

空调运行管理手册

——原理、结构、安装、维修

李金川 编著



获取更多资料

微信搜索蓝领星球

上海交通大学出版社

空调运行管理手册

——原理、结构、安装、维修

李金川 编著

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

上海交通大学出版社

内 容 提 要

本书全面介绍了各种空调系统的原理、系统、设备与附件;各种系统的运行调节与管理、自控、节能以及运行中常见故障的处理;运行管理规程;设备与附件的维护管理以及有关各种制冷设备与附件的原理、构造、热力分析与计算、运行管理与调整等;还介绍了故障处理与维修以及小型空调机组及房间空调器的选用、使用与维护、修理。内容完整全面。

全书文字流畅,原理部分叙述明白通晓,阐述透彻;运行管理部分内容丰富详尽,经验宝贵,切实可用,有的放矢。全书原理与运行管理是结合讲解的。只有吃透了原理,才能真正运行管理好空调系统与设备。如能切实掌握本书内容,定可使空调系统充分发挥其应有作用而且节能安全。

本书适合于空调运行管理人员、施工安装人员、制冷设备维修工阅读,也可供设计人员及有关院校师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

空调运行管理手册:原理、结构、安装、维修/李金川编著. —上海:上海交通大学出版社,2000
ISBN 7-313-02281-6

I.空... II.李... III.空气调节系统—技术手册
IV.TU831.3-62

中国版本图书馆CIP数据核字(1999)第47953号

空调运行管理手册

—原理、结构、安装、维修

李剑川 著

上海交通大学出版社出版发行

(上海市番禺路877号 邮政编码200030)

电话:64071208 出版人:张天蔚

上海锦佳装潢印刷发展公司印刷 全国新华书店经销

开本:787mm×1092mm 1/16 印张:52.5 插页:16 字数:2217千字

2000年4月第1版 2000年4月第1次印刷

印数:1~6000

ISBN-313-02281-6/TU·046 定价:70.00元

版权所有 侵权必究

前 言

随着我国经济快速、持续的发展和综合国力的不断提高,空气调节(简称空调)技术在国民经济的各个部门中正在发挥着越来越重要的作用。尤其是近年来空调技术的迅速发展和广泛应用,不仅为工农业生产、科学研究、国防建设以及医疗卫生、商业、文化娱乐业提供了必要的环境条件,而且也创造了可观的经济效益。同时,广大人民群众以前可望而不可及的家用空调器已经进入千家万户,给人民群众创造了优越的生活环境,极大地提高了人民的物质文化生活水平。

目前,由于空调技术的广泛应用,遍及各行各业的空调设备越来越多,已经形成了相当数量的从事空调运行管理的人员队伍。同时,随着科学技术的飞速发展,空气调节也由单一的技术而发展成为今天集热力、流力、机械、电工、电子、自动控制、电子计算机等技术于一体的综合性专业技术。这就要求从事空调运行管理的人员适应这一变化,具备上述技术的一些基本知识,使之在日常的运行管理工作中能够运用这些知识指导自己的工作,正确、迅速地处理运行管理中出现的各种问题。在空调的运行管理中,如何保证空调设备处于最佳状态,充分发挥其潜力,在满足工艺条件的前提下,制定合理的运行调节方案,最大限度地减少能量消耗、降低运行费用,创造更好的经济效益,是空调运行管理人员的任务;做好空调设备的管理,在可能条件下,合理地使用新技术、新产品对原有系统进行更新、改造,使空调系统的固定资产不断地增值、升值也是运行管理人员的职责。因此,空调运行管理人员应不断地接受新知识、新技术,提高自身的技术素质是时代的要求,大势所趋,也是保证空调系统安全、可靠、高效运行,满足各种需要的重要措施。

为了帮助从事空调运行管理工作中没有接受过专门培训的工人、干部和管理人员更好地做好自己的工作,为了提高各企事业单位的空调运行管理水平,将笔者多年来在《空调运行管理》专业课程中所讲授的自编教材和备课资料进行整理、加工和补充,并予以结集出版。本书包括中央空调、制冷和小型空调机组及房间空调器三部分内容,共分23章,介绍了空调系统(包括集中式空调系统、风机盘管空调系统、诱导器空调系统、变风量空调系统、单体空调系统及房间空调器等)的组成、自动控制、系统的运行调节、测定调整、设备的维护修理等方面的内容,力求做到通俗易懂、易于接受。由于笔者所接触范围的局限性,加之编者水平有限,书中难免有一定的局限性和不恰当及错误之处,望读者能提出宝贵的意见,以期改正。

本书在编写过程中,从取材、选材、内容安排等各方面均都得到中国建筑工业出版社编审吴文侯老师的大力支持和帮助,并在最后的审查定稿中付出了辛勤的劳动,同时还有周芳、李玲、代雨、向丽、雷风、郑南、李鹏、马明、陈阳、肖永伟、许雷、高丽、董大宇等同志也参与了部分初稿的编写及制图、资料翻译、审校等工作,上海交通大学徐德胜教授、上海市劳动局陈维刚高工对编写作了指导并进行了审校工作。中国建筑工业出版社吴文侯编审、同济大学出版社吴味隆教授为本书的出版做了大量工作,在此一并致以衷心的感谢!还对那些在本书的编写过程中提供过支持和帮助的有关领导及同志表示感谢!

编 者
于 1999 年 5 月

目 录

1 空调基本知识	1
1.1 空调的任务和作用	1
1.1.1 概述	1
1.1.2 空气环境对人体的影响	1
1.1.3 空气环境与生产的关系	2
1.1.4 空调系统的一般组成与基本概念	3
1.1.5 空调运行管理的任务和目标	3
1.2 空气的性质与湿空气的焓(h)-湿(d)图	4
1.2.1 空气的组成与状态参数	4
1.2.2 湿空气的焓(h)-湿(d)图	5
2 空调系统	9
2.1 空调系统的组成	9
2.1.1 空气的循环	9
2.1.2 空气的加热	9
2.1.3 空气的净化	9
2.1.4 空气的降温、去湿和加湿	10
2.1.5 风机	10
2.1.6 风路系统	10
2.1.7 供冷、供热系统	10
2.1.8 空调系统的调节和控制	10
2.2 空调系统的分类及特点	10
2.2.1 空调系统的分类	10
2.2.2 各种空调系统的特点	11
2.3 集中式空调系统的空气处理过程	14
2.3.1 直流式空调系统	14
2.3.2 一次回风式空调系统	15
2.3.3 二次回风式空调系统	17
3 空气的热湿处理及设备	19
3.1 空气热湿处理的途径	19
3.2 喷水室处理空气	19
3.2.1 喷水室的结构	19
3.2.2 喷水室的水系统	24
3.2.3 喷水处理空气的热、湿交换	25
3.2.4 双级喷水室的特点	28
3.2.5 喷水室处理空气的特点	28
3.2.6 喷水室性能的测定和调整	29
3.2.7 喷水室的运行管理	31
3.2.8 喷水室运行中的常见故障及处理	31
3.3 空气的加热和汽水加热设备	32
3.3.1 表面式换热器的种类和构造	32
3.3.2 空气加热器的组合和连接	33
3.3.3 常用空气加热器及其传热特性	33
3.3.4 空气加热器加热量的调节方法	40
3.3.5 空气加热器性能测定与调整	40
3.3.6 汽水加热系统运行中应注意的问题	41
3.3.7 汽水加热系统中空气加热器的修补	59
3.4 电加热器	59
3.4.1 电加热	59
3.4.2 电加热器的运行安全保护	60
3.4.3 电加热器运行中注意事项	60
3.5 水冷式表面冷却器处理空气	61
3.5.1 水冷式表面冷却器处理空气的过程及热工特性	62
3.5.2 提高表面式换热器传热性能的主要途径	68
3.5.3 表面冷却器性能测定	68
3.5.4 表面冷却器在运行中应注意的问题	68
3.6 直接蒸发式表面冷却器与喷水的水冷式表面冷却器冷却空气	69
3.6.1 直接蒸发式表面冷却器	69
3.6.2 表面喷水的水冷式表面冷却器	69
3.7 空气的加湿与去湿	69
3.7.1 湿度环境的重要性	69
3.7.2 空气的加湿处理	70
3.7.3 常用的加湿设备	72
3.7.4 干蒸汽加湿器的管路布置	79
3.7.5 喷蒸汽加湿系统运行中注意事项	80
3.7.6 空气的除湿	80
4 空气的净化处理	88
4.1 室内空气净化的标准	88
4.2 大气尘的尘粒特性和含尘量	88
4.3 空调用空气过滤器的过滤原理及其主要特性	89
4.3.1 空调用空气过滤器的过滤原理	89
4.3.2 空气过滤器的主要性能指标	90
4.4 空气过滤器的分类和效率检测方法	91
4.4.1 空气过滤器的分类	91
4.4.2 空气过滤器效率的检验	91
4.5 空调系统中常用的空气过滤器	92
4.5.1 常用空气过滤器	92
4.5.2 常用空气过滤器的技术特性	96
4.6 空气的除臭、灭菌和离子化	97
4.6.1 空气的除臭	97
4.6.2 空气的灭菌	99
4.6.3 空气的离子化	100
5 空气输送系统及设备	101
5.1 风管	101
5.2 风管内空气流动的阻力	104
5.2.1 摩擦阻力	106
5.2.2 局部阻力	111
5.2.3 风管内空气流动的阻力	111
5.2.4 风管内空气流动的允许风速	111
5.3 风管系统的保温及防腐	112
5.3.1 空调管道和设备的保温	112

5.3.2	风管的防腐	115	5.14	风管的维护与修补	184
5.4	空调系统中常用的风机	118	5.14.1	风管的一般维护与清扫	184
5.4.1	离心风机	118	5.14.2	风管的防腐	184
5.4.2	轴流风机	118	5.14.3	风管的修补	184
5.4.3	通风机的名称、型号	118	5.14.4	风管保温层的修补	185
5.4.4	离心通风机的性能	120	6	空调房间的气流组织	186
5.4.5	离心通风机在管路系统中的工作	122	6.1	概述	186
5.4.6	通风机工作的工况调节	122	6.1.1	气流组织的概念	186
5.4.7	通风机的联合工作及其工况分析	123	6.1.2	气流组织的基本方式	186
5.4.8	轴流风机的性能特点	124	6.2	送、回风口处空气的气流流型	188
5.4.9	空调系统中常用的风机及其技术特性	125	6.2.1	送风口处空气的射流	188
5.4.10	电动机基础知识	132	6.2.2	回风口处空气的流动规律	191
5.4.11	三相异步电动机的启动保护与运行	139	6.3	送、回风口的形式	191
5.4.12	电动机的检修与试验	145	6.3.1	送风口的形式	191
5.4.13	电动机运行中常见异常与故障处理	146	6.3.2	回风口的形式	199
5.5	通风、空调管路中的调节分配机构——风管阀门	146	6.4	气流组织	200
5.5.1	常用的风量分配调节阀	146	6.4.1	侧送风	200
5.5.2	开关阀	149	6.4.2	孔板送风	201
5.5.3	防火阀	151	6.4.3	集中送风	205
5.6	风管系统内的压力分布	156	6.4.4	散流器送风	207
5.6.1	管内流动的伯努利方程	156	6.4.5	条缝形送风	207
5.6.2	管内空气流动的压力变化	157	6.5	气流组织的测定与调整	209
5.6.3	风机和风管系统压力的关系	160	6.5.1	侧送风气流组织的测定与调整	209
5.7	风管系统的阻力	160	6.5.2	散流器送风气流组织的测定与调整	215
5.7.1	常用的风管系统阻力的计算方法	160	6.5.3	孔板送风气流组织的测定与调整	219
5.7.2	风管系统阻力的估算	160	7	空调系统的消声与减振	222
5.7.3	减少风管系统阻力的方法	160	7.1	噪声的基本概念与评价标准	222
5.8	风机的运行	161	7.1.1	噪声和噪声的量度	222
5.8.1	风机的启动	161	7.1.2	噪声的评价	222
5.8.2	风机运行的检查	162	7.1.3	声级计及其使用	224
5.8.3	风机的停运	162	7.1.4	噪声标准	224
5.9	离心风机的运行调节	162	7.2	空调系统的噪声源及噪声的计算	225
5.9.1	改变风管系统的阻力调节	162	7.2.1	单台风机的声功率级	226
5.9.2	改变风机转速的调节方法	162	7.2.2	多台风机共同工作时的声功率级	226
5.10	风机性能的测定	164	7.2.3	风机运行时各频程的声功率级	226
5.10.1	风机性能测定常用仪表	164	7.3	空调系统中常用的消声器	227
5.10.2	风机性能的测定	170	7.3.1	吸声材料	227
5.11	风机运行中常见故障及处理	178	7.3.2	空调系统中常用的消声器	229
5.11.1	风机运行的正常维护	178	7.3.3	对消声器性能的评价	230
5.11.2	风机运行常见故障及处理	179	7.4	空调系统的消声	231
5.12	风机的修理	180	7.4.1	空调系统中噪声的自然衰减和再生	231
5.12.1	风机的一般修理	180	7.4.2	减少空调系统噪声的主要措施	234
5.12.2	风机的大修	181	7.4.3	空调系统中消声器消声量的确定	235
5.13	风机的皮带传动	181	7.5	空调系统的减振	235
5.13.1	常用风机皮带传动的三角胶带的型号、规格	181	7.5.1	概述	235
5.13.2	传动三角胶带长度的计算方法	183	7.5.2	设备减振台座的常用形式及常用减振器	236
5.13.3	三角胶带的更换	183	8	空调的控制系统	239
			8.1	空调系统的自动调节和控制内容	239
			8.1.1	空调系统的自动调节和控制主要内容	239
			8.1.2	空调自动控制中常用的术语	239

8.1.3 空调系统的特性	239	8.10.2 湿度调节系统	323
8.2 空调自控系统的组成及分类	241	8.10.3 空调房间内静压控制	327
8.2.1 空调自动调节的基本组成	241	8.11 空调常用的复杂调节系统自动控制	328
8.2.2 空调自动调节的分类	241	8.11.1 新风补偿调节系统的自动控制	328
8.3 调节器的特性及对调节过程的影响	241	8.11.2 空调的串级控制系统	328
8.3.1 双位式调节器的特性	242	8.11.3 空调的选择调节系统	332
8.3.2 多位式调节器的特性	242	8.11.4 空调的分程控制系统	333
8.3.3 恒速式调节器的特性	242	8.12 空调运行调节常用的其他控制系统	333
8.3.4 比例式调节器的特性	242	8.12.1 可编程控制器(PC)控制的空调	
8.3.5 比例积分微分(PID)调节器特性	242	系统	334
8.4 敏感元件与变送器的特性	244	8.12.2 单板微型计算机控制的空调系统	344
8.4.1 温度传感器的特性	244	8.12.3 可编程控制器与微型计算机组成的集	
8.4.2 变送器的特性	245	散控制系统	351
8.5 空调系统对自动调节的要求	245	8.13 空调系统露点动态特性的测定	351
8.5.1 调节系统的稳定性	245	8.13.1 露点的调节	352
8.5.2 调节系统过渡过程的品质指标	245	8.13.2 露点动态特性的测定	352
8.6 空调自动调节系统中常用的温、湿度传感		8.13.3 影响露点调节品质的因素	353
器和变送器	246	8.13.4 露点自动调节系统的调整	353
8.6.1 自动控制仪表概述	246	8.13.5 露点调节系统调试后数据的整理	354
8.6.2 空调自动调节系统中常用的温度传感		8.14 控制系统的调整	354
器和变送器	247	8.15 影响二次加热温度调节品质的因素	355
8.6.3 空调自控系统中常用的湿度传感器及		8.16 空调系统运行效果的测定	356
变送器	249	8.16.1 测定内容	356
8.7 空调自动调节系统中常用的压力传感器和		8.16.2 空调系统运行效果的测定	356
变送器	254	8.16.3 测定数据的整理与分析	357
8.7.1 弹性式压力、压差传感器	254	9 集中式空调系统的运行调节	359
8.7.2 电动压力、压差变送器	254	9.1 空调系统的送风量	359
8.7.3 其他压力、压差变送器	254	9.1.1 空调房间内的冷(热)负荷	359
8.7.4 固定压阻传感器	255	9.1.2 空调房间的送风量和送风状态点的	
8.7.5 常用压力、压差传感器及变送器	255	确定	363
8.7.6 流量传感器	256	9.1.3 空调系统中的新风量	365
8.8 空调自动调节系统中常用的调节器	256	9.2 空气温度与湿度之间的关系	365
8.8.1 晶体管位式调节器	256	9.3 空调运行图	366
8.8.2 动圈式指示、调节仪	257	9.4 利用焓(h)-湿(d)图进行空调运行分析	369
8.8.3 P系列简易电子调节器	258	9.4.1 室外空气状态变化时的运行调节	369
8.8.4 自动平衡电桥记录调节仪	259	9.4.2 室内热、湿负荷变化时的运行调节	372
8.8.5 TA系列简易电子调节器	262	9.5 空调房间内温度的调节方法	378
8.8.6 TS型简易电子式相对湿度调节器	263	9.6 空调房间内相对湿度的运行调节	381
8.8.7 电气式调节器	266	9.7 空调系统的分区多工况调节	385
8.8.8 电-气动调节器	267	9.7.1 空调运行工况划分的原则	385
8.8.9 空调自动调节专用仪表	268	9.7.2 空调系统全年运行工况的划分方法	386
8.8.10 空调自动调节常用的其他仪表	292	9.7.3 采用水冷式表面冷却器处理空气的空	
8.8.11 空调自动调节系统中常用的气动		调系统工况分区方法和运行调节	386
调节器	296	9.7.4 全年运行的喷淋式集中空调系统分区	
8.9 空调自动调节系统中常用的执行器		多工况运行调节	396
及调节机构	297	9.7.5 直接蒸发式表冷器集中空调系统	
8.9.1 电动执行、调节机构	297	运行调节	404
8.9.2 气动执行、调节机构	312	9.7.6 集中式空调系统分区多工况运行	
8.9.3 执行调节机构的调整	318	的监控	406
8.10 空调自动调节系统中常用的简单		9.8 空调房间内静压的调节和室内工艺变更时	
调节系统	319	风量的调整	406
8.10.1 温度调节系统	319	9.8.1 空调房间内静压的调节	406

9.8.2 空调房间内工艺变更时风量的调整 方法	407	12 变风量空调系统的运行调节与管理	449
9.9 空调系统运行工况的测定	410	12.1 概述	449
9.9.1 空调系统运行工况测定内容	410	12.2 变风量空调系统的分类	450
9.9.2 测点的布置	410	12.2.1 单风道简易变风量系统(包括节流型和旁通型)	450
9.9.3 数据的整理与分析	411	12.2.2 周边热水采暖和变风量的组合系统	450
9.9.4 空调设备性能的测定与数据的整理分析	411	12.2.3 周边定风量和内区变风量的组合系统	450
10 诱导器空调系统的运行管理	413	12.2.4 再热式或双风道变风量系统	451
10.1 诱导器空调系统的构成与工作原理	413	12.2.5 有单区定风量的变风量系统	451
10.1.1 诱导器及诱导器空调系统的组成及工作原理	413	12.2.6 室内设置热水采暖的变风量系统	451
10.1.2 “全空气”诱导器空调系统的空气处理过程	414	12.3 变风量末端装置	454
10.1.3 “空气—水”诱导器空调系统的空气处理过程	414	12.3.1 变风量末端装置的主要功能	454
10.1.4 诱导器系统的优缺点及适用条件	416	12.3.2 变风量末端装置的种类	454
10.2 常用诱导器及运行工况	417	12.4 变风量末端装置与风管及风口的连接方式	462
10.2.1 目前国内主要的诱导器	417	12.4.1 变风量空调系统所使用的送、回风口形式	462
10.2.2 诱导器的运行工况	422	12.4.2 变风量末端装置与送风口的连接方式	463
10.3 诱导器空调系统的运行调节方式	422	12.5 变风量空调系统的运行分析	463
10.3.1 空调房间冷负荷的分析及克服干扰的方法	423	12.5.1 单风道变风量空调系统的运行分析	463
10.3.2 “全空气”诱导器系统的运行调节	423	12.5.2 双风道变风量空调系统的运行分析	464
11 风机盘管空调系统的运行与管理	427	12.5.3 变风量空调系统室内相对湿度的分析	465
11.1 风机盘管空调系统的原理和构造	427	12.6 变风量空调系统中使用的风机和风量控制	466
11.2 风机盘管空调系统的特点	429	12.6.1 变风量空调系统的自动控制特点	466
11.3 风机盘管空调系统的新风供给方式	429	12.6.2 变风量末端装置的控制	466
11.4 风机盘管空调的水系统	435	12.6.3 系统的静压控制	467
11.4.1 双水管、三水管和四水管系统	436	12.6.4 送、回风机的平衡控制	471
11.4.2 开式和闭式水系统	438	12.6.5 系统的最小新风量控制	471
11.4.3 异程式和同程式水系统	438	12.6.6 调速电动机	472
11.4.4 空调的闭式水系统	438	12.7 变风量空调系统的运行管理	479
11.5 风机盘管空调系统的运行调节	439	12.7.1 变风量空调系统的全年运行调节	479
11.5.1 风机盘管机组的局部调节方法	439	12.7.2 变风量空调系统的运行管理	481
11.5.2 风机盘管机组的变水量调节	440	13 净化空调系统的运行管理	483
11.5.3 风机盘管空调系统的全年运行调节	441	13.1 洁净技术的发展和洁净室的建立	483
11.6 风机盘管机组的温控	442	13.2 洁净度标准	484
11.6.1 温控器	442	13.2.1 中国标准	484
11.6.2 风机盘管机组的控制	443	13.2.2 美国联邦标准	484
11.6.3 风机盘管机组的集中控制	445	13.2.3 其他有关标准	486
11.6.4 风机盘管机组的遥控	445	13.3 洁净室的类型	487
11.7 风机盘管空调系统的维护管理	446	13.3.1 洁净室的分类	487
11.7.1 空气过滤器的清洗和更换	446	13.3.2 洁净室常用的气流组织形式	488
11.7.2 水温控制	446	13.3.3 生物洁净室	494
11.7.3 盘管换热器的维护	447	13.4 净化空调系统的基本形式及气流组织	496
11.7.4 盘管机组风机的维护	447	13.4.1 净化空调系统的基本形式	496
11.7.5 定期清理滴水盘	447	13.4.2 集中式净化空调系统	497
11.7.6 盘管空调系统中管道及阀门的保温和排污	447		
11.7.7 风机盘管机组常见故障及处理	447		

