原理的不同大致可分为阻性和抗性两大类。阻性消声器的原理是借助配置在送、回风管道内壁上或在管道中按一定方式排列的吸声材料或吸声结构的吸声作用,使沿管道传播的声能部分地转化为热能而消耗掉,达到消声的目的,抗性消声器并不直接吸收声能,它的消声原理是借助管道截面的突然扩张或收缩或旁接共振腔,使沿管道传播的某些特定频率或频段的噪声,在突变处向声源反射回去而不再向前传播,从而达到消声的目的。

2. 几种常用的消声器

1) 阻性消声器

(1) 管式消声器

这是一种最简单的消声器,它仅在管壁内周贴上一层吸声材料,故又称“管衬”。这种消声器的优点是制作方便,阻力小,但只适用于较小的风道,直径一般不大于400 mm,对于大断面的风道消声效果较低。此外,管式消声器仅对中、高频噪声有一定消声效果,对低频性能较差。

对于较大断面的风道,可将断面划分成几个格子,这样就成为片式或格式消声器。片式或格式消声器应用比较广泛,它构造简单,对中、高频噪声吸声性能较好,阻力也不大。这类消声器中的空气流速不宜过高,以防气流产生涡流噪声而使消声无效,同时增加空气阻力。

为了进一步提高高频消声的性能,还可将片式消声器改成折板式消声器或声流式消声器。

(2) 室式消声器

将风道扩大成小室,内贴吸声材料,即为室式消声器。如多个室式消声器串联,

即成迷宫式消声器。

(3) 消声弯头

在风道弯头内贴吸声材料即成为消声弯头。由于弯头对声波的反射作用和吸声材料对噪声的吸收作用使弯头后的声压级得以减小。

2) 抗性消声器

抗性消声器又称膨胀式消声器,由小室和管道相连而构成,如图 12-1 所示。抗性消声器对低频噪声具有较好的消声效果,且构造简单,不受高温和腐蚀气体的影响,具有阻性消声器所不具备的优点,但存在气流阻力大、断面比大、占用空间多且消声频带窄等缺点。

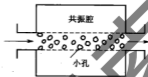


图 12-1 抗性消声器示意图

3) 共振式消声器

共振式消声器如图 12-2 所示。它是利用穿孔板上小孔颈处的空气柱和共振腔内的空气构成了一个共振吸声结构,当外界噪声频率与共振吸声结构的固有振动频率相同时,引起小孔孔颈处空气柱强烈共振,空气柱与孔壁发生剧烈摩擦,从而消耗了声能。这种消声器消声量大,空气阻力小,无填料,不起尘,对低频噪声有较好的消声效果,但它的消声频率范围比较窄。



图 12-2 共振式消声器

4) 复合式消声器

阻性消声器对中、高频噪声的消声效果显著,对低频噪声的效果较差;抗性消声器和共振式消声器则相反,对低频噪声的消声效果较好,对高频噪声的效果较差。实际上空调系统中的噪声频谱范围较宽,既有低频、中频噪声,又有高频噪声,为了使消声器在较宽的频带有效,常常将阻性和抗性消声器组合起来,或将阻性和共振式消声器组合起来,成为宽频带复合式消声器,如图 12-3 所示。

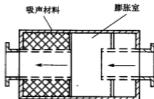


图 12-3 阻、抗复合式消声器

宽频带复合式消声器对低频及部分中频噪声的降低是利用管道截面突变的抗性原理,和腔面构成的共振消声原理来达到的,对高频及大部分中频噪声的降低则是利用多孔吸声材料来吸收的。

3. 管道系统消声设计要点

首先,根据噪声源的频谱、管道系统的噪声衰减量和实际的室内允许噪声标准,确定消声器所需的消声量。要特别注意,噪声源的声功率级、噪声自然衰减量、室内

容许噪声值均应分别按各倍频程确定。

其次,根据给定的管道空气流量,选择适当的流速,从而确定消声器的有效流通截面积。选择流速时应注意兼顾消声器的消声性能、空气动力性能以及气流再生噪声。一般地说,通过室式消声器的风速不宜大于5 m/s,通过消声弯头的风速不宜大于8 m/s,通过其他类型消声器的风速不宜大于10 m/s。

4. 消声器使用中应注意的问题

① 消声器宜设置在靠近通风、空调机房气流稳定的管道上,当消声器直接布置在机房内时,消声器检修门及消声器后的风道应具有良好的隔声能力。若主风道内风速太大,消声器靠近通风机设置,势必增加消声器的气流再生噪声,这时宜分别在气流速度较低的分支管上设置消声器。