13.4.3 分散式净化空调系统	499	失调	536
13.4.4 洁净隧道的特点	500	14.2.1 由于空调系统运行中机器露点温度 过高,导致空调房间内相对湿度的 过大	536
13.5 净化空调系统中的过滤器	502	14.2.2 空调系统在运行中,由于送风气流中 夹带水滴过多而导致空调房间内相 对湿度的失调	536
13.6 净化空调系统、洁净室的运行管理	502	14.2.3 由于空调系统的漏风过大而导致空调 房间内相对湿度失控	537
13.6.1 保证洁净室内要求的空气温度和 相对湿度	502	14.2.4 喷蒸汽加湿系统运行中容易造成空调 房间内湿度过大的几个问题	537
13.6.2 保证洁净室内洁净度的措施	502	14.2.5 挡水板过水量较大而造成空调房间 内相对湿度的超标	539
13.6.3 洁净室内洁净度的检测及检测数 据的评价	510	14.2.6 由TH湿度传感器、ISA湿度调节器 和电动双通调节阀组成的喷蒸汽加湿 控制系统运行中出现的故障	540
13.6.4 净化空调系统中送风机与循环风机、 值班风机的作用	517	14.2.7 送风口结露与空调房间内的湿度	542
13.6.5 净化空调系统中空气过滤器的 更换	517	14.2.8 由于空调房间保温层做得不好,使屋 面板室内侧结露的问题	542
13.7 洁净室、净化空调系统的节能运行	525	14.2.9 由于喷水室(或喷蒸汽加湿系统)的停 运而造成湿度的失调	543
13.7.1 减少系统的送风量	526	14.2.10 空调房间内夏季温度偏低,相对湿度 偏高的处理	544
13.7.2 改变洁净室要求的温、湿度基数	526	14.3 室内静压控制中常见故障的处理	544
13.7.3 减少排风量	526	14.3.1 双风机空调系统运行中室内静压异常 的处理	544
13.7.4 适当降低洁净室内的静压值	527	14.3.2 单风机空调系统室内静压异常的原因 及处理方法	544
13.7.5 采用低阻力空气过滤器	527	14.3.3 采用余压阀控制空调房间内静压的空 调系统,由于余压阀的故障而导致室 内静压的失控	545
13.7.6 非工作时间采用值班风机运行,关闭 系统中的送、回风机	527	14.3.4 由于压力调节器(如YEJ121膜盒式 压力调节器)的故障而引起空调房间 内静压的失控	545
13.7.7 在设置循环风机的净化空调系统中 的节能	527	14.4 设备故障	545
13.7.8 尽量减少由于风机、电动机的温升 而消耗处理空气的能量	527	14.4.1 空调器内大量积水而不能从其排水口 顺利排出的原因	545
13.7.9 减少净化空调系统和空调器的漏 风量	527	14.4.2 空调系统在运行中,送风管路产生喘 振的原因及处理	546
13.8 高温高湿季节及低温低湿季节净化空调系 统的停机处理	527	14.4.3 空调器内的水冷式表面冷却器在冬 季运行时冻裂的原因及对策	547
14 集中空调系统运行调节常见故障及处理	530	14.4.4 关于空调系统在送风气流中夹带颗粒 或片状污物的问题	548
14.1 运行中的温度失调	530	14.4.5 在正常情况下,空调系统中的送、回风 机无法启动	548
14.1.1 作为二次加热的蒸汽加热器工作 不正常	530	14.4.6 空调系统在运行中,从空调器、风管、 检查门或过滤器安装框架等处发出哨 叫声的原因及处理	548
14.1.2 空调房间内温度梯度过大,而使空 调区内的温度过低	532	14.4.7 采用蒸汽加热的空调系统,空调系统 停止运行后,在空调房间一切正常条件 下,房间内散发出焦糊味的原因	548
14.1.3 气流组织遭到破坏	533	15 空调系统运行中的节能	550
14.1.4 洁净室内的温度逐时等温升高	533		
14.1.5 空调房间内工艺变更后的温度 失调	534		
14.1.6 空调系统的漏风量过大,将会严重影 响空调房间内的温度和相对湿度	534		
14.1.7 由于空调房间内温、湿度敏感元件安 装位置不当而造成室内(或空调区)的 温、湿度失调	535		
14.1.8 由于空调系统中热交换器性能下降而 导致空调房间内温、湿度失调	535		
14.1.9 处于供冷(热)水干管的末端由于形 成气塞而使换热器无法正常工作	535		
14.1.10 由于水冷式表面冷却器进出管连 接不合理而导致空气处理效果的 下降	536		
14.2 空调系统运行中,房间内相对湿度的			

15.1 概述	550	17.5 设备的折旧	574
15.2 空调系统运行中的节能措施	550	17.5.1 固定资产的计价	574
15.2.1 合理的空气处理方案	550	17.5.2 固定资产的折旧	575
15.2.2 合理地降低空调房间内的温度、湿度标准	551	17.5.3 设备折旧的计算方法	575
15.2.3 合理利用新风	552	17.6 设备的报废	575
15.2.4 防止空调房间内夏季过冷和冬季过热	552	17.6.1 设备报废的条件	575
15.2.5 加大空调系统的送风温差,减少空调系统的送风量	553	17.6.2 设备报废的审批	576
15.2.6 尽量避免使用电加热器	553	17.6.3 报废设备的处理	576
15.2.7 减少系统运行的漏风量	553	18 空调系统的年运行费用	577
15.2.8 做好设备及冷、热管路的保温,以减少能量的过多耗费	553	18.1 空调系统运行的年固定费	577
15.2.9 提高供冷水的初温	553	18.2 能源消耗费	577
15.2.10 改变空调设备启动、停止时间,在预冷和预热时停止使用新风	553	18.3 设备使用寿命的周转费	577
15.2.11 实现空调运行管理的自动化	554	18.4 设备的维护、修理费	578
15.3 蓄冷	554	18.5 空调系统运行的年度消耗器材更换费	578
15.3.1 水蓄冷空调系统	554	18.6 空调运行管理人员的工资及劳动保护费	578
15.3.2 冰蓄冷	554	19 常用人工制冷基本原理及制冷方式	579
15.4 能量回收	555	19.1 概述	579
15.4.1 空气—空气全热(或显热)换热器	555	19.2 制冷常用术语和状态参数	579
15.4.2 热管式换热器	559	19.2.1 物质的形态和形态变化	579
15.5 加强设备的运行管理	560	19.2.2 常用术语和状态参数	580
15.5.1 充分发挥设备的效能,使其在最高效率点运行	560	19.2.3 热力学定律及热量传递方式	582
15.5.2 做好电动机的运行节能	560	19.3 人工制冷基本原理及常用人工制冷方式	583
16 空调系统的运行管理规程	563	19.3.1 蒸气压缩式制冷	583
16.1 空调系统运行操作规程的制定方法与内容	563	19.3.2 溴化锂吸收式制冷	584
16.1.1 空调系统运行操作规程制定的目的	563	19.3.3 蒸汽喷射式制冷	584
16.1.2 制定运行操作规程的原则	563	20 蒸气压缩式制冷	585
16.1.3 运行操作规程包括的内容	563	20.1 蒸气压缩式制冷的基本原理	585
16.1.4 运行操作中主要问题的规定(对于集中式空调系统和单体式空调系统)	563	20.2 蒸气压缩式制冷机的基本构造和工作原理	586
16.2 运行安全规程	564	20.2.1 活塞式制冷压缩机的基本构造和工作原理	586
16.3 运行值班人员的岗位责任制	565	20.2.2 螺杆式制冷压缩机的基本构造和工作原理	598
16.4 交接班制度	565	20.2.3 离心式制冷压缩机的基本构造和工作原理	601
16.5 巡视检查制度	566	20.3 制冷剂、载冷剂和润滑油	607
16.6 空调系统的调试须知	566	20.3.1 常用制冷剂及其性质	607
17 设备的维护管理	567	20.3.2 载冷剂	608
17.1 设备管理的基础资料	567	20.3.3 润滑油	608
17.2 设备的使用与维护	567	20.4 单级蒸气压缩制冷循环的热力分析	609
17.2.1 设备的使用	567	20.4.1 单级蒸气压缩制冷循环在压-焓图($\lg p-h$)上的表示方法	609
17.2.2 设备的维护	568	20.4.2 单级压缩制冷理论循环的热力计算	610
17.3 设备的修理	569	20.4.3 单级蒸气压缩制冷循环中工作参数的确定	611
17.3.1 空调设备修理的分类和方法	569	20.4.4 影响单级蒸气压缩制冷系统制冷量的主要因素	611
17.3.2 设备修理的复杂系数	570	20.5 制冷系统中的其他设备	612
17.3.3 通风设备的大修内容	573	20.5.1 冷凝器	612
17.4 设备的安全运行及设备事故	574		

20.5.2	蒸发器	615	21.1.1	溴化锂二元溶液的特性	695
20.5.3	油分离器与集油器	618	21.1.2	溴化锂二元溶液的热力状态图	696
20.5.4	干燥过滤器	621	21.2	溴化锂吸收式制冷原理	698
20.5.5	循环冷却水系统及设备	621	21.2.1	单效溴化锂吸收式制冷机的制冷原理	698
20.6	制冷系统中的调节控制器件	624	21.2.2	双效溴化锂吸收式制冷机的制冷原理	702
20.6.1	截止阀及手动调节阀	624	21.3	溴化锂吸收式制冷机的型式与结构	704
20.6.2	浮球调节阀	627	21.3.1	溴化锂吸收式制冷机的型式	704
20.6.3	热力膨胀阀与毛细管	627	21.3.2	溴化锂吸收式制冷机的主机设备的结构	705
20.6.4	电磁阀	629	21.3.3	溴化锂吸收式制冷机的附属设备	707
20.6.5	主阀与恒压阀	630	21.3.4	溴化锂吸收式制冷机的安全装置	710
20.6.6	油压及高低压继电器	632	21.3.5	溴化锂吸收式制冷机的自动抽气装置	712
20.6.7	温度继电器	634	21.4	溴化锂吸收式制冷机组的试运行	713
20.7	制冷系统及试运转	635	21.4.1	系统的气密性试验	713
20.7.1	制冷系统	635	21.4.2	溴化锂吸收式制冷机组的清洗和溶液的灌注	714
20.7.2	冷水机组	635	21.4.3	系统运转状态的调试	715
20.7.3	活塞式压缩制冷系统的试运转	638	21.5	溴化锂吸收式制冷系统的运行操作	718
20.7.4	螺杆式压缩制冷系统的试运转	641	21.5.1	水系统	718
20.7.5	离心式制冷系统的试运转	644	21.5.2	蒸汽系统	718
20.8	制冷系统的运行管理	648	21.5.3	机组系统	718
20.8.1	制冷系统运行操作规程的制定	648	21.6	溴化锂吸收式制冷机组的运行管理	721
20.8.2	活塞式压缩制冷系统的运行	649	21.6.1	运行操作规程的制定	721
20.8.3	螺杆式压缩制冷系统的运行	653	21.6.2	溴化锂吸收式制冷机组正常运转中的操作	723
20.8.4	离心式制冷系统的运行	654	21.6.3	外部条件的保证及附属设备的管理	723
20.9	制冷系统的运行调整	656	21.7	溴化锂吸收式制冷机组运行中常见故障与突发性故障的处理	725
20.9.1	活塞式压缩制冷系统的运行调整	656	21.7.1	机组运行中常见故障及处理	725
20.9.2	螺杆式压缩制冷系统的运行调整	658	21.7.2	机组运行中突发性故障的处理	729
20.9.3	离心式制冷机组的运行调节	660	21.8	溴化锂吸收式制冷机的性能变化	731
20.10	制冷系统运行中常见故障和突发性故障的处理	665	21.8.1	外部条件的变化对机组性能的影响	731
20.10.1	活塞式压缩制冷系统运行中常见故障及突发性故障的处理	665	21.8.2	不凝性气体对溴冷机组性能的影响	736
20.10.2	螺杆式压缩制冷系统运行中常见故障及突发性故障的处理	668	21.8.3	提高溴冷机组性能的措施	736
20.10.3	离心式制冷系统运行中常见故障及突发性故障的处理	671	21.9	溴化锂吸收式制冷系统的自动控制	738
20.11	制冷系统中的安全技术	675	21.9.1	冷量的自动调节	738
20.11.1	制冷系统中的安全装置	675	21.9.2	附属设备的自动控制	741
20.11.2	制冷系统的安全运行	677	21.9.3	自动安全保护系统	742
20.11.3	制冷剂的贮存和使用	678	21.9.4	溴冷机组的启动、运行程序及停机程序	743
20.11.4	制冷系统运行中的人身安全和紧急救护	678	21.10	溴化锂吸收式制冷系统中的设备维护、保养与检修	745
20.12	制冷系统的维护和检修	679	21.10.1	溴冷机组的停机保养	745
20.12.1	活塞式制冷压缩机的维护与检修	680	21.10.2	制冷机组的检修	747
20.12.2	螺杆式制冷压缩机的维护、保养与检修	681	21.10.3	屏蔽泵的检修	752
20.12.3	离心式制冷机组的维护与检修	684	21.10.4	辅助设备的保养与检修	753
20.12.4	蒸发器、冷凝器的维护与修理	688			
20.12.5	制冷系统中阀件的修理	689			
20.12.6	冷却塔的维护修理	691			
21	溴化锂吸收式制冷	695			
21.1	溴化锂二元溶液的特性及其热力状态图	695			

21.11 设备的防腐与水质处理	756	23.2.3 柜式空调器的使用	791
21.11.1 设备的防腐	756	23.2.4 柜式空调器的故障与排除	792
21.11.2 循环冷却水的水质处理	756	23.3 房间空调器的使用与维护	794
21.12 溴化锂溶液的性质与再生	757	23.3.1 房间空调器的种类、功能及性能特点、	
21.12.1 溴化锂溶液的性质	757	主要技术参数	794
21.12.2 溴化锂溶液的再生	757	23.3.2 房间空调器的结构及工作原理	799
22 制冷与空调的联合运行	759	23.3.3 房间空调器常见故障与处理	809
22.1 制冷系统的运行准备	759	23.3.4 房间空调器的一般检修	814
22.2 制冷系统的提前运行	760	附录 1 常用符号表	823
22.3 供冷参数的确定	761	附录 2 常用图例	824
22.4 制冷与空调联合运行的管理	761	附录 3 图例中常用文字符号说明	825
23 小型空调机组及房间空调器的使用、维护		附图 1 湿空气焓湿图(大气压 1013.25mbar、	
与修理	763	10^5 Pa、760mmHg)	插页
23.1 恒温恒湿空调机的结构与工作原理	763	附图 2 湿空气焓湿图(大气压 993.25mbar、	
23.1.1 恒温恒湿机的结构特点	763	10^5 Pa、745mmHg)	插页
23.1.2 恒温恒湿机组的运行、维护、保养		附图 3 R-11 的 $\lg p-h$ 图	插页
与检修	770	附图 4 R-12 的 $\lg p-h$ 图	插页
23.1.3 电子计算机房专用空调机组的特点、		附图 5 R-13 的 $\lg p-h$ 图	插页
使用与维护	777	附图 6 R-22 的 $\lg p-h$ 图	插页
23.2 柜式空调器的使用与保养	780	附图 7 R-717 的 $\lg p-h$ 图	插页
23.2.1 柜式空调器的特点及选用	780	附图 8 溴化锂溶液 $h-\xi$ 图	插页
23.2.2 柜式空调器的安装与调试	791	主要参考资料	826

获取更多资料

微信搜

1 空调基本知识

1.1 空调的任务和作用

1.1.1 概述

随着科学技术和国民经济的迅速发展,空气调节(即空调)在工农业生产、科学研究和国防建设等各个方面得到了广泛的应用,同时空调技术的发展和运用又有助于工农业生产、科学研究和国防建设事业的飞速发展。

所谓空气调节,就是通过采用一定的技术手段,对生产、科学研究等所需要的空气环境进行调节和控制。生产过程和科学实验等所要求控制的空气环境,通常指在某一特定空间内,对其空气的温度、湿度、洁净度和流动速度(所谓“四度”)通过调节和控制使其达到并保持在一定范围内以满足工艺过程、人体舒适的要求。在现代技术条件下,除上面提到对“四度”的调节和控制外,有些还要对空间内的空气压力、成分、气味以及噪声等进行调节和控制。总之,采用一切必要的技术手段,创造和保持满足一定要求的空气环境,就是空气调节的任务。

空调对国民经济的发展和人民物质文化生活水平的提高有着重要作用。它不仅对各种工业生产过程的稳定进行和保证产品的质量及数量有重要作用,而且对提高劳动生产率、保护人体健康、创造舒适的工作和生活环境也具有重要意义。目前,在精密机械和仪器的制造业、电子工业、纺织工业、化工冶金工业、航空航天技术、医药卫生、近代农业以及随着对外开放,旅游业的蓬勃发展而兴建的公共设施与民用建筑中,如大会堂、图书馆、博物馆、医院、学校和大型商场、宾馆、酒店、展览馆、办公大楼、游乐场、体育馆等国民经济的各个方面,空调对经济的发展和繁荣日益显示出其重要作用。如地处上海最繁华的南京东路的全国最大服装零售商店——上海时装公司,其5200m²的营业面积1994年安装了集中式空调系统,使用空调后年营业额由8000万元上升到2.4亿元。夏季未开空调的日营业额仅为17万元,而开空调后的日营业额则高达124万元,由此可形成鲜明对比,也可看出空调的应用在其经营的效益上起到了不可低估的作用。因此,使用空调后的高效益使空调的一次投资费用迅速收回,而且其运行费用也显得微不足道。

1.1.2 空气环境对人体的影响

我们知道,人体是依靠从食物中获取能量来弥补由于活动所消耗的能量,并将人体内多余的能量以热量的形式排至体外,以保持人体能量的平衡,使人体维持一个恒定的体温。健康人的体温变动很小,在较恒定的体温情况下,人体的散热必须和人体内新陈代谢过程中产生的热量相平衡,新陈代谢产生的热量主要由人体的健康状况及劳动强度等因素所决定。当人体的能量达到平

衡,人就会感到舒服,否则人会感到不舒适,人体的散热是随着新陈代谢而不断进行的。

人体向空气中散热主要有四种方式:传导、对流、辐射和汗液的蒸发。其中传导可忽略。通常人体散热的比例为:蒸发散热量占20%~25%,辐射散热量占40%~50%,对流散热量占20%~30%,同时这三种散热方式的比例是随着环境的空气条件变化而变化。对流和辐射是靠环境的温度与人体表面温度之差而形成热量的传递,而蒸发则是靠人体表面汗液的蒸发和呼吸所带走的热量来维持人体能量的平衡。如果人体内多余的热量散不出去,则必将积存于体内,以致破坏人体内的能量平衡,使人感到不舒服,甚至会生病。由于环境温度的过低,导致人体散热量过大,也同样会破坏人体的热平衡,使人感到难受。

通常,人体有一定的生理自动调节能力来保持正常体温,如气温较低,皮肤的温度也随之降低,则体内与体表温差增加,此时血管将会收缩,体表热阻增加,散热损失减小;反之如气温较高,皮肤温度增加,体内与体表温差降低,此时血管将会扩张,体表热阻减小,散热量增加。但这时人体表面的对流和辐射散热量将随周围环境温度的提高而减小,为了维持体内的平衡,人体通过自身的调节加强汗液的蒸发,增加人体向外的散热。

影响人体的热平衡,即舒适感的因素有:环境的空气温度、湿度,人体所处环境中空气的流动速度以及人体所处空间内各内表面及其他物体表面的温度。其中前三项为空气条件。在一定温度条件下,空气相对湿度的大小,表示空气中水蒸气含量接近饱和的程度。相对湿度越高,空气中水蒸气分压力越大,人体汗液的蒸发量越小,因而蒸发散热量越少,即使空气温度不高也会使人感到闷热、难受。在相同条件下如果相对湿度越低,汗液的蒸发就越快,蒸发散热量也越大,严重时会使人体缺水、嘴唇干裂。因此,空气相对湿度的高低则主要影响人体蒸发散热量。人体周围空气的流动速度是影响人体对流和蒸发散热的主要因素之一。气流速度较大时,由于提高了对流换热系数和传湿系数,使对流和蒸发散热增强,增加了人体的冷感觉,如果气流速度较小时,降低了对流换热系数和传湿系数,使对流和蒸发散热减少,因而使人体增加了热的感觉;当周围环境温度高于人体温度,周围环境将向人体传递对流热和辐射热,使人体内部的热量散发将会依靠多消耗汗液的蒸发来弥补对流和辐射热量散发的不足,否则人体的散热情况与上述相反,即周围环境温度过低,人体散发热量过多,又会使人产生冷的感觉,过高时,人体散热困难,会产生热的感觉。当人体接受外界热量多,导致体内多余热量难以全部散出时,多余的热量将会积存于人体内,导致体温上升,人体将会由于热量平衡的破坏而感到不舒适,以致生病。周围表面温度决定着人体辐射散热的强度,在同样室内空气条件下,房间内

各壁面温度较高时,对人体增加热感觉,表面温度低,则会增加冷感觉。

对于人体,从生理角度上所谓舒适就是人体与环境能进行正常的热量和湿量传递。通常反映人体舒适与否的首先是冷热感觉,人感觉过冷或过热都是不舒服的。舒适的环境条件使人精神愉快,精力集中,从而能确保人们在工作、学习中能顺利进行和达到较高效率。

因此,在分析空气环境中温度、相对湿度对人的影响后,国家定出了一个兼顾各方面条件的室内舒适性空调的空气参数标准。表 1-1 即为《采暖通风与空气调节设计规范》对舒适性空调室内设计参数规定的数值。

表 1-1 舒适性空调室内空气参数设计标准

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

1.1.3 空气环境与生产的关系

随着经济的发展,社会生产对其环境标准提出了越来越高的要求。对于某些行业或部门,生活环境条件决定着产品的质量和数量,因此成为生产的一个决定因素。如电子工业、仪表工业、精密机械工业、合成纤维工业以及有关的工业生产过程和有关科学实验的研究过程所需的控制室、计量室、计算机房等。除了对环境空气的温度、相对湿度、气流速度和洁净度有较严格要求外,同时还规定了环境空气温度、湿度和气流速度的波动范围。

1. 空气环境与计量

在机械制造和机械加工工业中,广泛地使用着各种量具,尤其是用来作为各种尺寸的测量,已成为机械制造、科学研究、试验工作中不可缺少的环节。对标准计量器具的鉴定、精密零件的测量和普通量具的修复等工作均必须在特定的空气环境中进行。要保证计量工作的准确性,除了量具本身误差和偶然误差及视差外,环境温度对其精度的影响也是相当大的。

如果在计量的测量中忽视了空气环境对它的影响,即使最好的测量器具,测量结果也会有微小误差。在影响测量准确性的因素中,环境空气的温度对其影响为最大。这主要是由于大部分计量器具都是由金属材料制成的,而金属材料的热胀冷缩特性是相当显著的。尽管对一般零件的测量影响并不太大,但对于精度较高的零件和产品,其影响是不可忽视的。同时由于环境空气温度的大幅度波动,也会引起零件本身尺寸的变化,由各种零件的不同尺寸误差而组装起来的机械设备其累积误差可能就是不允许的。因此计量室内空气温度的相对稳定是保证测量准确性的重要条件之一。

如一铝制工件被测尺寸为 500mm,其加工后温度为 40℃,环境温度(量具的温度)为 15℃。其工件的线胀系数为 24×10^{-6} ,量具为钢制且膨胀系数为 9.5×10^{-6} ,此条件下的测量误差经过计算为 0.264mm。而同一制品、同一量具,仅当温度均衡时,即被测件与标准温度(20℃)之差和量具与标准温度之差相等时,或者说被测件与量

具温度相等时,则测量误差经计算为 $-36.25 \mu\text{m}$ 。

由于量具(仪器)均是精密件,如果产生锈蚀,则其精度将会遭到破坏。对于钢制品,在空气相对湿度为 70% 的环境中很容易锈蚀,而在相对湿度为 30% 的环境中则很难锈蚀。因此对于计量室除对空气的温度应控制在一定范围之内外,同时也要求相对湿度控制在一定范围内。

2. 空气环境与机械制造

在机械制造的精密铸造中,由于采用中温蜡料,其熔点为 74.5℃,软化点很低,超过 27℃ 时将会变形。如室温在 27~30℃ 时其变形量为 0.8mm 左右,当室温达到 31~32℃ 时其变形量可达 1.2mm 左右。因此,对于精密铸造的环境温度应有一定的控制范围,一般在 18~23℃。室温的过高和过低都会产生不利的影 响,如温度大于 23℃,蜡模将会随温度的升高而变软,使测量和除屑都比较困难。同时由于压模、联模的温度也随室温升高而升高,使零件表面晶粒过大,失去光滑性,造成修补的困难。另一方面加长了零件的凝固时间,降低了生产率。如果室温低于 18℃,又将会使零件变脆,强度下降,校正时会出现裂纹,甚至碎裂。温度过高又会使涂料液因粘度改变而报废,温度过低又不能满足产品的干燥时间,使壳型强度大大下降。除此之外,对空气的相对湿度也有一定要求。

随着精密机械加工工业的发展,出现了一大批精密机床,而这些精密机床往往都有精密轴承,轴系间的配合尺寸往往以 μm 为计量单位。由于环境温度的变化直接引起配合间隙的变化,而配合间隙的改变又必然对设备的磨损状况造成严重的影响。

在某些生产过程中,由于精密零件的精度要求很高,其制造误差也以 μm 计。在生产中,往往由于温度的微量变化而引起制造精度的超差,甚至造成报废。因此在机械的精密加工中,对环境的空气温度和湿度应有一定的要求。

3. 空气环境与电子工业

随着现代技术的迅猛发展,电子工业在国民经济和建设中占有举足轻重的地位。电子工业的生产对空气环境不仅有一定的温度和湿度范围要求,而且对空气中含尘颗粒的大小和数量也有严格要求。空气中含尘颗粒的大小和数量若超出要求,将会导致外延工序结晶的不完全,而且会在外延层上发生异常的突起,影响感光质量,出现光剂不良而不能形成清晰的图形。由于灰尘的侵入又会造成半导体产品的性能不稳定,如果灰尘是导电体,又会造成短路,使产品特性恶化。

4. 空气与其他工业的关系

纺织工业虽然对生产过程的温度要求并不严格,但对环境的相对湿度有一定的要求。如果在生产过程中湿度太大,会使经纬线粘在一起,影响产品质量,降低生产率。如果湿度过小,就会使纤维失去弹性,容易断线。

在印刷工业中,空气的相对湿度如果从 70% 变化到 80% 就会使印出的彩色图像变形、失真而报废。

在农业技术中,良种的储存、蔬菜温室的建立都离不开对环境空气温、湿度的控制。

此外,在科研中的环境实验室,如常温低湿、高低温

实验室、低温低湿、湿热室、地面模拟高空实验室等都需要用空调技术解决。在大型机械工厂中的材料试验,标准热工仪表的校正,光剂等工艺过程均要保证一定的空气环境。

1.1.4 空调系统的一般组成与基本概念

1. 空调系统的一般组成

为了达到空调的目的,发挥空调的作用,就必须有对空气进行处理和调节的措施和方法,一般空气调节的基本措施,要求其系统的结构组成应包括以下几个部分。

(1) 采风部分。空调系统必须采用一部分室外的新鲜空气,即新风。新风的取入量主要由空调系统的服务用途和卫生要求来决定。如果空调房间产生大量的有毒有害或放射性物质,不允许使室内空气循环使用,则必须在系统的运行中全部采用新风,而有些空调系统则要采用部分回风和部分新风运行。新风的采入口一般设置在周围不受污染影响的地方,这些新风采入口和空调系统的新风管道及新风除尘装置构成了系统的进风部分。

(2) 空气的过滤部分。空调系统的新风进入空气处理装置,一般都要经过一次预过滤器,去除空气中较大的灰尘颗粒。这部分空气的净化处理到何种程度,由空调系统所担负的工艺条件所决定。一般的空调系统设有两级空气过滤器,即一级空气预过滤器和一级中效空气过滤器。根据过滤能力的大小,过滤效率的高低,过滤器分为初效过滤器、中效过滤器、亚高效过滤器和高效过滤器及超高效空气过滤器(有时对亚高效、高效和超高效空气过滤器统称为高效过滤器)。

(3) 空气的热湿处理部分。对空气进行加热、加湿和降温、去湿,将有关的处理过程组合在一起,称为空调系统的空气热、湿处理部分。在对空气进行热、湿处理过程中,有采用表面式空气换热器(在表面式换热器内通过热水或水蒸气的称为表面式空气加热器,简称空气汽水加热器。在表面式换热器内通过低温冷水或制冷剂的称为水冷式表面冷却器和直接蒸发式表面冷却器),也有采用喷淋冷水或热水的喷水室,还有采用直接喷水蒸气的处理方法,以实现空气的热、湿处理过程。

(4) 空气的输送和分配、控制部分。空调系统中的风机和送、回风管道称为空气的输送部分,风道中的调节风阀、蝶阀、防火阀、启动阀及风口等称为空气的分配、控制部分。风机是空调系统的最主要噪声源,为了保证空调房间内的噪声达到要求的标准,常在空调系统的送、回风管上安装消声器。有的空调系统设置一台风机,此风机既起送风作用,又起回风作用,此种系统称为单风机系统;有的空调系统设置两台风机,一台为送风机,一台为回风机,称为双风机系统。空调系统中的风机和风管一般都需要保温,防止能量的无益消耗。

(5) 空调系统的冷热源。空调系统的冷源一般分为天然冷源和人工冷源。天然冷源一般指地下深井水,人工冷源一般是指利用人工制冷的方式来获得的,它包括蒸汽压缩式制冷、吸收式制冷以及蒸汽喷射式制冷等多种形式。

空调系统的热源也有自然和人工两种,自然热源一

般指太阳能和地热能,人工热源指以煤、石油、煤气等做燃料的蒸汽和热水,也有直接利用电热的,但不经济,同时又受到供电不足的制约。

由上述组成部分构成的空调系统称为集中式空调系统(又称为全空气系统)。这种系统在工业上使用得较多,也是最基本的方式。其特点是空气处理设备集中于空气处理室,冷热源也大多集中在一起,处理后的空气用风道分送到各空调房间,因而系统便于集中管理和维护。

如果将上述空气处理设备和制冷机、风机等组合在一起成为一种整体的机组,称为空调机组。采用空调机组的空调系统又称为局部式空调系统。它可以直接将此机组设在要求空调的房间内,对其进行空气调节。也可以置于相邻房间用风管与被调房间连接,此种方式灵活、移动方便。

具有集中处理新风的新风处理机组和风管,同时又在各空调房间内设有局部处理装置(称为末端装置。如诱导器、风机盘管等)的空调系统称为半集中式空调系统。

2. 有关基本概念

空调区域:空调房间内部离墙、地面、顶棚一定距离内的空调有效区称为空调区域。空调区域的范围由送风方式、气流组织、室内热源、设备的高低及工艺要求等因素所确定。通常说的空调区域是指离外墙0.5m,地面0.3m至高于精密设备0.3~0.5m范围内的空间。

全室性空调:整个房间采取空调技术措施的称为全室性空调。

局部性空调:在一般房间内的局部区域采取的空措施称为局部性空调。

空调房间的室内温、湿度基数:空调房间内根据不同的工艺要求等所确定的空气温度和相对湿度值。

空调精度即空调房间内温、湿度允许波动范围。在要求空调的区域内,设一个或几个测温、测湿点,在要求的持续时间内所示的空气温、湿度值与室内设定的温、湿度的最大偏差值。

静态温度偏差:空调区域内控制点较长时间内实际温度的平均值与空调室温基数的最大偏差(双位控制),或控制点较长时间内实际温度的稳定值和空调室温基数的偏差(等速和比例积分控制)称静态温度偏差。

动态温度偏差:空调区域内控制点的最大波幅(双位控制)或控制点的实际温度偏离稳定温度的最大偏差(等速和比例积分控制)称动态温度偏差。

区域温差:空调区域内工件旁温度最高(或最低)测点和控制点之间的温差。

1.1.5 空调运行管理的任务和目标

空调的应用尽管可以提高工业产品的质量和工作人员的工作效率,改善人们的生活环境。但投资的昂贵,能量消耗的惊人,运行费用的居高不下,成为目前难于普及的障碍。

空调从全空气系统发展到目前的空气—水系统(如风机盘管系统),是为了节省建筑空间、设备材料和便于控制,以便做到既降低了建设投资,又降低了运行费用,从定风量空调系统发展到目前变风量空调系统,是

从运行中降低能量的消耗,节约运行费用方面考虑的。工业发达国家用于空调的电能消耗已占全国所耗电能的20%~30%。在科威特,空调用电占年高峰用电量的近70%,预计还将以每年7%~10%的速度增长。因而,在世界性能源危机的今天,降低空调工程的一次投资和运行能量的消耗,减少运行费用成为世界各国同行关注的问题。能量的回收,区域供热和供冷,太阳能和地热等天然能源的开发和利用,为空调的应用和发展开辟了广阔的前景。自动化技术的发展和计算机技术在空调控制方面的应用,使空调系统的运行采用最佳空气调节处理方案成为可能,为最大限度地发挥空调设备能力,降低能量的消耗,减少运行费用提供了有利条件。

根据空调房间内工作人员的多少及其活动量,设备的运转状态及生产工艺过程中的热、湿和灰尘散发量的多少和稳定程序,通过房间门、窗及外围护结构的热量传递对房间内空气参数的干扰,结合空调系统的特点和室内外空气状态,制定合理的、最佳的运行调节方案,是空调运行管理人员的首要职责;保证空调系统各种设备和自动控制系统的正常运转、监督和测试空调系统中的有关空气参数,以满足空调房间对空气参数的要求,则是空调运行管理人员所必须做到的;根据空调系统中各运转设备及换热设备、空气过滤设备等的状态制定维护、检修计划并付诸实施,以延长设备使用寿命,则是空调运行管理人员必不可少的工作内容;随着各种技术的发展,确定空调系统更新、改造方案,采用新型的调节设备和方法,合理地最大限度地降低运行耗能量和运行费用,又是空调运行管理人员所不容推辞的任务之一。

1.2 空气的性质与湿空气的焓(h)-湿(d)图

1.2.1 空气的组成与状态参数

1. 湿空气的组成

人们日常接触的无论是室内空气或室外空气,都是含有水蒸气的空气,即湿空气。湿空气是由两个部分:干空气和水蒸气所组成。绝对的干空气(即绝对不含水蒸气的空气)在自然界几乎是不存在的。在空调系统中所处理的空气均为湿空气,因此在以后所提到的空气中,凡未加特殊说明的均指湿空气。干空气是一种包含有多种气体的混合物,其主要成分是氮(N_2)和氧(O_2),此外还有氩(Ar)、二氧化碳(CO_2)、氦(He)、氖(Ne)、氪(Kr)等十多种微量稀有气体组成。干空气中各组成成分是比较稳定的,按所占体积的百分数表示,氮(N_2)占78%,氧(O_2)占21%,其他所有气体占1%。

湿空气中水蒸气的含量是比较少的,它来源于地球表面江、河、湖、海水面的蒸发,各种生物的新陈代谢过程以及生产工艺过程。在湿空气中水蒸气所占的百分比是不稳定的,它时常随着海拔、地区、季节、气候、湿源等各种条件而变化,尽管湿空气中水蒸气的含量较少,但它对湿空气的状态变化影响极大。由于它可以引起湿空气干、湿程度的变化,并且对人体的舒适、产品的质量、工艺

过程和设备的维护产生直接影响。

2. 湿空气的状态参数

在空调的运行管理中往往要涉及到湿空气的状态参数和状态变化等问题。湿空气的物理性质也是由它的组成成分和所处的状态决定的。

湿空气的状态通常是用压力、温度、相对湿度、含湿量及焓等参数来描述和度量,这些参数称为湿空气的状态参数。

(1) 压力 p : 流体作用于单位面积上的垂直作用力叫做压强。在工程上人们往往习惯于把压强称为压力。在空调工程中一般所提到的压力均指压强。

大气压力: 大气层对地面所产生的压力称为大气压力。以纬度45°海平面上,空气温度为0℃时测得的平均压力等于760mmHg,即 $1.013 \times 10^5 Pa$,称为一个标准大气压或物理大气压,用 atm 来表示,即 $1atm = 760mmHg = 1.013 \times 10^5 Pa$ 。大气压力随所在地区海拔高度的增加而略为降低,就是在同一地区,也会因季节、天气的变化而有所不同。如洛阳地区夏季大气压为741mmHg,而冬季则为757mmHg。

一般在工程上不用物理大气压,而把 $1.0kgf/cm^2$ 称为工程大气压,用 at 表示。即:

$$1at = 10mH_2O = 10^4mmH_2O = 9.807 \times 10^4 Pa$$

在气象工作中还经常用到的一个压力单位为“毫巴”,即1毫巴 = $1 \times 10^{-3} bar$,且有:

$$1atm = 760mmHg = 1.0333kgf/cm^2 = 1013.6mbar$$

大气压力的数值可以用U型管测得。我国各地的大气压力可从有关资料中查得。但由于我国幅员辽阔,沿海和高原地区大气压力相差很大。以夏季为例,北京大气压为751mmHg,上海大气压为754mmHg,拉萨为489mmHg。

水蒸气分压力: 大气是由干空气和水蒸气组成的混合气体,因此大气压应为干空气分压力与水蒸气分压力之和。而且空气中的水蒸气与干空气处于均匀混合状态,占有相同的体积和具有相同的温度。空气中水蒸气的含量越多,其分压力就越大。在一定的温度条件下,湿空气中的水蒸气含量达到极限值时,称湿空气处于饱和状态,此时的空气称为饱和空气,此时的水蒸气分压力称为饱和水蒸气分压力。饱和水蒸气的分压力值取决于其所处状态的温度。

(2) 温度: 空气的温度是表示空气的冷热程度。要确定空气的温度就必须先确定衡量空气温度的温标。目前国际上通常使用的温标有下列三种。

1) 摄氏温标: 在标准大气压力下,将纯水的冰点定为摄氏0℃,纯水的沸点定为100℃,在冰点和沸点之间划分为100等份,每一等份为1℃,用 t 表示。

2) 绝对温标: 又称国际温标,用 T 表示。单位符号为K(开尔文)。在一个标准大气压力下,将-273.15℃作为绝对温标的零度,将纯水的冰点定为273.15K,沸点定为373.15K。

绝对温标与摄氏温标的关系:

$$T = 273.15 + t, K$$

近似计算时,可认为: $T = 273 + t, K$

3) 华氏温标:在西方国家中,如英、美等国习惯采用华氏温标。用符号 t 表示,单位 $^{\circ}\text{F}$,在一个标准大气压下,纯水的冰点和沸点分别为 32°F 和 212°F 。华氏温度与摄氏温度之间的换算关系为:

$$t^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9}(t^{\circ}\text{F} - 32)$$

(3) 湿度 湿空气中水蒸气含量的多少用湿度表示,有以下几种表示方法

1) 绝对湿度:单位容积(1m^3)湿空气中含有水蒸气的质量称为湿空气的绝对湿度。单位是: g/m^3 或 kg/m^3

2) 含湿量:单位重量的干空气中所含水蒸气的量用 x 表示。单位为 kg/kg 或 g/kg 。

如果 1kg 湿空气中水蒸气的含量为 d ,则其中干空气的含量则应为: $(1-d)\text{kg}$ 。

当大气压力一定时,湿空气中水蒸气分压力的大小取决于含湿量,空气中水蒸气分压力愈大,则其含湿量也愈大;如果其中含湿量不变,水蒸气的分压力将随大气压力的增加而上升,随大气压力的减小而下降。

3) 饱和湿度:空气在一定的温度条件下只能容纳一定的水蒸气量,当所容纳的水蒸气量达到最大值时的空气称为饱和空气,此时的湿度称为饱和湿度。反之,空气中水蒸气含量未达到最大值时,称为未饱和空气。

空气达到饱和状态时,水分就不会再向空气中蒸发,这时人们就会感到潮湿,洗晒的衣服也不易晾干。空气的饱和状态与温度有关,如将某一温度条件下处于饱和状态的空气的温度升高,它将会变为未饱和空气。同样,如将某一温度条件下处于未饱和状态的空气的温度降到某一温度值时,它则会变为饱和空气。

4) 相对湿度:在同温度条件下,湿空气中所含水蒸气分压力与饱和水蒸气分压力的比;或者说在同温度条件下,湿空气的含湿量与饱和状态时含湿量的比值称为空气的相对湿度。用 ϕ 表示。空气的相对湿度则表示空气中水蒸气含量接近饱和时的程度。

在同温度条件下,空气的相对湿度越大,则空气中水蒸气的含量也越大,环境就显得越潮湿,置于空气中的水就越不容易蒸发;反之,相对湿度越小,空气中水蒸气含量就越少,环境就越干燥,吸湿能力就越大。

(4) 焓。空气的焓是指空气所含的热量,即 1kg 干空气所含有的热量与 1kg 干空气中所含有水蒸气的热量之和,称为空气的焓。用 h 表示,即:

$$h = 1.005t + d(2500 + 1.84t), \text{kJ}/\text{kg} \quad (1-1)$$

$$[h = 0.24t + d(597.3 + 0.44t)], \text{kcal}/\text{kg}]$$

式中 t ——空气的温度, $^{\circ}\text{C}$;

d ——空气含湿量, kg/kg 或 g/kg 。

由上式可知,空气的热焓值是由空气的温度和含湿量所决定。在上式中 $1.005t + 1.84t \cdot d$ 称为空气的显热量,因为它是以空气的温度形式表现出来的,由空气的温度所决定;在实际的显热计算时,由于空气的含湿量 d 往往比较小,因而常略去后一项,而只用于空气的含热量 $1.005t$ 作为湿空气的显热量。上式中的 $2500d$ 项称为空气的潜热,它是空气中水蒸气本身所具有的热量,仅随