② 选择消声器时,应根据系统所需的消声量、噪声源频率特性和消声器的声学性能及空气动力性能等因素,经技术经济比较,分别采用阻性、抗性或阻、抗复合式消声器。

③ 在进行消声设计时,一般多选用消声弯头这类阻性消声器。抗性消声器使用条件要求严格,结构较复杂,体积较大,费用也高。它的消声范围很窄,多用于吸收某一范围的低频噪声。室式消声器的消声量一般比较小,要达到较大的消声量,则要多个室式消声器串联,这时气流阻力会增大,因此应尽量少用这种形式的消声器。

④ 一般情况下宜选用微穿孔板消声器。微穿孔板上的孔径小于1 mm,板厚也小于1 mm,微孔有足够大的声阻,从而具有良好的吸声性能。与一般穿孔板结构比较,可省掉板后的多孔吸声材料,并可用不同穿孔率和不同后腔的双层微孔板使消声频率范围变宽,同时由于这种消声器的流动阻力小,又没有填料,不起灰尘,因此适合在高温高速风道和超净车间或防尘车间的通风管道中使用。

12.3 隔振设计

通风、空调动力装置产生的振动,除了以噪声形式通过空气传播到房间,还可能通过管道、建筑物的结构或基础进行传播,这种噪声被称为固体声。如果在振源和它的基础、接管之间安装弹性构件,可以减轻传出的振动力,这种措施被称为积极隔振;也可以在被保护仪器及其基础之间安装弹性构件,来减轻外界振动对仪器的影响,被称为消极隔振。

12.3.1 基础减振器

评价隔振效果的物理量中,最常用的是振动传递率 K ,它表示通过隔振元件传递的力与振源的总干扰力之比值。 K 值越小,隔振效果越好。风机、水泵、机组基础减振器包括橡胶减振器和弹簧减振器,常用的减振器有橡胶减振器和弹簧减振器两种。橡胶减振器采用硫化处理的耐油丁腈橡胶作为减振弹性体,黏结在内外金属环

上受剪切力作用,具有较低的固有频率和足够的阻尼,安装更换方便,减振效果良好,且价格低廉,适用于振动较弱的设备。弹簧减振器由单个或数个相同尺寸的弹簧和铸铁(或塑料)护罩组成,用于机组座地安装及吊装,其固有频率低,静态压缩量大,承载能力大,减振效果好,性能稳定,广泛应用于震动较强烈的设备,价格较贵。

振动传递率与振源的振动频率 $f(\text{Hz})$ 、振源与减振器组成的系统的固有频率 $f_0(\text{Hz})$ 、隔振材料的阻尼比 D 有关,一般橡胶减振器, $D=0.07\sim 0.15$,金属弹簧减振器, $D=0.005\sim 0.0150$ 。在工程设计中,有时为了简化起见,只需粗略估计隔振效果,常将阻尼比 D 的影响忽略。当忽略阻尼比 D 的影响后,振动传递率 K 的数学表达式为:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1} \quad (12-4)$$

式中 K ——振动传递率;

f ——振源的振动频率, Hz , $f = \frac{n}{60}$;

f_0 ——弹性减振系统的固有频率, Hz , $f_0 = \frac{\delta}{\sqrt{\delta}}$;

n ——通风机或其他振源的转速, r/min ;

δ ——振源不振动时,弹性构件(或隔振材料)的静态压缩量, cm 。

从式(12-4)可以看出, f/f_0 值越大,则 K 越小,即隔振效果越好。当 $f=f_0$ 时, K 值无穷大,即系统产生共振,机组传给基础的力会增加很大。通常在工程上选用 $f/f_0=2.0\sim 5.0$ 。

在设计隔振时,可以根据工程性质确定其减振标准,即确定 K 值(见表 12-4),然后选择减振材料或减振器。

表 12-4 减振参考标准

允许振动传递率 K	f/f_0	隔振评价	应用举例
9.01~0.05	15~5	极好	设备安装在播音室、音乐厅的楼板上或 高层建筑上层
0.05~0.10	5~3.3	很好	设备安装在楼层、其下层办公室、图书馆、会议室及 病房等要求严格隔振的房间
0.10~0.20	3.3~2.5	好	设备安装在广播电台、办公室、图书馆及病房等 要求安静的房间附近
0.20~0.40	2.5~2.0	较好	设备安装在地下室,而周围为上述情况以外的 一般性房间
0.40~0.50	<2.0	不良	设备安装在远离使用地点的地方或一般车间