空气的含湿量的变化而变化,而与其温度无关,表示水汽化时所需要的热量,因此称为潜热。只有在空气中的水蒸气凝结时才放出此项的热量。

(5) 湿球温度 t_w 。在空调的运行检测中,要经常使用一种干、湿球温度计。它是由两支温度计或两个其他的温度传感元件(如 DTH 干、湿球信号发生器),其中一支的感温包上裹上脱脂棉纱布(如图 1-1),纱布的下端浸

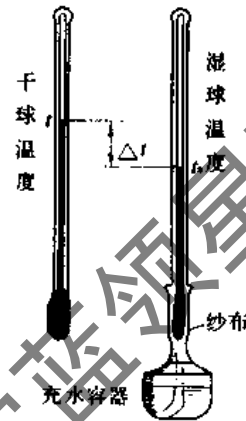


图 1-1 干、湿球温度计

入装有蒸馏水的小玻璃杯中,在毛细作用下,纱布经常处于润湿状态,将此温度计称为湿球温度计。在稳定的情况下,即空气与纱布的水热湿交换达到平衡时,所测得的温度值即为空气的湿球温度。由于湿球上水分的蒸发吸热,湿球表面的空气层温度下降,因而湿球温度一般总是低于同空气状态条件下的干球温度。干球温度与湿球温度之差称为干湿球温度差,它的大小取决于空气的相对湿度,空气越干燥,即相对湿度越小,其干湿球温度差也越大,相对湿度越大,干湿球温度差也越小。如果干、湿球温度值相等,则说明空气已处于饱和状态,即相对湿度 $\phi = 100\%$ 。经过湿球的空气流速大小对湿球温度的测定值的准确性有较大影响。实践证明,当风速在 $2.5 \sim 4.0\text{m}/\text{s}$ 时,由于湿纱布与周围空气进行热湿交换比较充分,测量误差就小得多。

(6) 露点温度 t_l 。由前面我们已经知道,空气的饱和含湿量随着空气温度的下降而减少,如果对某一温度条件下的未饱和空气进行冷却降温处理,且使其本身的含湿量保持不变,使空气达到饱和状态时的温度称为露点温度。如果空气继续冷却降温,其中的水蒸气将会凝结而从空气中析出,因此露点温度可以看作是空气结露与否的临界温度。它取决于空气中含湿量的多少。无论空气的温度高低,只要其含湿量相等,则它们的露点温度是一样的。

1.2.2 湿空气的焓(h)-湿(d)图

1. 湿空气的焓(h)-湿(d)图的组成

空气的许多状态参数都是有机的联系在一起,为了更好地表达它们之间的相互关系,以便于在空调的运行中方便地对空气处理方式进行分析和采取必要的措施,计算能量的消耗,制定运行方案,使用一种表达这些

空气状态参数之间关系的线算图,即我们常说的湿空气的焓(h)-湿(d)图。它是以焓(h)值为纵坐标,以含湿量(d)为横坐标绘制的。在某一大气压力条件下,它由空气的状态参数焓(h)、含湿量(d)、温度(t)、相对湿度(ϕ)及水蒸气分压力(p_a)等线组成,如图 1-2 所示。

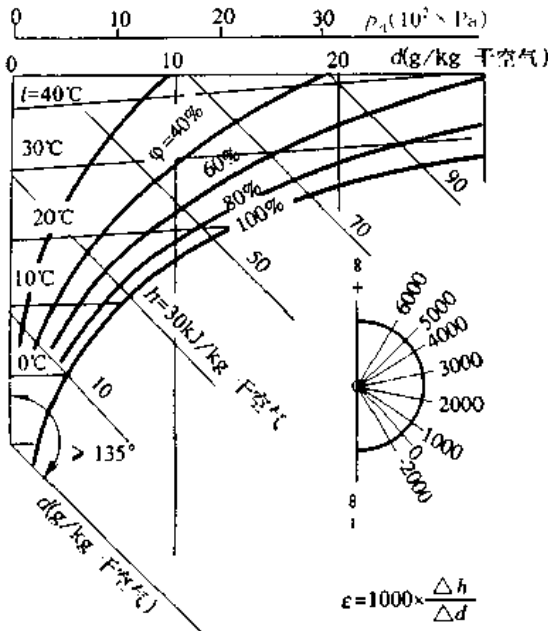


图 1-2 湿空气的焓(h)-湿(d)图

(1) 等焓(h)线。等焓(h)线是一组与纵轴夹角为 135° 的平行线。在纵坐标的“0”点以上有焓(h) > 0 , 在“0”点以下,有焓(h) < 0 。

(2) 等含湿量(d)线。等含湿量线是一组与纵轴平行且垂直于横轴的平行线。

(3) 等温线(t)。由空气的焓值表达式 $h = 1.005t + d(2500 + 1.84t)$ 可知,空气的温度 t 与焓(h) 值成直线关系。因此,在湿空气的焓(h)-湿(d)图上,等温线为一组近似相互平行的直线。

(4) 等相对湿度线(ϕ)。在湿空气的焓(h)-湿(d)图上,等相对湿度线为一组曲线,且相对湿度值 ϕ 自左向右逐渐增大, $\phi = 100\%$ 的相对湿度线称为饱和曲线,该线的各点均表示饱和空气状态点。等湿线与饱和湿度线的交点即为空气状态的露点,等焓线与饱和湿度线的交点则为空气的湿球温度点。

焓(h)-湿(d)图上的饱和曲线将焓(h)-湿(d)图划分为两个区域,其上部为空气的未饱和区,其下部为空气的过饱和区。处于过饱和区内的空气中的水蒸气凝结成细小的水珠形成雾状,因此过饱和区又称为雾区。

(5) 水蒸气分压力线(p_a)。在横坐标含湿量线上方标出水蒸气分压力值和横坐标水蒸气分压力值相对应的且平行纵轴的一组平行线即为水蒸气分压力线。但这部分平行线在 $h-d$ 图上并未画出,其原因是为了保证图面的清晰。

(6) 热湿比线(ϵ)。在空调系统的运行过程中,被处理空气常常由一个状态变为另一个状态,在其变化过程

中,空气的热和湿同时、均匀地发生变化,那末在 $h-d$ 图上将空气变化前后的两个状态点连成一条直线,即代表了空气的状态变化过程和方向线,湿空气状态在变化前后的焓差($\Delta h = h_2 - h_1$)与含湿量差($\Delta d = d_2 - d_1$)的比值称为热湿比,用符号 ϵ 表示 即:

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} \quad (1-2)$$

热湿比在有些地方又称为空气状态变化前后的角系数。它表示空气状态变化的方向和特征。在空气的状态变化过程中,无论其起始状态如何,只要其热湿比相等,它们的状态变化过程线(即热湿比线)均是一组平行线。

在湿空气的焓湿图($h-d$)上,湿空气在其变化前后如果 $\Delta h = 0, \Delta d \neq 0$, 则有 $\epsilon = 0$ 和 $\Delta h \neq 0, \Delta d = 0$, 则有 $\epsilon = \infty$, 因此 $\Delta h = 0$ 即 $\epsilon = 0$ 的热湿比线和 $\Delta d = 0$, 即 $\epsilon = \pm \infty$ 的热湿比线相交,且将焓(h)-湿(d)图划分为四个部分。如图 1-3 所示

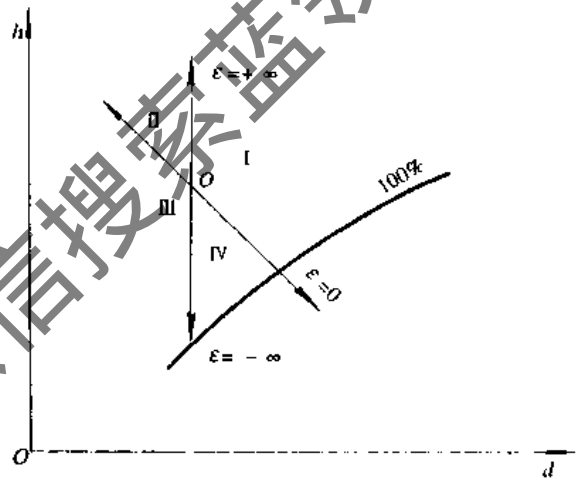


图 1-3 焓(h)-湿(d)图的分区

在 $\epsilon = 0$ 的热湿比线上,由下向上的空气变化过程为等焓去湿过程,由上向下的变化过程为等焓加湿过程,在 $\epsilon = \infty$ 的热湿比线上,由上向下为空气的等湿降温过程。

1) 在空气的 $h-d$ 图上,当 $\epsilon > 0$ 即由 $0 \rightarrow \infty$ 时,称为第一分区(或第一象限),介于此分区内的空气变化均为增焓加湿升温过程,即 $\Delta h > 0, \Delta d > 0$ 。

2) 当 $\epsilon > 0$, 即由 $\infty \rightarrow 0$ 时,称为第二分区(或第二象限),介于此分区内的空气变化为增焓减湿过程,即 $\Delta h > 0, \Delta d < 0$ 。

3) 当 $\epsilon < 0$, 且 ϵ 由 $0 \rightarrow -\infty$ 时,称为第三分区(或第三象限),介于此分区内的空气变化为减焓减湿降温过程,即 $\Delta h < 0, \Delta d < 0$ 。

4) 当 $\epsilon < 0$ 且 ϵ 由 $-\infty \rightarrow 0$ 时,称为第四分区(或第四象限),介于此分区内的空气变化过程为减焓增湿过程,即 $\Delta h < 0, \Delta d > 0$ 。

特别应当指出的是:每一张 $h-d$ 图只对应于一定的大气压力。如果大气压力不同,等相对湿度线图也将发生相应的变化。如果 $h-d$ 图上标明的大气压力与使用条件下的空气大气压相差不大(一般如果 $\Delta p \leq 10^3 \text{ Pa}$)时,则采用同一张 $h-d$ 图,否则应使用与之相近的大气压力下

的焓(h)-湿(d)图。

2. 焓(h)-湿(d)图的应用

正如每一个实数都可以在数轴上找到其对应点,平面上的每一个点都可以在直角坐标系上找到其对应位置一样,焓-湿图上的每一个点都代表一种空气状态,同时空气的每一种状态都可以在焓-湿图上找到其相应的位置。而且焓-湿图上的每一条有向线段都代表一种空气的状态变化过程,空气的每一种状态变化过程都可以用焓-湿图上的有向线段来表示。因而湿空气的焓-湿图在空调系统的运行分析及有关的计算中得到了广泛的应用。现归纳起来,主要有以下几个方面。

(1) 确定空气的状态参数。如果知道了空气状态参数(t 、 ϕ 、 h 、 d)中任意两个独立参数,即可由空气的焓-湿图确定其他有关参数。如图1-4所示。

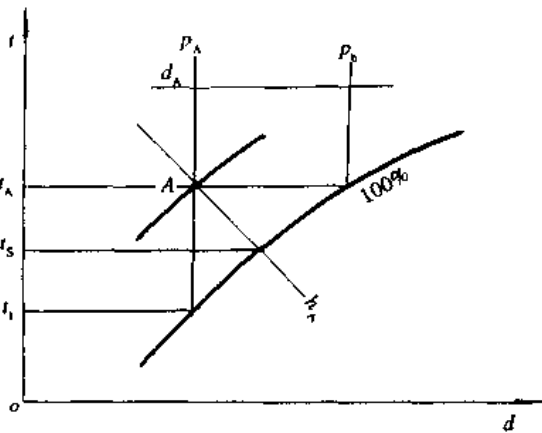


图 1-4 状态与参数

【例1-1】 已知空气的温度为 $t = 20^\circ\text{C}$, 相对湿度 $\phi = 60\%$, 所在地区的大气压力 $p = 760\text{mmHg} = 101325\text{Pa}$, 试确定该状态空气的其余参数。

【解】 选用大气压力 $p = 101325\text{Pa}$ 的空气焓-湿图, 根据 $t = 20^\circ\text{C}$, $\phi = 60\%$ 决定空气状态点 A。

将 A 状态空气沿等湿线 d_A 向下与饱和湿度线 $\phi = 100\%$ 相交于 C 点, 则交点 C 的温度即为 A 状态空气的露点温度, 即 $t_l = 12^\circ\text{C}$, 如图 1-5 所示。

过 A 点引等焓线 ($h = 42.5\text{kJ/kg}$) 与 $\phi = 100\%$ 相

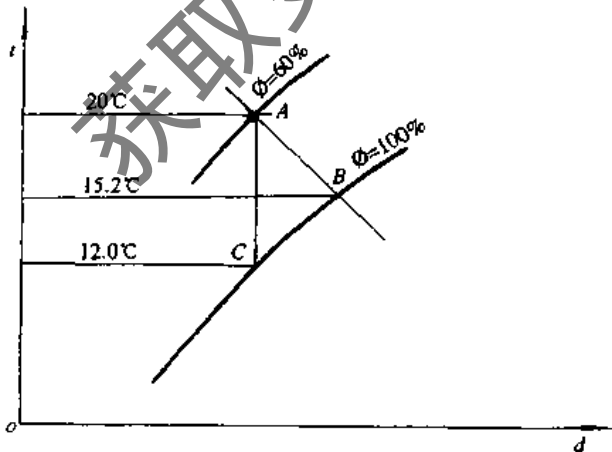


图 1-5 由空气状态点确定 t_l 和 t_s

交, 则交点 B 的温度即为 A 状态空气的湿球温度 $t_s = 15.2^\circ\text{C}$ 。

(2) 利用干湿球温度确定空气的状态。假定空气的干、湿球温度分别为 t 和 t_s , 确定空气的状态的方法为: 在 $h-d$ 图上沿 t_s 线与饱和湿度线 $\phi = 100\%$ 相交于 B 点, 过 B 点沿等焓线与干球温度线 t 相交于 A, 则 A 点即为干球温度 t , 湿球温度为 t_s 的空气状态点。参看图 1-5。

【例 1-2】 某地夏季大气压力为 98642Pa , 某时刻室外干球温度 $t_g = 38.1^\circ\text{C}$, 湿球温度 $t_s = 29^\circ\text{C}$, 试确定空气的状态。

【解】 利用大气压 $p = 98642\text{Pa}$ 的 $h-d$ 图, 沿 $t = 29^\circ\text{C}$ 的等温线与饱和湿度线相交于 B 点, 过 B 点沿等焓线与 $t = 38.1^\circ\text{C}$ 的等温线相交于 A 点, 该点即为所求的空气状态点, 由 A 点可知: $\phi = 52\%$, $h = 97.13\text{kJ/kg}$, $d = 23\text{g/kg}$ 。

(3) 空气状态变化过程在 $h-d$ 图上的表示。利用焓-湿图不仅能确定空气的状态和状态参数, 而且也可以表示空气的状态变化过程, 各种变化过程的方向和特征用热湿比 ϵ 表示。

1) 等湿加热过程。在空调系统的空气处理过程中, 常采用表面式空气加热器来加热空气, 当空气通过加热器时, 其本身获得了热量, 提高了温度, 但其含湿量没有变化, 即 $\Delta d = 0$, 因此空气状态变化是等湿升温过程, 其过程线为图 1-6 中的 $A \rightarrow B$, 此时 $\epsilon = +\infty$ 。

2) 等湿(干式)冷却过程。如果在空调系统中使用表面式冷却器处理空气且其表面温度高于空气的露点温度, 但低于空气的干球温度时, 则空气将在含湿量不变 ($\Delta d = 0$) 的情况下, 空气将会被冷却而失去热量, 即其焓值减少。因此, 空气状态的变化为等湿、减焓、降温过程, 如图 1-6 中的 $A \rightarrow C$, 此时则有 $\epsilon = -\infty$ 。

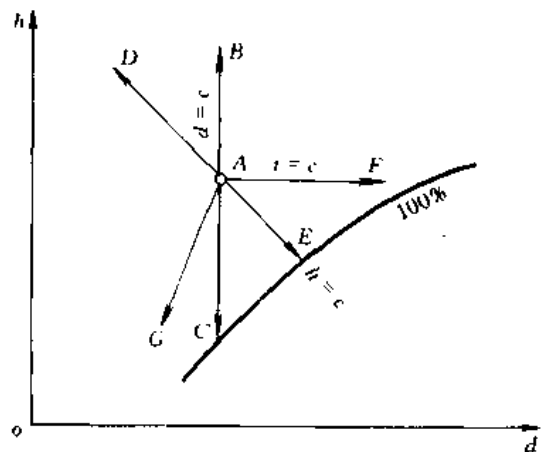


图 1-6 空气的状态变化

3) 等焓减湿过程。如果在对空气的处理过程中使用固体吸湿剂(如硅胶)时, 空气中的水蒸气将会被硅胶所吸附, 因此空气中的含湿量将会降低, 空气失去潜热, 而在水蒸气凝结时所放出的汽化热又会使空气的温度有所升高, 但在此过程中, 空气的焓值基本不变, 只是略为减少了凝结水带走的液体热, 空气的变化过程可以近似地看作为等

焓减湿升温过程。如图 1-6 中 A→D, 此时有: $\epsilon=0$ 。

4) 等焓加湿过程。使用喷水室喷淋循环水处理空气时, 水吸收空气中的热量而蒸发为水蒸气, 空气失去了显热量而使温度降低, 水蒸气散发到空气中使空气的含湿量增加, 潜热量也增加。由于在变化过程中尽管空气失掉了显热, 但又得到了潜热, 因而空气的焓值基本不变, 故此过程称为等焓加湿过程。由于在此处理过程中与外部没有热量的交换, 又称为绝热加湿过程, 此时循环水温度将稳定在空气的湿球温度上。如图 1-6 中的 A→E, 由于空气状态变化前后的焓值相等, 因而有 $\epsilon=0$ 。

5) 等温加湿过程。向空气中喷入干饱和水蒸气即可实现空气的等温加湿处理过程。空气中增加水蒸气后其焓和含湿量都将增加, 焓的增加值为加入水蒸气的全热量, 如果喷入的水蒸气为 100℃ 左右, 则空气的处理过程线与等温线近似平行, 因此可以认为等温加湿过程。如图 1-6 中的 A→F。

6) 冷却去湿(干燥冷却)过程。如果使用表面式空气冷却器处理空气, 当表冷器的表面温度(即表冷器内的冷水温度或制冷剂蒸发温度)低于处理空气的露点时, 随着空气温度的下降, 其中的水蒸气将会凝结而从空气中分离出来, 从而使空气达到冷却去湿目的。因此空气的变化过程为冷却去湿, 如图 1-6 中的 A→G, 由于空气的焓值和含湿量均减少, 因此有 $\epsilon < 0$ 。

如果使用低于空气露点温度的冷水对空气进行喷淋时, 则也可以实现上述处理过程。

(4) 两种不同状态空气的混合, 混合状态点的确定。在空调系统的运行调节过程中, 为了节省能量的消耗, 降低其运行费用, 往往在条件允许时采用新风与一次回风或二次回风进行混合的调节方式。此时有一个确定其混合后状态点及状态参数的问题。

设某空调系统在运行中采用一次混合的运行调节方式, 新风状态点为 W, 其状态参数为 t_w, h_w, d_w 且新风量为 G_w kg/h, 空调房间内的空气状态点为 N, 其状态参数为 t_n, h_n, d_n 且一回风量为 G_n kg/h (或 kg/s) 如图 1-7 所示。

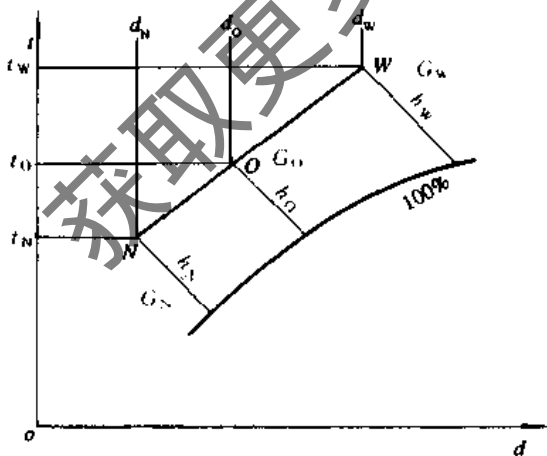


图 1-7 两种不同状态空气的混合

空调系统的处理风量 $G = G_w + G_n$ kg/h, 由能量守恒定律可知, 空气在混合前的总热量应等于混合后混合空气的热量。即:

$$(G_w + G_n) \cdot h_o = G_w h_w + G_n h_n, \quad (1-3)$$

因此有:

$$h_o = \frac{G_w h_w + G_n h_n}{G_w + G_n}, \quad (1-4)$$

混合后状态点为 O, 其参数为 t_o, h_o, d_o , 同理可有:

$$d_o = \frac{G_w d_w + G_n d_n}{G_w + G_n}, \quad (1-5)$$

$$t_o = \frac{G_w t_w + G_n t_n}{G_w + G_n}, \quad (1-6)$$

将式(1-4)、(1-5)及(1-6)整理后可得下面关系式:

$$\frac{h_w - h_o}{h_o - h_n} = \frac{d_w - d_o}{d_o - d_n} = \frac{G_n}{G_w} \quad \text{或} \quad (1-7)$$

$$\frac{h_w - h_o}{d_w - d_o} = \frac{h_o - h_n}{d_o - d_n} \quad (1-7)$$

由数学知识可知, 两种状态的空气混合后其混合状态点位于 h-d 图上两种空气状态点的连线上, 如果用数学的方法求出 t_o, h_o, d_o , 则可以在 h-d 图上确定其状态点 O 的位置。

但采用数学计算的方法求两种不同状态空气的状态点位置及其状态参数, 尽管不太复杂, 但使用起来还是不方便。因此在空调系统的运行管理中一般采用作图的方法来求出混合后状态点的位置, 再查出其各参数值, 其作图方法为:

连结两种空气状态点 W 和 N, 使混合状态点 O 位于 W-N 连线上, 且使 $\frac{OW}{ON} = \frac{G_n}{G_w}$ (或 $\frac{OW}{WN} = \frac{G_n}{G}$), 于是混合状态点 O 的位置便可很容易的确定了。

[例 1-3] 某空调系统采用一次回风的空气处理方式, 已知大气压力 $B = 101325$ Pa, 系统回风量 $G_n = 10^4$ kg/h, 新风量 $G_w = 2.5 \times 10^3$ kg/h, 空调房间内的空气状态参数为: $t_n = 20^\circ\text{C}$, $\phi_n = 60\%$; 室外空气状态参数为: $t_w = 35^\circ\text{C}$, $\phi_w = 80\%$ 。求一次回风混合状态点的空气参数。

[解] 根据已知条件在大气压力 $B = 101325$ Pa 的空气焓-湿图上确定空调系统新、回风状态点 W 和 N, 并用直线连接 W、N。

按照两种不同状态空气混合的规律, 其新、回风混合状态点 O 必位于直线 WN 上的某一位置, 且将线段 WN 分为 WO 和 ON 两段, 并两线段长度与风量成反比。即:

$$\frac{WO}{ON} = \frac{G_n}{G_w} = \frac{10^4}{2.5 \times 10^3} = \frac{4}{1}$$

因此, 将线段 WN 分为 5 等分, 使 $ON = \frac{1}{5} WN$, 从而确定 O 点。从空气的焓-湿图上可查出: $h_o = 56$ kJ/kg, $t_o = 23.1^\circ\text{C}$, $\phi_o = 73\%$, $d_o = 12.8$ g/kg。

2 空调系统

2.1 空调系统的组成

2.1.1 空气的循环

前面我们已经提到,空调系统在运行中,为了节能降耗,将根据空调房间内的工艺条件,在允许情况下,可以利用一部分空调房间的回风参与系统中空气的调节处理。根据季节和空调房间内的条件变化,往往采用的回风量也是不同的。例如:在冬夏季处于全年新风温度的最高和最低值时,系统运行采用最小的新风量和最大的回风量,而在春秋季节的某些时间里,当新风的温、湿度值等于或接近系统运行的送风值时将会采用全部新风运行。此时回风阀可能全部关闭。采用新风量来控制空调房间正压的系统,在某些时候回风量将随正压值的波动而波动。

在空调系统中,回风经过喷水室或表面冷却器进行降温去湿处理的为一次回风,在喷水室或表面冷却之后的回风为二次回风。仅有一次回风的空调系统称为一次回风空调系统,同时具有一、二次回风的空调系统称为一、二次回风空调系统。

如果空调系统在空气处理中不采用回风而全部使用室外新风的称为直流式空调系统。

1. 一次回风

在夏季运行中,由于回风的焓值低于室外新风的焓值,采用一次回风的处理方法可以减少喷水室或表面冷却器处理空气的冷负荷量;在冬季,由于回风较室外新风焓值高,采用回风处理方法可以减少一次空气加热器的加热负荷,从而达到运行节能的目的。

2. 二次回风

在全年运行的空调系统中,根据室外空气参数的变化情况,可以采用调节二次回风量的方法来满足调节系统的送风温度的要求,采用二次回风时,可以减少喷水室或表面冷却器处理的空气量,故在运行中可以减少能量的消耗。

2.1.2 空气的加热

1. 一次加热

在喷水室或表面冷却器前设置的空气加热器是用来加热新风或一次混合风,称为一次加热。此处的加热器称为一次加热器。一次加热器一般在冬季室外新风温度很低的时候,作为新风预热之用,可将新风加热到 $+5^{\circ}\text{C}$,以防止加热器和表面冷却器冻坏。常采用蒸汽作为热媒,因此又称为新风预热器。

当空调房间湿度要求较严格时,一次加热器用来配合喷水室以保证冬季的“露点”温度。如果一次混合后的热焓高于冬季“露点”的热焓值时,则采用调整一次混合

比而关闭一次加热器的调节方法。

2. 二次加热

在喷水室或表面冷却器后设置的空气加热器称为二次加热器,二次加热器是用来调节系统的送风温度或保证室内温度(无三次加热器时)。

二次加热器有集中设置和分散设置两种形式。如果一个空调系统承担一个或几个空调房间,各个空调房间内的空调参数和室内状态相差不大,采用二次加热器可以同时保证各房间温、湿度要求时,一般设集中式二次加热器,否则采用分散式二次加热器。

3. 三次加热器(精加热)

用来调节空调房间温度的加热器称为三次加热器,又称精加热器。三次加热器一般采用电加热和热水加热。通常仅用于空调精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的空调系统。三次加热器一般采用分散设置方式。

4. 空气加热器的热媒

通常空气加热器所采用的热媒有蒸汽、热水和电热三种。以蒸汽作为热媒的又分为高压蒸汽($2 \times 9.807 \times 10^4 \text{Pa}$ 即 2kgf/cm^2)和低压蒸汽($19.614 \sim 68.649 \text{kPa}$,即 $0.2 \sim 0.7 \text{kgf/cm}^2$),以热水做热媒的一般采用 $70 \sim 130^{\circ}\text{C}$ 或 $60 \sim 80^{\circ}\text{C}$ 的热水。

2.1.3 空气的净化

空气的净化一般分为低、中、高三种类型。对于低等程度的净化,一般在空调系统中只设一级初效(粗效)或中效空气过滤器,此种类型大多适用于对空调房间内的温、湿度有一定要求,而对空气净化无任何要求的民用或个别工业空调中;中等程度的净化,一般在空调系统中设置初效和中效两级空气过滤器,此种类型大多适用于工艺条件对空调房间内的除湿、湿度要求外,还需保证较为洁净的空气环境;高等级的空气净化,根据工艺要求的条件,设置三级或四级空气过滤器,对空气的净化环境要求往往以单位体积内一定粒径的含尘颗粒数作为标准。此种净化型一般用于空调房间内对空气的含尘浓度有极高的控制标准。

通常一级空气过滤器均设在第一次混合后或一次加热之前,对新风和一次回风进行净化处理,以防止大量灰尘和杂物堵塞加热器的空气通道、降低其换热效果。对于房间内产生尘粒较多的系统,一般在二次回风后也设有一级空气过滤器。

采用两级过滤时,第二级(中效)空气过滤器一般位于二次加热之后。

对于要求净化程度较高的空调系统,一般第三级空气过滤器(高效或亚高效过滤器)位于空调房间送风口之前或空气处理室的出口处。如果具有四级过滤器时,一般三级空气过滤器位于空气处理室的出口处,而第四级空气过滤器(高效或超高效空气过滤器)则位于空调房间

的送风口之前。

2.1.4 空气的降温、去湿和加湿

空气的降温、去湿一般采用水冷式表面冷却器、直接蒸发式表面冷却器或喷水室的处理方法。

加湿一般采用电加湿、喷水室加湿和蒸汽喷射加湿的方法。

2.1.5 风机

空调系统中常用的风机为轴流式风机和离心式风机。

(1) 轴流式风机占地面积小,管理维护方便,耗电量小,但噪声较大,压头较低,因此轴流风机一般用于噪声要求不高,送风管路较短且送风量较大(如 $\geq 50000\text{m}^3/\text{h}$)的系统;而离心式风机则多用于有一定噪声要求,系统阻力又较大而送风量又不太大的系统中。

(2) 吸入式和压出式系统。送风机位于喷水室或表面冷却器之后的称为吸入式系统;而位于其前的则称其为压出式系统。

轴流风机多用于压出式系统中,离心风机多用于吸入式系统中,但也有用于压出式系统的。

(3) 风机位于空气处理室之内称为内置式,此种方式,风机和电动机的散热增加了处理空气的能耗。位于空气处理室之外的称为外置式系统。

(4) 单风机和双风机。在系统中用一台风机既做送风又做回风之用的称为单风机系统,采用两台风机,一台做回风机,另一台做送风机之用的称双风机系统。采用单风机的压出式系统,由于空气处理部分处于正压区,往往漏风量较大,因而增大了能量的消耗,吸入式系统,由于空气处理部分处于负压区,未经处理的室外空气往往容易经过空气处理室和检查门的缝隙而被吸入,造成空气处理的困难,对于双风机系统,由于风机静压的叠加而使空气处理室的一部分处于正压区,而另一部分处于负压区。对于系统的送、回风量调节比较容易。

2.1.6 风路系统

一个完整的空调系统应具有送风管路和回风管路(或排风管或两者均有)。在一个空调系统中,只有一条送风管路和一条回风管路的称为单风管系统,如果具有两条送风管路(一条送风管路送热风,另一条送风管路送冷风)和一条回风管路的称为双风管系统。

对于空调房间噪声有较严格要求时,在送回风管路上一一般设有消声器。

在送风总管上设置静压箱,各送风支管由静压箱引出,此种方式多用于一个系统服务于多个空调房间,且各个房间内的工作班次不同的条件。

2.1.7 供冷、供热系统

供冷和供热:供冷包括采用直接蒸发式表面冷却器的制冷剂的输送和调节,以及采用水冷式表面冷却器的冷水输配系统;供热包括采用蒸汽加热器和热水加热器的蒸汽和热水的输配系统。

中间冷水箱:中间冷水箱一般起稳定冷水的进水压力作用。它在空调系统的运行中,对系统的“露点”稳定有较好的作用;同时在一个制冷站供给几个不同时工作的空调系统供冷时,还可以防止水压的波动,在某种程度上也可以起到避开用电高峰,利用用电低谷时进行制冷蓄能。中间冷水箱根据其使用的目的不同,其水箱的容积大约为空调用水量的10%~25%。中间冷水箱中的冷水由冷水送水泵送入空调系统的喷水室或表面式冷却器内与空气进行热、湿交换,达到处理的目的。

中间回水箱:经过空调系统喷水室或表面冷却器与空气进行热交换后,有一定温升的冷水先进入中间回水箱,再由回水泵送入制冷机中进行制冷降温。

2.1.8 空调系统的调节和控制

空调系统中的空气处理和调节过程分手动控制和自动控制两种。目前在自动控制中有采用自动化仪表配合控制线路的自动控制系统,也有采用可编程控制器控制的自动控制系统,还有采用微型计算机控制的自动控制系统。

无论在手动控制还是自动控制系统中,所采用的风量调节阀和冷、热媒调节阀大多使用等百分比特性和线性特性。从空调系统和制冷系统的稳定性方面看,三通调节阀比双通调节阀更有优越性。

2.2 空调系统的分类及特点

2.2.1 空调系统的分类

空调系统的分类见表2-1。

表 2-1 空调系统的分类

分类	空调系统	系统特征	系统应用
按空气处理设备的情况分类	集中系统	集中进行空气的处理,输送和分配	单风管系统 双风管系统 变风量系统
	半集中系统	除了有集中的中央空调器外,在各自空调房间内还分别有处理空气的“末端装置”	末端再热式系统 风机盘管机组系统 诱导器系统

(续表)

分类	空调系统	系统特征	系统应用
	分散系统	每个房间的空气处理分别由各自的整体式空调器承担	单元式空调器系统 窗式空调系统 分体式空调系统 半导体空调系统
按负担室内空调负荷所用的介质来分类	全空气系统	全部由处理过的空气负担室内空调负荷	一次回风式系统 一、二次回风式系统
	空气-水系统	由处理过的空气和水共同负担室内空调负荷	再热系统和诱导系统并用 全新风系统和风机盘管机组系统并用
	全水系统	全部由水负担室内空调负荷,一般不单独使用	风机盘管机组系统
	冷剂系统	制冷系统蒸发器直接从室内吸收余热余湿	单元式空调系统 窗式空调系统 分体式空调系统
按集中系统处理的空气来源分类	封闭式系统	全部为再循环空气,无新风	再循环空气系统
	直流式系统	全部用新风,不使用回风	全新风系统
	混合式系统	部分新风,部分回风	一次回风系统 一、二次回风系统
按风管中空气流速分类	低速系统	考虑节能与消声要求的矩形风管系统,风管截面大	民用建筑主风管风速低于 10m/s; 工业建筑主风管风速低于 15m/s
	高速系统	考虑缩小管径的圆形风管系统,耗能多,噪声大	民用建筑主风管风速高于 12m/s; 工业建筑主风管风速高于 15m/s

2.2.2 各种空调系统的特点

等见表2-2~表2-5。

各种空调系统的特点以及常用空调系统的比较

表2-2 各种空调系统适用条件和使用特点

空调系统	适用条件	空调装置	
		装置类别	使用特点
集中式	1. 房间面积大或多层、多室而热湿负荷变化情况类似; 2. 新风量变化大; 3. 室内温度、湿度、洁净度、噪声、振动要求严格; 4. 全年多工况节能; 4. 采用天然冷源	单风管定风量直流式	房间内产生有害物质,不允许空气再循环使用
		单风管定风量一次回风式	仅作夏季降温用或室内相对湿度波动范围要求严格,且湿负荷变化较大
		单风管定风量一、二次回风式	室内散湿量较小,且允许选择较大温差
		变风量	室温允许波动范围 $t_{\text{N}} \pm 1^{\circ}\text{C}$, 显热负荷变化较大
		冷却器	要求水系统比较简单,但室内相对湿度要求不严
		喷水室	1. 采用循环喷水蒸发冷却或天然冷源; 2. 室内相对湿度要求较严或相对湿度要求较大而又有较大发热量者; 3. 喷水室兼作辅助净化措施

(续表)

空调系统	适用条件	空调装置	
		装置类别	使用特点
半集中式	1. 房间面积大但风管不易布置; 2. 多层多室层高较低,热负荷不一致或参数要求不同; 3. 室内温、湿度要求 $t_{\text{内}} \geq \pm 1^\circ\text{C}$, $\phi_{\text{内}} \geq \pm 10\%$; 4. 要求各室空气不相串通; 5. 要求调节风量	风机盘管	1. 空调房间较多,空间较小,且各房间要求单独调节; 2. 建筑物面积较大但主风管敷设困难
		诱导器	多房间,层高高低,且同时使用,空气不允许互相串通,室内要防爆
分散式	1. 各房间工作班次和参数要求不同且面积较小; 2. 空调房间布置分散; 3. 工艺变更可能性较大或改建房屋层高高低且无集中冷源	冷风降温机组 恒温恒湿机组	仅用于夏季降温去湿 房间全年要求恒温恒湿

表 2-3 常用空调系统比较

项目	集中式空调系统	单元式空调系统	风机盘管空调系统
设备布置与机房	1. 空调与制冷设备可以集中设置在机房; 2. 机房面积较大,层高较高; 3. 有时可以布置在屋顶上或安设在车间柱间平台上	1. 设备成套,紧凑,可以放在房间内,也可以安装在空调机房内; 2. 机房面积较小,只及集中系统的 50%,机房层高较低; 3. 机组分散布置,敷设各种管线较麻烦	1. 只需要新风空调机房,机房面积小; 2. 风机盘管可以安设在空调房间内; 3. 分散布置,敷设各种管线较麻烦
风管系统	1. 空调送、回风管系统复杂,布置困难; 2. 支风管和风口较多时不易均衡调节风量	1. 系统小,风管短,各个风口风量的调节比较容易达到均匀; 2. 直接放在室内时,可不接送风管,也没有回风管; 3. 小型机组余压小,有时难于满足风管布置和必需新风量	1. 放在室内时,不接送回风管; 2. 当和新风系统联合使用时,新风管较小
节能与经济性	1. 可以根据室外气象参数的变化和室内负荷变化实现全年多工况节能运行调节,充分利用室外新风,减少与避免冷热抵消,减少冷源机运行时间; 2. 对于热湿负荷变化不一致或室内参数不同的多房间,不经济; 3. 部分房间停止工作不需空调时,整个空调系统仍需运行,不经济	1. 不能按室外气象参数的变化和室内负荷变化实现全年多工况节能运行调节,过渡季不能用全新风,大多用电加热,耗能大; 2. 灵活性大,各空调房间可根据需要停开	1. 灵活性大,节能效果好,可根据各室负荷情况进行调节; 2. 盘管冬夏兼用,内壁容易结垢,降低传热效率; 3. 无法实现全年多工况运行调节
使用寿命	使用寿命长	使用寿命较短	使用寿命较长
安装	设备与风管的安装工作量大,周期长	1. 安装投产快; 2. 对旧建筑改造和工艺变更的适应性强	安装投产较快,介于集中式空调系统与单元式空调器之间
维护运行	空调与制冷设备集中设置在机房,便于管理和维修	机组易积灰与油垢,清理比较麻烦,使用二三年后,风量、冷量将减少;难于做到快速加热(冬天)与快速冷却(夏天)。分散维修与管理较麻烦	布置分散,维护管理不方便,水系统复杂,易漏水

(续表)

项目	集中式空调系统	单元式空调系统	风机盘管空调系统
温、湿度控制	可以严格地控制室内温度和室内相对湿度	各房间可以根据各自的负荷变化与参数要求进行温、湿度调节。对要求全年须保证室内相对湿度允许波动范围 $< \pm 5\%$ 或要求室内相对湿度较大时,较难满足。多数机组按 $17 \sim 21 \text{ kJ/kg}$ 的最大焓降设计,对室内温度要求较低,室外湿球温度较高,新风量要求较多时,较难满足	对室内温、湿度要求较严格时,难于满足
空气过滤与净化	可以采用初、中效和高效过滤器,满足室内空气清洁度的不同要求。采用喷水室时,水与空气直接接触,易受污染,须常换水	过滤性能差,室内清洁度要求较高时难以满足	过滤性能差,室内清洁度要求较高时难于满足
消声与隔振	可以有效地采取消声和隔振措施	机组设置在空调房间内时,噪声、振动不好处理	必须采用低噪声风机才能保证室内要求
风管互相串通	空调房间之间有风管连通,使各房间互相污染。当发生火灾时,会通过风管迅速蔓延	各空调房间之间不会互相污染、串声。发生火灾时也不会通过风管蔓延	各空调房间之间不会互相污染

表 2-4 一次回风系统与一、二次回风系统适用的条件

一次回风系统	一、二次回风系统
<ol style="list-style-type: none"> 1. 仅作夏季降温用的空调系统,送风温差可取较大值的场合; 2. 室内散湿量较大的场合 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 室内散湿量较小,且不允许采用较大送风温差的场合; 2. 在 1. 的前提下,室温允许波动范围较小或送风相对湿度小于某一值,宜采用固定比例的一、二次回风; 3. 室内散湿量较小,且全年使用的集中式系统或室内温、湿度允许波动范围较大,可以采用可能的最大送风温差时,宜用变动的一、二次回风比或采用旁通的可能性

表 2-5 单、双风机系统的适用条件和优缺点

	单风机系统	双风机系统
适用条件	<ol style="list-style-type: none"> 1. 全年新风量不变的系统; 2. 当使用大量新风时,室内门窗可以排风,不会形成大于50 Pa的过高正压; 3. 房间少,系统小,空调房间靠近空调机房,空调系统的排风口必须靠近空调房间 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 不同季节的新风量变化较大,其他排风出路不能适应风量变化的要求时会导致室内正压过高; 2. 房间必须维持一定的正压,而门窗严密,空气不易渗透,室内又无排气装置; 3. 要求保证空调系统有恒定的回风量或恒定的排风量; 4. 仅有少量排风的系统; 5. 通过技术经济比较,装设回风机合理时
优点	<ol style="list-style-type: none"> 1. 投资省; 2. 经常耗电少; 3. 占地少 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 空调系统可以采用全年多工况调节,节省能量; 2. 可保证设计要求的室内正压和回风量; 3. 风机风压低,噪声小; 4. 使用于多房间的空调系统,易于调节
缺点	<ol style="list-style-type: none"> 1. 全年新风量调节困难; 2. 当过渡季使用大量新风,室内又无足够的排风面积,会使室内正压过大,人耳膜会有痛感,门也不易开启; 3. 风机风压高,噪声大; 4. 由于空调器内有较大的负压缝隙处易渗入空气,使冬夏季回风比达不到设计要求,冷、热耗量增大; 5. 室内局部排风量较大时,用单风机克服回风管压力损失,不经济; 6. 排风口位置必须靠近空调器时,会使室内正压过高; 7. 空调系统供给多房间时,调节比较困难 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 投资高; 2. 经常耗电多; 3. 占地面积大; 4. 当回风机选用不当而使风压过大时,会使新风口处形成正压,导致新风进不到系统内

(续表)

	单风机系统	双风机系统
风机压力	风机负担整个空调系统全部压力损失	送风机负担由新风口至最远送风口的压力损失,回风机负担最远回风口至空调器前的压力损失。一般回风机的压力仅为送风机压力的1/3~1/4(必须注意,排风口一定要处于回风机的正压段,新风口一定要处于送风机的负压段)