在设计和选用减振器时,应注意以下几个问题。

① 当设备转速 $n > 1500$ r/min 时,宜选用橡胶,软木等弹性材料垫块或橡胶减振器;当设备转速 $n \leq 1500$ r/min 时,宜选用弹簧减振器。

② 减振器承受的荷载不应超过允许工作荷载。

③ 选择橡胶减振器时,应考虑环境温度对减振器压缩变形量的影响,计算压缩变形量宜按制造厂提供的极限压缩量的 $1/3 \sim 1/2$ 采用。设备的振动频率 f 与橡胶减振器垂直方向的固有频率 f_0 之比应大于或等于 3.0。橡胶减振器应尽量避免太阳直接照射或与油类接触。

④ 选择弹簧减振器时,设备的振动频率 f 与弹簧减振器垂直方向的固有频率 f_0 之比应大于或等于 2.0。当其共振振幅较大时,宜与阻尼比大的材料联合使用。

⑤ 使用减振器时,设备重心不宜太高,否则容易发生摇晃。当设备重心偏高时,或设备重心偏离几何中心较大且不易调整时,或减振要求严格时,宜加大减振台座的重量及尺寸,使系统重心下降,确保机器运转平稳。

⑥ 支承点数目不应少于 4 个,机器较重或尺寸较大时,可用 6~8 个。

⑦ 为了减少设备的振动通过管道的传递量,通风机和水泵的进出口宜通过隔振软管与管道连接。

⑧ 在自行设计减振器时,为了保证稳定,对弹簧减振器,弹簧应尽量做得短胖些。一般地说,对于压缩性荷载,弹簧的自由高度不应大于直径的两倍。橡胶、软木类的减振垫,其静态压缩量 δ 不能过大,一般在 10 mm 以内;这些材料的厚度也不宜过大,一般控制在几十毫米以内。

12.3.2 管道隔振

风机、水泵、冷水机组等动力设备与管道连接处,应采用软连接措施。风机进出口管道上设置难燃材料的软管,一般长度为 150 mm 为宜;水泵、冷水机组进出口管道上设置橡胶软接头;有明显振动源的管道采用减振支、吊架安装。

参考文献

- [1] 朱颖心. 建筑环境学[M]. 第2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [2] 贺平, 等. 供热工程[M]. 第3版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993.
- [3] 李德英. 供热工程[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [4] 李德英. 建筑节能技术[M]. 北京: 中国机械工业出版社, 2006.
- [5] 陆亚俊, 等. 暖通空调[M]. 第2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [6] 黄翔, 等. 空调工程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [7] 姚杨. 暖通空调热泵技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [8] 彦启森, 等. 空气调节用制冷技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004.
- [9] 李晓燕, 等. 制冷空调节能技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004.
- [10] 刘译华, 等. 空调冷热源工程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005. 9.
- [11] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 第2版. 西安: 西安交通大学出版社, 1997.
- [12] 徐邦裕, 等. 热泵[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [13] 张旭, 等. 热泵技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [14] 赵军, 等. 地源热泵技术与建筑节能应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [15] 吴味隆, 等. 锅炉及锅炉房设备[M]. 第4版. 北京: 中国建筑工业出版社.
- [16] 丁崇功, 等. 工业锅炉设备[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [17] 孙一坚. 工业通风[M]. 第3版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.
- [18] 张吉光, 等. 高层建筑和地下建筑通风与防排烟[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005. 3.
- [19] 孙昆君. 制冷与空调装置的自动控制[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000. 10.
- [20] (美) 汪梅国著. 空调与制冷技术手册[M]. 李德英译. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [21] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 第2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [22] 赵荣义. 简明空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998.
- [23] 电子工业部第十设计研究院. 空气调节设计手册(第2册)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995.
- [24] 孙一坚. 简明通风设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1997.
- [25] 胡传忠. 通风除尘设备设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- [26] 中国气象局气象信息中心气象资料室, 清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热

- 环境分析专用气象数据集[M].北京:中国建筑工业出版社,2005.
- [27] 刘晓华,江亿,等.温湿度独立控制空调系统[M].北京:中国建筑工业出版社,2006.