2.3 集中式空调系统的空气处理过程

空调系统中空气的处理过程及处理过程线取决于空气处理设备的种类及其排列组合方式。

2.3.1 直流式空调系统

1. 直流式空调系统夏季空气处理过程和空气处理过程线

对于直流式空调系统,在夏季的空气处理过程中,对空气的冷却去湿处理中无论是采用喷水室处理方式,还是采用水冷式表面冷却器的处理方式,其整个处理过程是一样的,如图2-1所示。其调节过程可写为:

$$W \xrightarrow{\text{冷却去湿}} L \xrightarrow{\text{二次加热}} O \xrightarrow{\epsilon} N_0$$

由图2-1可知,在空气处理过程中,所需冷量为

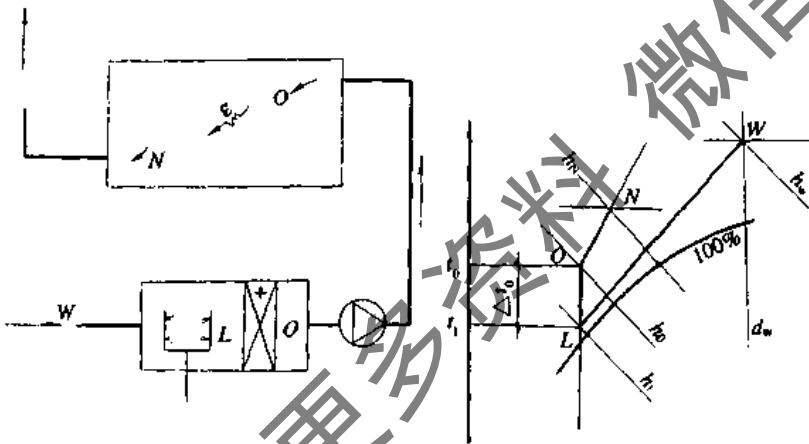


图 2-1 直流式系统(喷水室)夏季空气处理过程及系统示意图

$$Q_0 = G(h_w - h_L) \quad (\text{kW}), \quad (2-1)$$

所需二次加热量为:

$$Q_2 = G(h_0 - h_L) = G \cdot c(t_0 - t_L) \quad (\text{kW}), \quad (2-2)$$

2. 直流式空调系统冬季空气处理过程和空气处理过程线

(1) 采用喷水室处理空气且具有一次加热器的空气处理过程,如图2-2(a)所示。其空调过程为:

$$W \xrightarrow{\text{预热}} W_1 \xrightarrow{\text{循环喷水}} L \xrightarrow{\text{二次加热}} O \xrightarrow{\epsilon} N_0$$

空气处理过程中所耗能量为:

一次加热量:

$$Q_{r1} = G \cdot c(t_{w1} - t_w) \quad (\text{kW}); \quad (2-3)$$

二次加热量:

$$Q_{r2} = G \cdot c(t_0 - t_L) \quad (\text{kW}). \quad (2-4)$$

加湿量(等于循环水喷水过程所消耗的水量)

$$W = G \cdot (d_0 - d_1) = G \cdot \Delta d \quad (\text{kg/h}). \quad (2-5)$$

(2) 采用表面冷却器且只有二次加热,并设置喷蒸汽加湿的系统,空气处理过程如图2-2(b),

其空气调节过程为:

$$W \xrightarrow{\text{加热升温}} W_1 \xrightarrow{\text{喷蒸汽加湿}} O \xrightarrow{\epsilon} N_0$$

处理过程所需加热量:

$$Q_r = G \cdot c(t_{w1} - t_w) \quad (\text{kW}); \quad (2-6)$$

处理过程中所需的加湿量:

$$W = G \cdot (d_0 - d_1) = G \cdot \Delta d \quad (\text{kg/h}). \quad (2-7)$$

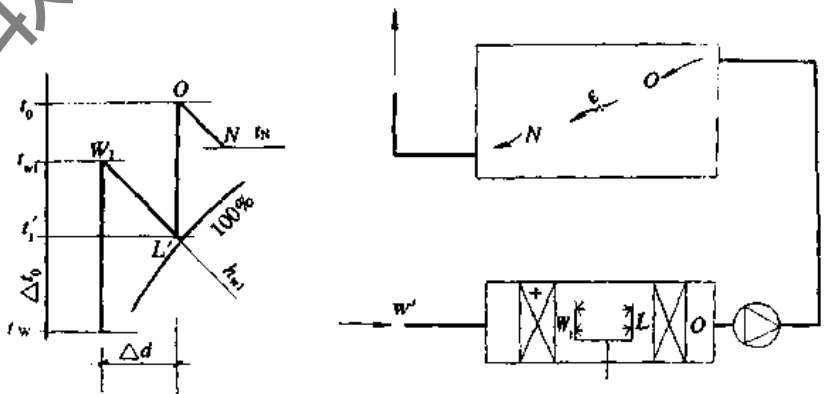


图 2-2(a) 直流式系统冬季空气处理过程及系统示意图(一)

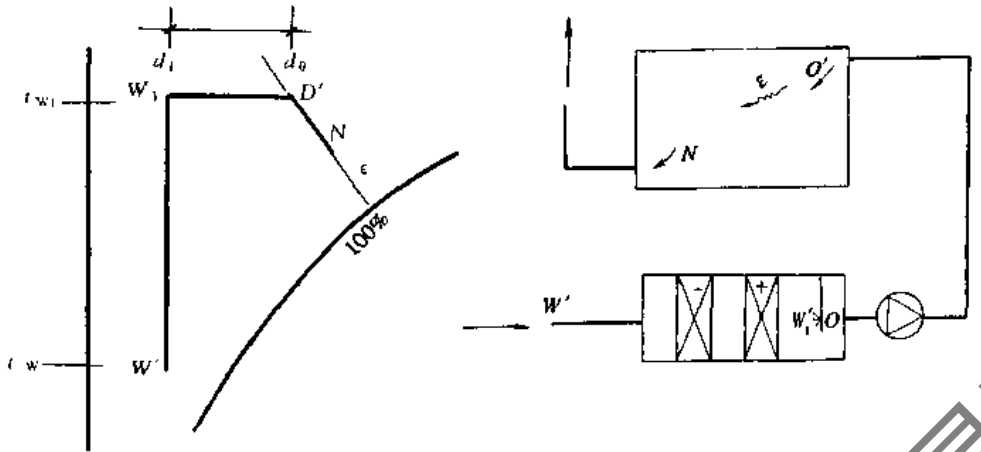


图 2-2(b) 直流式系统冬季空气处理过程及系统示意图(二)

2.3.2 一次回风式空调系统

1. 一次回风式空调系统的夏季空气处理过程

一次回风式空调系统夏季空气处理方式主要是对空气的冷却去湿。对空气的冷却去湿处理既可以采用喷水室处理方式,也可采用表面式冷却器处理方式,两者的空气处理过程线则是一样的。由于夏季室外空气的温度、湿度处于全年的最高值,也就是说此时空气焓值处于全

年的最大值,远高于空调房间内的空气焓值。从节能的观点出发,空调系统在运行中采用所允许的最小新风和最大回风量,即为新、回风固定混合比的一次循环空气处理方案。

因此,一次回风式空调系统夏季运行采用新、回风固定混合比的空气处理方案时,其处理过程及系统示意如图2-3所示。

其空气的调节过程为:

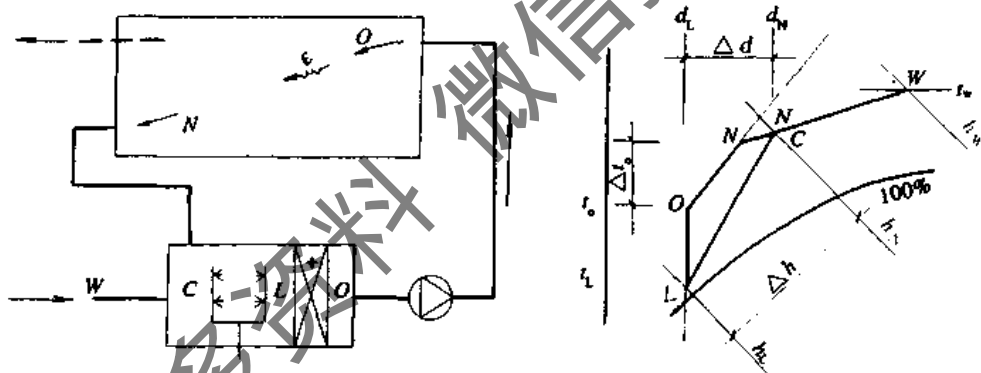


图 2-3 一次回风空调系统夏季空气处理过程及系统示意图



空气处理过程所需冷量:

$$Q_L = G \cdot (h_C - h_L) = (G_W + G_N) \cdot \Delta h \quad (\text{kW}) \quad (2-8)$$

处理到送风温度时的耗热量:

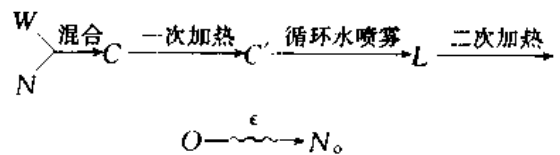
$$Q_r = G \cdot c \cdot (t_0 - t_L) \quad (\text{kW}) \quad (2-9)$$

2. 一次回风式空调系统的冬季处理过程

(1) 喷水室处理系统。

1) 采用先混合后加热的空气处理方式。如图 2-4 为一次循环的冬季处理过程及系统示意图。在冬季,由于室外气温处于全年的最低点,因此在空调的运行中,同样一般采用最小新风量的方法,也就是说采用固定新、回风混合比的方式。随着室外气温的不断升高,即室外状态点 W 的移动,则应适当加大新风量,

即新、回风的混合点 C 将沿 NW 线向 W 方向移动。其处理过程为:



空气在处理过程中所消耗的能量为:

一次加热量:

$$Q_{h1} = G \cdot c \cdot \Delta t_1 \quad (\text{kW});$$

二次加热量:

$$Q_{h2} = G \cdot c \cdot \Delta t_2 \quad (\text{kW});$$

加湿量

$$W = G \cdot \Delta d \quad (\text{kg/h}).$$

(2-10)

2) 采用先加热后混合的处理方式如图2-5所示。在

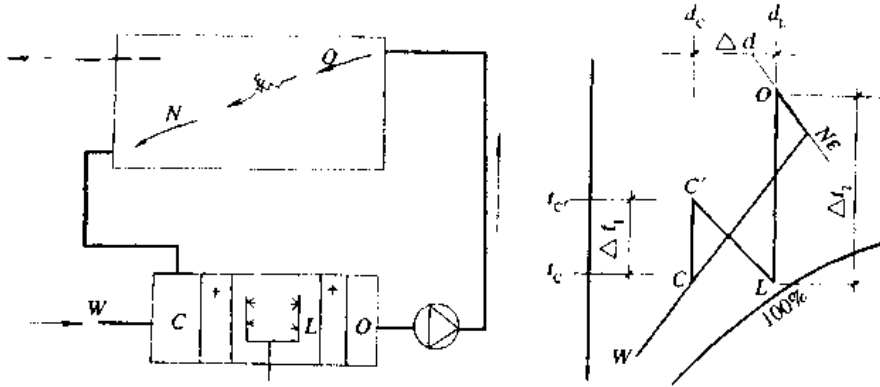


图 2-4 一次回风的冬季处理过程及系统示意图(一)

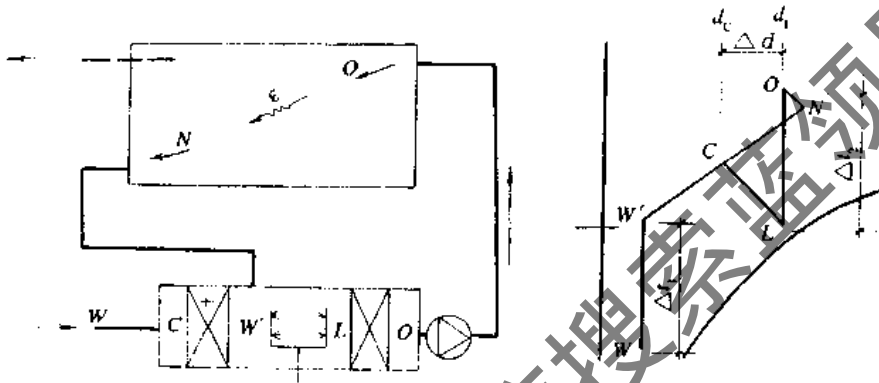
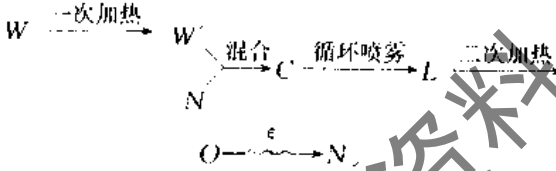


图 2-5 一次回风的冬季处理过程及系统示意图(二)

此处理过程中,随着室外气温的升高,一次加热器的加热量逐渐减小,直至全部关闭,其处理过程为:



处理过程中所需加热量为:

$$\text{一次加热量: } Q_{d1} = G_w \cdot c \cdot \Delta t_1 \quad (\text{kW}); \quad (2-11)$$

$$\text{二次加热量: } Q_{d2} = G \cdot c \cdot \Delta t_2 \quad (\text{kW}); \quad (2-12)$$

处理过程中所需的加湿量

$$W = G \cdot \Delta d \quad (\text{kg/h}).$$

(2) 表面冷却器和喷蒸汽加湿系统。

1) 设有一次加热且先加热后混合的系统如图 2-6 所示。

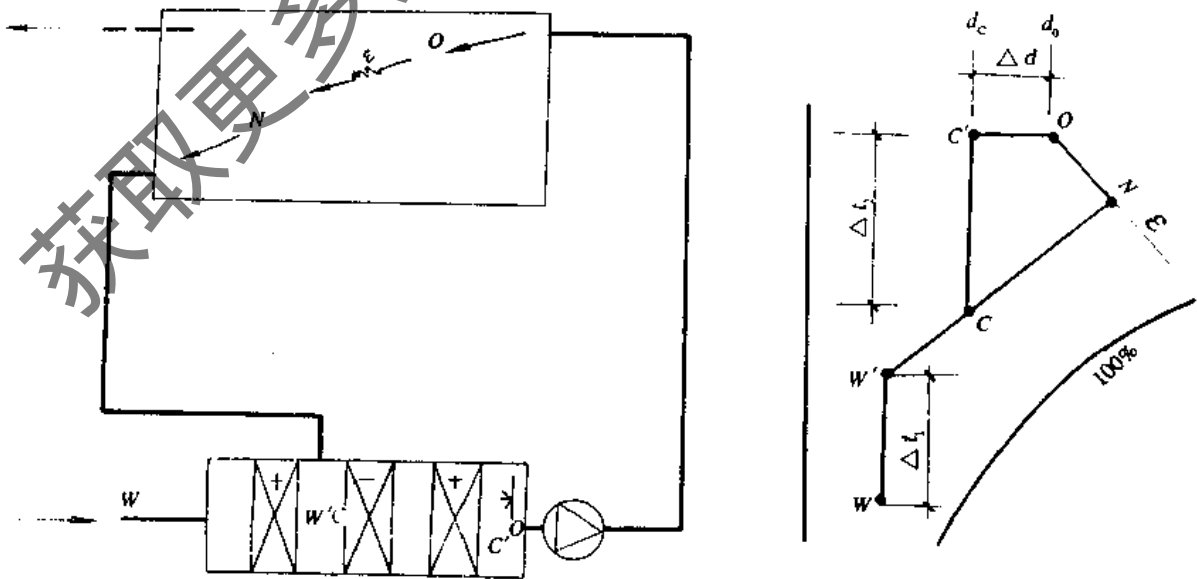
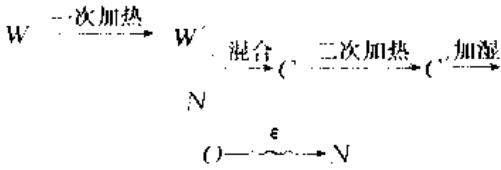


图 2-6 一次回风的冬季处理过程及系统示意图(三)

此种方式的空气处理过程为:



在空气处理中所需的加热量和加湿量为:

$$\text{一次加热量: } Q_{h1} = G_w \cdot c \cdot \Delta t_1 \quad (\text{kW}); \quad (2-13)$$

$$\text{二次加热量: } Q_{h2} = G \cdot c \cdot \Delta t_2 \quad (\text{kW}); \quad (2-14)$$

$$\text{加湿量: } W = G \cdot \Delta d \quad (\text{kg/h}) \quad (2-15)$$

2) 不设一次加热器(或关闭一次加热器)的一次回风系统如图 2-7 所示

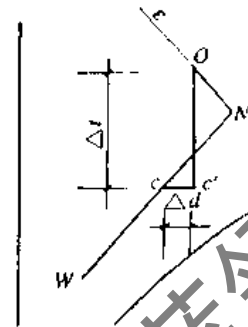
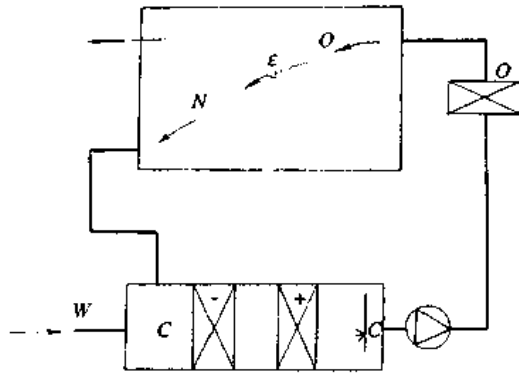
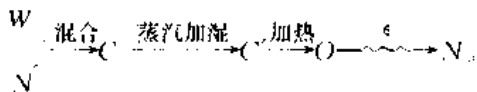


图 2-7 一次回风的冬季处理过程及系统示意图(四)

此种方式的空气处理过程为:



此种空气处理过程中关闭一次加热器,二次加热器作为运行时调节送风温度用。所需的加热量和加湿量为:

$$Q_h = G \cdot c \cdot \Delta t \quad (\text{kW}), \quad (2-16)$$

$$W = G \cdot \Delta d \quad (\text{kg/h}). \quad (2-17)$$

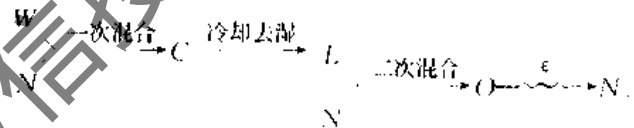
2.3.3 二次回风式空调系统

1. 二次回风式夏季空气处理过程

二次回风式夏季空气处理过程如图 2-8 所示。二次回风在空调系统中的夏季空气处理过程中一般是用来调节系统的送风温度,以代替二次加热器的功能。随着室外空气状态点 W 的变化,当 $h_{N1} < h_w < h_{N2}$ 时,将关闭一次回风,减少系统回风量。在空调房间内有静压要求时,

如静压超过规定值则多余的空气将由系统排风口排出。

在二次回风的夏季空气处理过程中,采用喷水室处理和采用表面冷却器处理。其空气的变化过程一样。如下:



处理过程中所需冷量为:

$$Q_L = G \cdot \Delta h = G \cdot (h_C - h_L) \quad (\text{kW}). \quad (2-18)$$

在采用二次回风的空气处理方案时,如果空调房间内的热湿比 $\epsilon \neq \infty$,则系统的机器露点将会低于一次回风式系统采用二次加热器调节时的机器露点温度,因此,空调系统在运行中要求的喷水(或进入表面冷却器内的冷水)温度相应也较采用一次回风和二次加热调节时所用冷水温度低。对于制冷系统的运行调节就必须采取较低的蒸发温度,与此同时也将降低制冷机组的制冷量。

如果空调房间内的热湿比的绝对值越小,也就是说

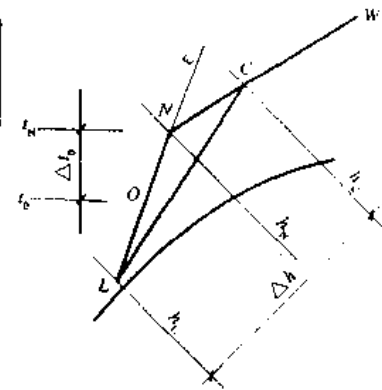
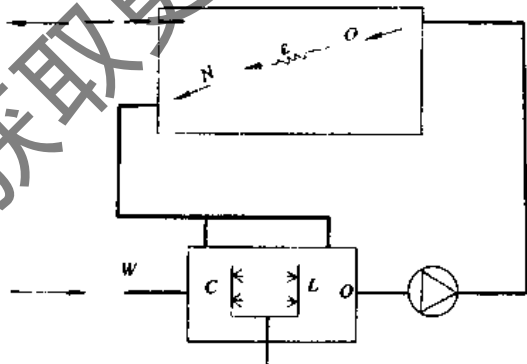


图 2-8 二次回风系统夏季空气处理过程及系统示意图

处理空气送入空调房间后空气变化过程线越平直,则空调系统的机器露点越低,此时采用二次回风来调节空调系统的送风温度越不利。

2. 二次回风式空调系统的冬季空气处理过程
采用喷水室处理的方案见图 2-9。由图中看出,在

采用喷水室处理空气的二次回风式的冬季处理过程中,由于使用了二次回风,便可减少二次加热器的加热量,对于节能和降低运行费用无疑是一种实用的办法。在空调系统的运行中,随着室外气温的逐渐升高,如果 $t_w = t_{w1}, h_w = h_{w1}$ 时则可关闭一次空气加热器。

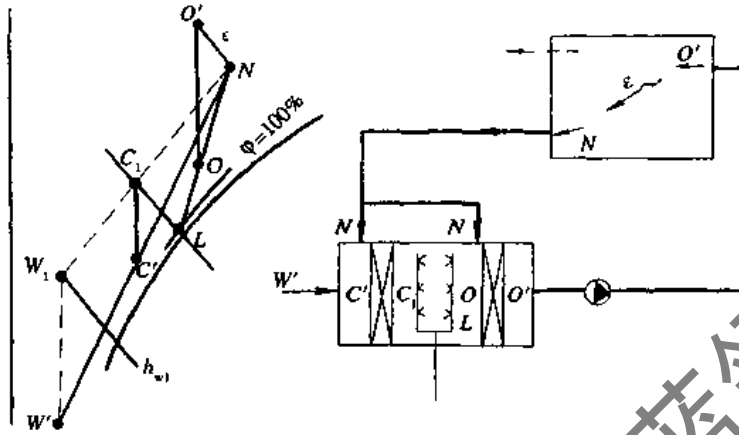
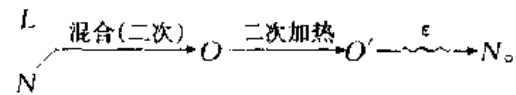
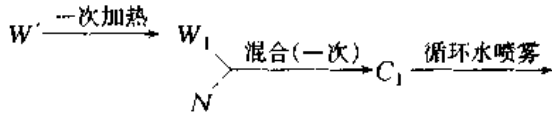
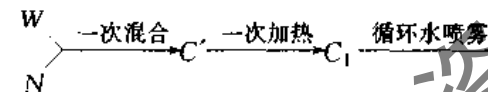


图 2-9 采用喷水室的冬季空气处理过程及系统示意图

在冬季的空气处理过程中,采用先预热后混合(见图 2-9 中虚线部分)和先混合后加热的处理过程(见图 2-9 中实线部分)如下:采用先预热后混合的空气处理过程:



采用先混合后加热的空气处理过程:



系统在处理过程所需的预热量分别为:

$$Q_{d1} = Gw \cdot c \cdot (t_{w1} - t_w) \text{ (kW)}; \quad (2-19)$$

$$Q_{f1} = G \cdot c \cdot (t_{c1} - t_c) \text{ (kW)}. \quad (2-20)$$

系统需要的二次加热量为:

$$Q_{d2} = G \cdot c \cdot (t_{O'} - t_O) \text{ (kW)}; \quad (2-21)$$

系统需要的加湿量为:

$$W = G \cdot (d_L - d_{C1}) \text{ (kg/h)}. \quad (2-22)$$

获取更多资料

3 空气的热湿处理及设备

对于一个空调系统,空气调节的全过程既包含空气的热、湿处理、净化处理,也包含送入房间的空气状态变化过程。为了实现空气的上述处理过程,就必须采用不同的空气处理设备。在空调系统中采用的空气处理设备,有的可以完成一个空气的处理过程,而有的则可以同时完成两个处理过程。尽管空气的热湿处理设备名目繁多,构造各异,但根据各种热、湿交换设备的工作特点不同,可分为直接接触式热交换设备和表面式热交换设备。如对空气进行热湿处理的喷水室,蒸汽加湿器,局部补充加湿装置(喷水加湿装置)以及使用液体吸湿剂的装置等均属于直接接触式热交换设备。光管式、肋片管式空气加热器(热水及蒸汽做热媒)、表面式空气冷却器(直接蒸发式表面冷却器、水冷式表面冷却器)等则属于表面式热交换器。

直接接触式热交换设备的特点是:与空气进行热湿交换的介质与被处理的空气直接接触,空气流经热、湿交换介质的表面或将热、湿交换介质喷淋到空气中去。表面式热湿交换设备的特点是:与空气进行热、湿交换的介质不与空气直接接触,空气与介质间的热交换是通过设备的金属表面来进行的。

此外,空气的热、湿处理设备还有加热空气的电加热器,使用液体吸湿剂和固体吸湿剂的空气干燥装置。

3.1 空气热湿处理的途径

在空气的热、湿处理过程中,如果我们欲将空气的初状态(如将室外的空气状态点定为夏季为 W ,冬季为 W'),处理至空调系统的送风状态点 O ,可以有许多的处理方法和使用相应的空气处理设备。如图 3-1 及表 3-1 所示。

表 3-1 空气处理各种途径的方案说明

季节	空气处理途径	处理方案说明
夏季	(1) $W \rightarrow L \rightarrow O$	喷水室喷冷水(或用表面冷却器)冷却减湿→加热器再热
	(2) $W \rightarrow 1 \rightarrow O$	固体吸湿剂减湿→表面冷却器等湿冷却
	(3) $W \rightarrow O$	液体吸湿剂减湿冷却
冬季	(1) $W' \rightarrow 2 \rightarrow L \rightarrow O$	加热器预热→喷蒸汽加湿→加热器再热
	(2) $W' \rightarrow 3 \rightarrow L \rightarrow O$	加热器预热→喷水室绝热加湿→加热器再热
	(3) $W' \rightarrow 4 \rightarrow O$	加热器预热→喷蒸汽加湿
	(4) $W' \rightarrow L \rightarrow O$	喷水室喷热水加热加湿→加热器再热
	(5) $W' \rightarrow 5 \rightarrow L' \rightarrow O$	加热器预热→一部分喷水室绝热加湿→与另一部分未加湿的空气混合

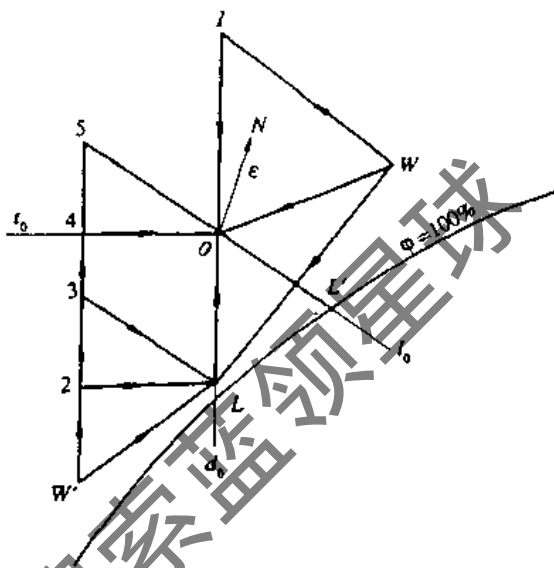


图 3-1 空气处理的各种途径

对于一个空调系统来讲,究竟采用什么样的空气处理方法和空气处理设备,则要根据具体情况,结合各种空气处理设备的特点及市场情况综合而定。但是对于已经投入运行的空调系统来讲,空气的处理方法,采用的空气处理设备则是已经决定好的,我们只有根据已有的空气处理设备,正确操作,合理运行,以发挥空气处理设备的最大效率,做到既保证运行效果,同时又节约较多的能量。

3.2 喷水室处理空气

喷水室处理空气是一种空气与水直接接触式空气处理设备。在喷水室内可以实现多种空气热、湿处理过程,同时对空气还具有一定的净化能力,且在结构上易于实现工厂化制做、现场安装,金属耗量少,在空调工程中得到广泛的使用。但它有对水质卫生要求较高,占地面积较大,水系统复杂,运行费用较高等缺点。

喷水室的型式通常有卧式、立式、单级和双级,而且还有低速(风速为 2~3m/s)和高速(风速为 3.5~6.5m/s)。

3.2.1 喷水室的结构

1. 喷水室的构成

喷水室主要有喷嘴、喷嘴排管、挡水板、外壳、底池和管路系统等组成。如图 3-2 所示。

由图 3-2 可以看出,空气经前挡水板进入喷水空间,与喷嘴喷出的水直接接触后,经后挡水板流出喷水室。水则落入底池,一部分由回水口(经溢水器)回至制冷系统,另一部分经滤水器流至三通调节阀与从制冷系统送来的冷水混合后再经水泵、喷水管由喷嘴喷出,当喷水

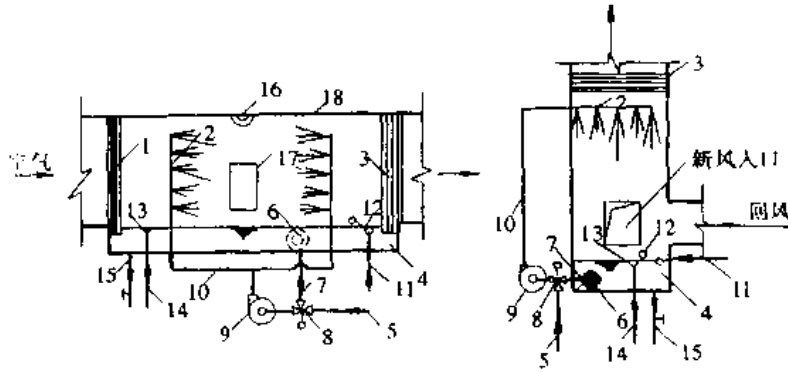


图 3-2 喷水室的构造

1-前挡水板;2-喷嘴与排管;3-后挡水板;4-底池;5-冷水管;6-过滤器;
7-循环水管;8-三通混合阀;9-水泵;10-供水管;11-补水管;12-浮球阀;
13-溢水器;14-溢水管;15-泄水管;16-防水灯;17-检查门;18-外壳

室用作加湿使用时,喷循环水,即喷出水滴落入底池经滤水器由水泵再喷出,由于加湿过程底池的水位将降低,则应由补水管向底池补水。

2. 喷水室的主要部件

(1) 喷嘴与喷嘴排管。在喷水室中利用喷嘴进行喷水,使水喷射成小的水滴即雾状。目前在喷水室中最常用的喷嘴为 Y-1 型喷嘴,如图 3-3(a)所示,此外还有 $\frac{3}{8}$ 英寸喷嘴,如图 3-3(b)所示,喷水量大的双螺旋离心式 BTL 型喷嘴、FKT 型喷嘴、TL 型喷嘴。

喷嘴主要有喷嘴本体和顶盖组成,喷嘴材料主要有:铸钢、铸铜、铸铝、不锈钢、塑料及尼龙等。目前喷嘴的装卸采用不锈钢卡环,比较方便。

Y-1 型喷嘴的作用原理是当压力水以较高的流速,沿其切线方向进入喷嘴时,水的前进方向改变 180° 产生离心力,高速旋转的水经锥体在水压力和离心力的作用下,沿喷孔喷出,形成以喷孔为顶点的中空锥形水膜,由于水的表面张力及空气流速的作用,水膜很快破裂,形成雾状的水滴。

喷嘴喷出的水滴大小,喷水量,射程、喷水角度与喷嘴的构造、孔径、喷水压力有关。在其他条件相同的情况下,喷嘴孔径越小,喷水压力越高,水滴就越小,雾化效果越好。喷水量取决于喷嘴孔径的大小和喷水压力。对于孔径相同的同类喷嘴,水压提高,喷水量增加,水滴变小,反之,在相同的水压下,同类喷嘴的孔径越小,则喷水量越少,水滴变细。

喷嘴以喷孔的大小分为粗喷、中喷和细喷。

中喷和粗喷 粗喷是指喷嘴孔径为 $4.0 \sim 6.0\text{mm}$, 喷水压力为 $0.05 \sim 0.15\text{MPa}$ (约 $0.5 \sim 1.5\text{kgf/cm}^2$) 表压的喷射。喷嘴所喷出的水滴较大,在与空气接触时,水滴升温较慢,不易蒸发。因而广泛用于对空气的冷却干燥处理。中喷是指喷嘴孔径为 $2.5 \sim 3.5\text{mm}$, 喷水压力为 0.2MPa (约 2kgf/cm^2) 的表压的喷射。中喷和粗喷具有热工上的多样性,它们既可以实现对空气的加湿处理,又

可以实现对空气的冷却干燥处理。因此对于全年运行的空调系统,夏季可以对空气进行冷却干燥,冬季采用循环水喷雾又可以实现对空气的等焓加湿处理。

Y-1 型喷嘴喷出水滴直径与喷嘴孔径 d_0 及喷水压力的关系见表 3-2。

表 3-2 Y-1 型喷嘴喷出水滴直径
与孔径 d_0 、喷水压力 p 的关系

喷射细度	水滴直径 (mm)	喷嘴孔径 (mm)	喷水压力 (kPa)	适用条件
细喷	0.05~0.20	2.0~2.5	大于 245.2	绝热加湿
中喷	0.15~0.25	2.5~3.5	196.1	冷却去湿
粗喷	0.20~0.50	4.0~6.0	49.0~147.1	冷却去湿

细喷 细喷是喷嘴孔径为 $2.0 \sim 2.5\text{mm}$, 喷水压力大于 0.25MPa (约 2.5kgf/cm^2) 表压时,可获得细喷。由于细喷水滴较小,温度升高较快,而且容易蒸发,用于空气的加湿处理比较合适。但由于喷嘴孔径过小,易堵塞,因此细喷方式对水质的要求相对较高。除了单纯用在空气的加湿处理过程外,一般不采用。

在一般的空调工程中,喷水室往往采用粗喷的空气处理方式。这样在全年的运行调节中,不需要更换不同孔径的喷嘴,就可以获得对空气进行降温去湿或等焓加湿的处理方式。

Y-1、 $\frac{3}{8}$ 英寸喷嘴的喷水量见表 3-3 和表 3-4。

喷嘴的排列布置应使其在喷水室横断面上分布均匀,以便使喷出的水滴与通过的空气全面均匀地接触。常采用图 3-4 所示的梅花形布置形式。喷嘴的布置密度,即在每平方米喷水室横断面上每一排布置的喷嘴个数,一般为 $13 \sim 24$ 个/ $\text{m}^2 \cdot \text{排}$ 。在美国采用 $6 \sim 27$ 个/ $\text{m}^2 \cdot \text{排}$,日本采用 $23 \sim 25$ 个/ $\text{m}^2 \cdot \text{排}$ 。在喷嘴密度较大的喷水室中,常采用矩形对称布置形式;在大型喷水室中,喷嘴的布置常采用“上密下疏”布置形式,以便使水苗分布均匀。

表 3-3 Y-1 型喷嘴不同孔径水压与喷水量关系 (kg/h)

喷嘴前水压(MPa)	0.1	0.125	0.15	0.175	0.20	0.225	0.25	0.275	0.30
喷嘴孔径(mm)									
2.0	123	135	150	162	175	185	198	208	218
2.5	150	167	181	200	218	230	242	255	270
3.0	185	205	225	242	260	278	292	310	322
3.5	210	235	260	282	305	320	345	360	380
4.0	237	270	295	325	350	375	395	425	450
4.5	264	300	330	360	381	412	450	475	500
5.0	300	328	362	398	430	462	495	520	550
5.5	330	370	405	450	480	510	550	575	600

表 3-4 3/8"离心喷嘴不同孔径水压与喷水量关系 (kg/h)

喷嘴水压(MPa)	0.10	0.125	0.15	0.175	0.20	0.225	0.25	0.275	0.30
喷嘴孔径(mm)									
2.5	125	138	150	160	170	180	187	195	201
3.0	170	187	203	220	232	245	258	267	278
3.5	210	230	250	270	285	300	316	340	355
4.0	245	270	292	315	332	352	369	385	398
4.5	288	315	345	368	390	410	430	445	465
5.0	334	370	391	428	455	485	505	525	545
5.5	380	420	452	490	520	545	570	591	608

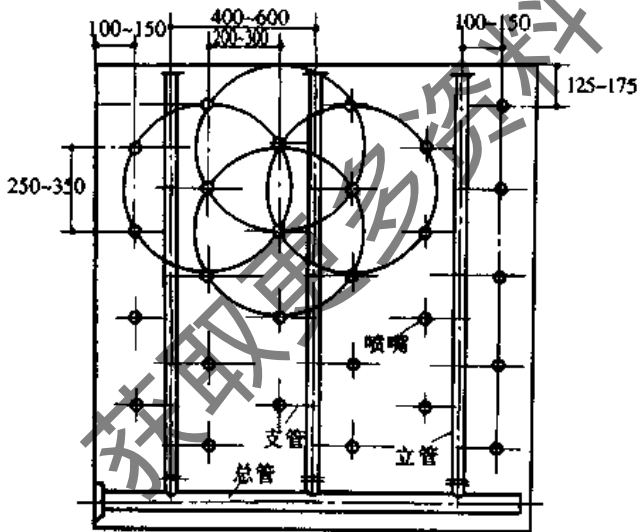


图 3-4 喷嘴在喷水室横断面上的布置

喷嘴在喷水室中可以布置成一排、两排或三排。其喷水方向有采用顺气流方向的顺喷方式,也有采用喷水方向与气流方向相反的逆喷方式。用得最多的为一排顺喷与一排逆喷组成的对喷型喷水室。在纺织厂的空调中,以加湿为主的喷水室一般采用三排喷嘴,且第一排为顺喷,第二排和第三排为逆喷的喷水室。喷水室中各排

喷管之间的距离一般为 600mm,喷嘴排管一般采用上分式或下分式,在大型喷水室中有的还采用中分式或环形式,如图 3-5 所示。

(2) 挡水板。挡水板是由多块直立的折板式波形板所组成,如图 3-6 所示。其材料一般采用厚度为 0.75~1.0mm 的镀锌钢板加工而成,或采用塑料、玻璃钢等材料加工成型,以提高其抗腐蚀能力。

挡水板的作用除了防止悬浮在喷水室气流中的水滴被带走外,前挡水板又称分风板,还可起到使气流均匀进入喷水空间和防止前加热器的辐射作用。后挡水板主要用来收集空气中夹带的水滴,并有净化空气的作用。由于后挡水板不可能将空气中夹带的水滴全部挡住,还会有少部分水滴逸出。这部分被带出喷水室的水滴称为挡水板的过水量。对于相对湿度要求较严格的空调系统,我们总是希望过水量尽量小,以免过水量较大时,增加系统送风空气中的含湿量,不利于空调房间内相对湿度的控制。

挡水板分离水滴的机理是:当通过喷水室的空气夹带着水滴流过后挡水板时,曲折的路程迫使空气不断改变运动方向,但在惯性的作用下,水滴又力图保持它原有的运动方向,因此水滴碰撞挡水板而被阻留在挡水板上,水滴积多了逐渐形成水膜,最后沿挡水板向下流至底池,这样挡水板就起到了使空气与水分离的作用,并且阻止

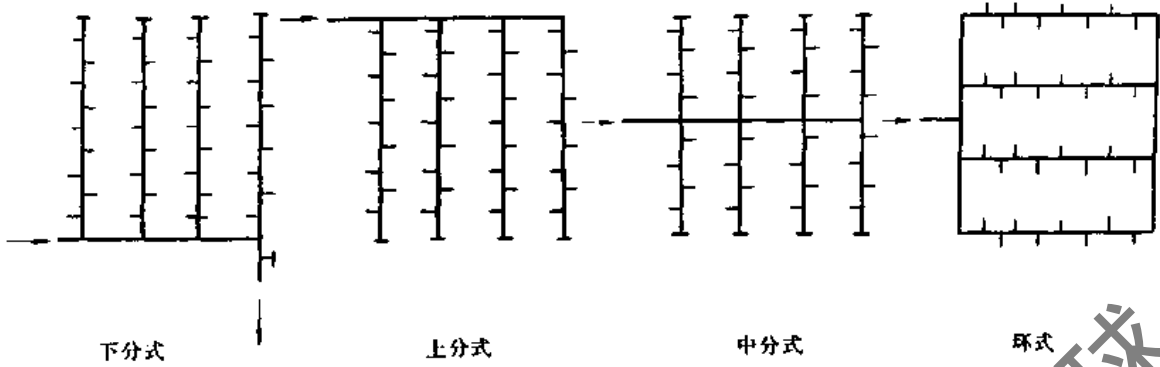


图 3-5 喷嘴排管的联接方式

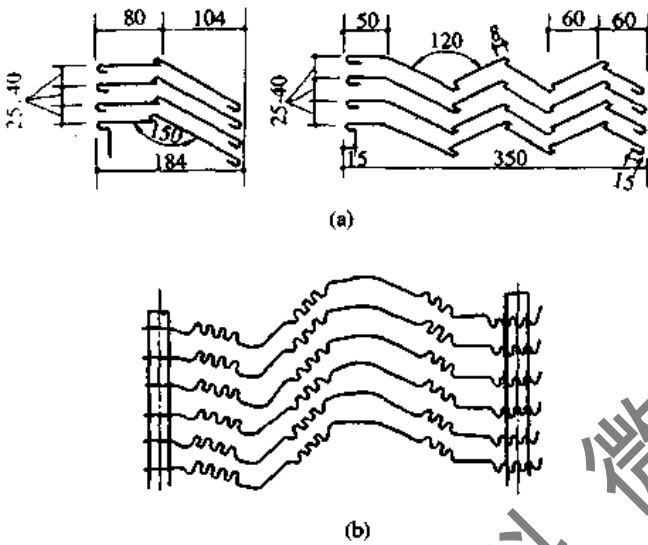


图 3-6 挡水板的构造

水滴通过的挡水作用。

就挡水板的结构而言,影响挡水板挡水效果的因素主要有:挡水板的折角、折数、折板的间距等,另外还与通过挡水板的空气流速大小及挡水板的安装质量有关。挡水板如果折角小,折数多,折板间距小时,则挡水效果好,即过水量少,但是增加了挡水板的空气阻力,增大了风机的动力消耗;如果降低空气通过挡水板时的流速,虽然也能提高挡水板的挡水效果,减少过水量,但必须增加挡水板的迎风面积,从而增加了空调器的断面积,增大了一次投资费用。因此,在实际使用中,前挡水板一般为2~3折,折角为 $120^{\circ}\sim 150^{\circ}$;后挡水板一般为4~6折,折角为 $90^{\circ}\sim 120^{\circ}$,挡水板间距约为25~50mm。

(3) 喷水室的其他构件。

1) 喷水室的壳体。一般用1.5~2.0mm钢板制成,并有角钢或其他型钢骨架。也有的采用80~100mm的钢筋混凝土现场浇制成喷水室的底池,壁面用砖砌,顶加钢筋混凝土盖板,并设有不小于 $400\times 600\text{mm}$ 的密闭检查门。底池的深度一般为400~600mm。底池的贮水量一般为系统运行时3~5min的喷水量。

2) 滤水器。也称循环水管,作为冬季等焓加湿时,

由水槽内抽出循环水和夏季非高峰负荷时抽一部分循环水调整喷水进水温度。为防止循环水中杂质堵塞喷嘴孔口,在滤水管的进水口处设有滤水器。滤水器一般为圆筒形,滤水器直径一般为滤水管的2倍,如图3-7所示。滤网一般用黄铜或尼龙网做成,对于喷嘴孔径为4~5.5mm的,网眼尺寸为 $1.0\times 1.0\sim 1.5\times 1.5\text{mm}$,滤过能力为 $15\sim 30\text{t/m}^2\cdot\text{h}$;对于喷嘴孔径为2.5~3.5mm的,网眼尺寸为 $0.6\times 0.6\sim 1.0\times 1.0\text{mm}$,滤过能力为: $10\sim 25\text{t/m}^2\cdot\text{h}$ 。

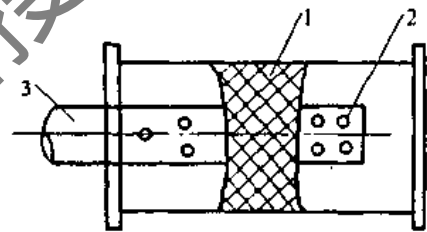


图 3-7 圆筒形滤水器

1-滤网;2-多孔均流管;3-循环水管

3) 溢水管。也称溢流回水管。主要用于排出水槽内多余的水。在夏季对空气进行冷却干燥处理时,由于空气中水蒸气的凝结,以及喷水系统中不断地加入冷冻水,底池水位将会不断上升。为了保持底池内的一定水位,就必须设置带有溢水器的溢水管,如图3-8所示。溢水器除有溢水调节喷水室底池水位作用外,还可以在采用循环水喷淋时,防止通过溢水管漏风和水直接喷入溢水管内。

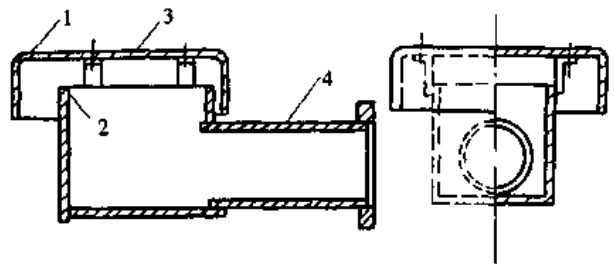


图 3-8 溢水器及溢水管

1-水封罩;2-溢水口;3-通气孔;4-溢水管

4) 快速充水管。为了更换水槽内的水和冲洗底池之用。底池内的水要定期更换,以保持水的清洁,改善卫生条件。快速冲水管一般在 30min 左右即可将底池水充满。

5) 补充水管。由于喷水室在对空气进行加湿处理时,要消耗一部分喷水,同时挡水板也有一定的过水量,为了弥补这部分水损失,而设置补充水管。补水量一般为喷水量的 2%~4% 左右。

6) 排水管。为清洗底池时排水而设置排水管。

3.2.2 喷水室的水系统

根据所采用的冷源不同,喷水室的水系统可分为深井供水系统和冷冻水供水系统两大类。

1. 深井水供水系统

最简单的是夏季用深井泵直接将地下水供给喷水室,喷淋完后排入下水道,即所谓直流式系统。采用此种供水系统,由于要长期抽取大量地下水,造成水源紧张,严重的将致使地面出现沉降现象,造成不良后果。因此,不少地方采用“深井回灌”技术,即冬季将地面上的低温水用泵加压灌入井下的地层中,以供第二年夏季使用(冬季地面水充裕的地方),夏季将较热的地面水灌入另一口深井内,供冬季使用。实践证明,由于地下水流速很慢,土壤传热系数小,水温在地下变化相当缓慢,因此可以将深井下的地层看作是贮存大量低温水的“冷藏库”或贮藏温度较高地面水的“保温瓶”,使其更好地为夏季的空调服务。这样可以有效地控制地面沉降,又节约了用水,具有较高的经济价值,见图 3-9。由于目前我国各地供水都比较紧张,尽管深井水供水方式简单,运行费用较低,但已逐渐不再使用。

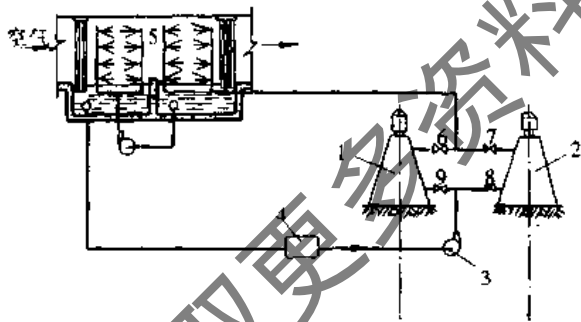


图 3-9 冬、夏交替使用两口深井的供水系统示意图
1—冷深井泵;2—热深井泵;3—回灌泵;4—过滤器;
5—双级喷水室;6,7,8,9—阀门

2. 冷冻水供水系统

冷冻水是由制冷系统提供的,来自制冷系统的冷冻水送到喷水室对空气进行喷淋处理后落入喷水室的底池,然后从溢水管经回水管再送回制冷系统,经再冷后循环使用。所以冷冻水供水系统实质上是解决喷水室与制冷系统的供回水连接问题。目前空调工程上常用的有以下几种方式:

(1) 自流回水系统。当制冷系统蒸发水箱(即开式蒸发器)位于喷水室底池的标高以下时,也就是自喷水室

底池流出的回水能自流回入蒸发器水箱,通常采用这种方案,见图 3-10。喷水落入底池后,经溢流管靠重力自流至蒸发器水箱,在蒸发器水箱中被冷却后,由喷水泵再进行喷淋。喷水温度主要靠三通调节阀自动控制冷冻水和回水的混合比达到。为防止运行中三通调节阀发生故障而不能运行需进行检修时,仍能使空调系统运行,不致受大的损失,可开启相应的旁通阀门。在正常运行时,开启如图 3-10 中的 A、B、C 阀门,关闭 E、D 阀门;在三通调节阀失灵时,则开启 D、E 阀门,关闭 A、B、C 阀门。这种水系统结构简单、经济、调节方便,工作稳定可靠。

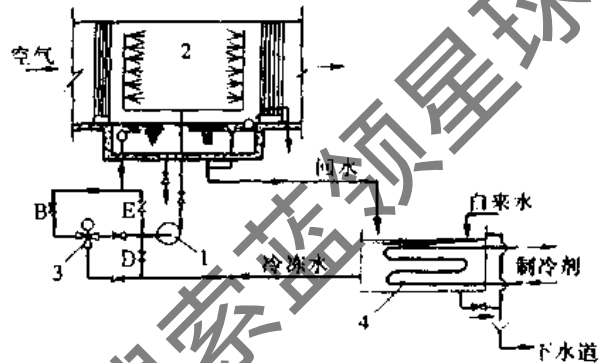


图 3-10 自流回水系统

1—喷水泵;2—喷水室;3—三通调节阀;4—蒸发水箱

(2) 设置集中回水箱(池)的系统。如果制冷系统的蒸发水箱位于喷水室底池之上或同一高度时,则喷水室底池溢水管流出的回水不能自流回到蒸发水箱内时,一般采用设置集中回水箱的方案,如图 3-11 所示。在这种系统中,回水箱的标高低于蒸发水箱和喷水室的底池。底池溢水管的回水自流至回水箱,由回水泵将回水箱的回水送至蒸发水箱中重新冷却后,再由冷水泵(喷水泵)进行喷淋。当空调系统有多个喷水室或多个空调系统有喷水室时,且有制冷站集中供冷,一般采用该系统。

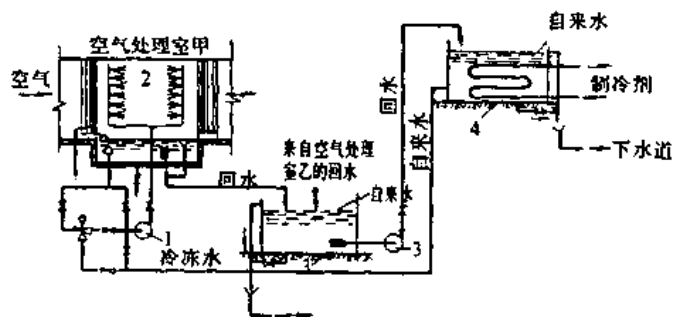


图 3-11 设置集中回水箱(池)的系统示意图

1—喷水泵;2—喷水室;3—回水泵;4—蒸发水箱;5—回水箱(池)

(3) 设置中间冷水箱和回水箱系统。如果空调制冷系统采用管壳式蒸发器时,一般采用该种水系统,如图 3-12 所示。喷水室底池的回水自流到回水箱,由回水泵将回水箱之回水送至制冷系统中的蒸发器。来自制冷系统之冷冻水自流或用中间泵送至中间冷水箱(池)贮存起来。然后由喷水泵将中间冷水箱的冷水与回水箱中的水

混合后在喷水室中进行喷淋处理空气。

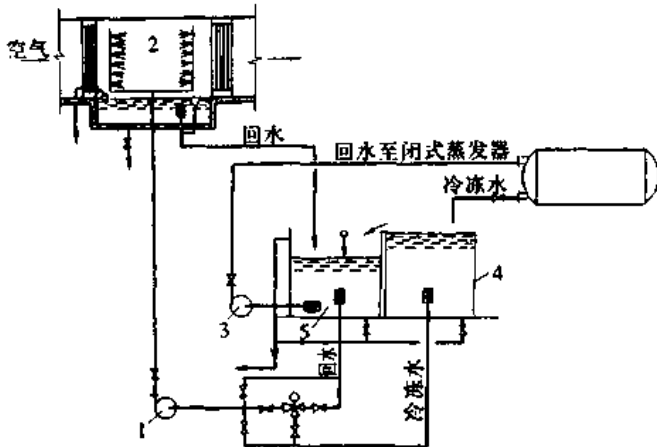


图 3-12 闭式蒸发器设置中间冷水箱和回水箱的系统示意图

1-水泵;2-喷水室;3-回水泵;4-中间冷水箱;
5-回水箱;6-壳管式(闭式)蒸发器

中间冷水箱的作用是稳定冷水压力和系统工况。尤其是由一个集中制冷站供几个喷水室的空调系统,各个喷水室并不一定同时运行时,采用中间冷水箱可以防止水压的波动。因此中间冷水箱对“露点”控制较有利。同时中间冷水箱还可以起到一定的“蓄冷”作用和平衡用电负荷作用。

3.2.3 喷水处理空气的热、湿交换

1. 喷水室中空气与水热、湿交换的基本概念

当采用不同温度的水对空气进行喷淋处理时,空气与水之间产生十分复杂的热、湿交换过程。

如图 3-13 所示,为一悬浮在空气中的水滴。水滴表面包围着一层很薄的饱和空气,其温度接近于水滴表面温度。在饱和空气层与周围未饱和空气之间存在着一个混合区,在它们的混合过程中产生着热、湿交换。我们知道:在空气与不同温度的水滴接触时,由于存在着温差,就会产生显热交换,热量由温度高的部分向温度低的部分传递。例如:夏天用冷冻水向较高温度的空气进行喷淋时,空气会失去一部分热量而使自已降低温度,而水会由于从空气得到热量而使水温升高。冬天用热水对低温空气进行喷淋处理时,空气会从水中获得一部分热量而

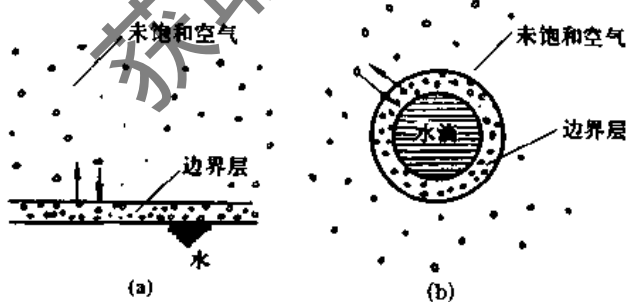


图 3-13 空气与水滴之间热、湿交换示意图
(a) 散开的水面;(b) 飞溅的水滴

使空气温度有所升高,而水会由于失去一部分热量而使水温降低。

如果水滴表面饱和空气层的水蒸气压力(其值相当于水滴表面温度下的饱和水蒸气分压力)与周围空气中的水蒸气分压力不同,也就是说水滴表面饱和层水蒸气分压力与周围空气中的水蒸气分压力存在着压力差时,就会产生湿交换。如果前者水蒸气分压力大于后者的水蒸气分压力,则水滴饱和空气层中的水蒸气分子会不断地扩散到周围空气中去,使空气被加湿,如果后者的水蒸气分压力大于前者的水蒸气分压力,则周围空气中的水蒸气分子会进入到水滴的饱和空气层中,与水滴结为一体,其结果是空气中水蒸气减少,也就是说空气得到了干燥处理,两者之间发生了湿交换。

与湿交换过程同时发生的是潜热交换。水向空气中蒸发时,所吸收的汽化热(不论是来自空气还是来自水本身)将带给空气,空气中的水蒸气凝为水时,凝结热将放给水。

因此,在喷水室中用喷淋水来处理空气时,空气和水之间的热交换既包括显热交换也包括潜热交换,其结果将会使被处理空气的焓值增加或减少。

2. 喷水室中可以实现的空气处理过程

我们已经知道:在喷水室中用不同温度的水(水温低于 100℃)去喷淋空气时,可得到不同的处理过程。

设空气的初状态点为 A,如图 3-14,过 A 点向 $\phi=100\%$ 的饱和湿度线作两条切线 A-1 和 A-7,那么在近似于三角形的 A17 的范围内都是可以用喷水方法来处理空气的。自 A 点分别作等含湿量线 A-2,等焓线 A-4 和等温线 A-6。点 3 和点 5 分别介于 2,4 之间和 4,6 之间。那么饱和曲线上的点 1,2,3,4,5,6,7 分别表示不同水滴温度下的饱和空气层的状态点,直线 A-1, A-2, A-3, A-4, A-5, A-6, A-7 分别表示空气的不同变化过程。同时用 t_A, t_L, t_s 分别表示被处理空气的干球温度、露点温度和湿球温度。空气喷水处理时可以实现的变化过程见表 3-5。

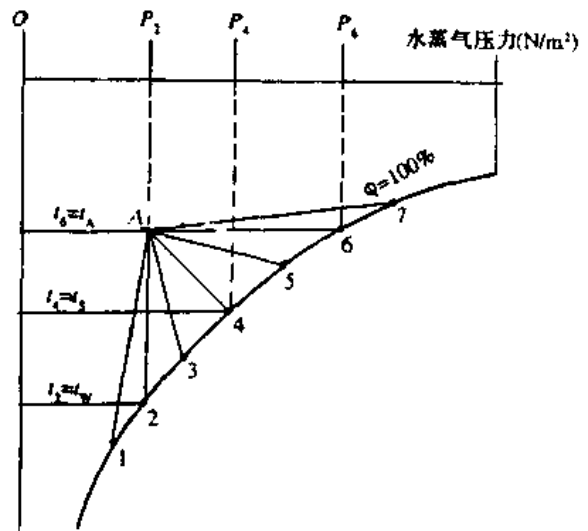


图 3-14 空气与水直接接触时的状态变化过程

表 3-5 空气的喷水处理过程

过程线	水温 t_w 的特点	空气的焓、温度和含湿量的变化		
		焓	温度	含湿量
A-1	$t_w < t_L$	减焓	降温	减湿
A-2	$t_w = t_L$	减焓	降温	等湿
A-3	$t_L < t_w < t_s$	减焓	降温	加湿
A-4	$t_w = t_s$	等焓	降温	加湿
A-5	$t_s < t_w < t_A$	增焓	降温	加湿
A-6	$t_w = t_A$	增焓	等温	加湿
A-7	$t_w > t_A$	增焓	升温	加湿

空气喷水处理的变化过程:

(1) 过程 A-1。当 $t_w < t_L$ 时,即在喷水处理时喷水温度低于空气的露点温度,由于水温低于空气的露点温度,空气中水蒸气被冷却凝结,且放出凝结热,使部分水蒸气变为水滴从空气中分离出来。两者之间进行了湿交换。而另一方面由于水温低于空气温度,则空气因显热交换而使自己温度下降。其结果使空气被冷却、干燥、焓值下降。由于空气温度的下降,相对湿度增加,在接触时间无限长时即达到饱和状态。

(2) A-2 过程。如果以水温等于空气的露点温度 ($t_w = t_L$) 的水在喷水室中对空气进行喷淋处理,则可实现空气的 A-2 变化过程。从图 3-14 中可以看出, $t_A > t_2$,即空气、水之间存在温差,因此两者之间必然存在着显热交换。水从空气中得到热量,使水温有所升高,而空气温度降低。同时由于 A 点空气水蒸气分压力与水滴表面饱和层的水蒸气分压力相等。即 $p_A = p_s$,因而空气与水之间不发生湿交换。空气初状态点 A 处的焓值大于处理终态点 2 处的焓值。故此处理过程为“减焓降温等湿”过程,简称“等湿冷却”过程。A-2 线是划分空气在处理过程中去湿还是加湿的分界线。

(3) A-3 过程。如果 $t_L < t_w < t_s$ 时,即采用水温高于空气的露点温度,而低于空气的湿球温度对空气进行喷淋处理时,则可以实现此种空气处理过程。在此种情况下,由于水温仍低于空气温度,因而两者必产生显热交换。使水从空气中获得一部分热量,这部分热量有一部分使水自身温度有所提高,而另一部分又用于水蒸发时所需的热量。此外水在蒸发时,水蒸气及蒸发热又返回于空气之中,但从总体上,空气传给水的热量大于水蒸气返回空气的热量,其结果必然是空气的含湿量有所增加而焓值有所下降。

(4) A-4 过程。如果以水温等于空气湿球温度 ($t_w = t_s$) 的水对空气进行喷淋处理时,可实现此空气处理过程。但由于 $t_A > t_s$,空气与水之间存在温差,两者之间便有显热交换。水从空气中获得热量,而使水温有所升高,空气得到冷却。水温在升高的同时伴随着有一部分水蒸发而成为蒸汽,同时由于水滴表面饱和空气层水蒸气分压力大于空气中水蒸气分压力,因而两者之间便发生潜热传递和湿交换。即成为水蒸气的那部分水便

进入空气中,增加了空气的含湿量。由湿球温度的概念可知:空气传给水的显热量等于水传给空气的潜热量,可以将其认为是等焓过程。因此 A-4 过程称“等焓降温加湿过程”,简称为“绝热加湿过程”。

在空调的运行中,这一过程是采用循环水对空气进行喷淋来实现的。无论在开始喷淋时水温如何,待喷淋一段时间后,水温就会达到空气的湿球温度。这是空调系统在冬季运行中使用最多的一种空气处理方法。

A-4 线是区分在空气的处理过程中是增焓还是减焓的分界线。

(5) A-5 过程线。 $t_s < t_w < t_A$,即喷水温度小于空气的干球温度,而大于空气的湿球温度时,在喷水室的空气处理中,即可实现 A-5 过程。由于 $t_w < t_A$,即空气与水之间存在着温差,因此,空气与水间也就有显热交换。同时由于水滴表面饱和空气层的水蒸气分压力大于空气中水蒸气分压力,因此在显热交换的同时,还存在潜热交换和湿交换。也就是说在水吸收空气中的热量同时,使空气温度下降,而使水本身温度升高,并有一部分水转化为水蒸气而进入空气中,结果使空气在处理中焓值和含湿量均有增加。

(6) A-6 过程线。当 $t_w = t_A$,即在进行喷水处理时,水温等于空气的干球温度,这时由于空气与水之间不存在温差,因此彼此之间并无显热交换过程,两者温度均不发生变化。但由于水滴表面饱和空气层水蒸气分压力大于空气中水蒸气分压力,因而会有一部分水变为水蒸气而进入空气之中,潜热由水带给空气使空气的含湿量和焓均有增加,故此过程称“等温加湿增焓”过程,简称“等温加湿”过程。A-6 过程线是划分在喷水处理过程中空气是升温还是降温的分界线。

(7) A-7 过程。如果 $t_w > t_A$,即在喷水处理过程中,水温高于空气温度,由于两者存在温差,因此过程中有显热交换,水一方面以显热方式向空气传热,另一方面由于水滴表面饱和空气层水蒸气分压力大于空气中水蒸气分压力,因此一部分水蒸发而进入空气中,即也存在着潜热交换,因而使空气温度升高,焓值及含湿量均增加。

由以上可知,在进行喷水处理空气时,如果水量是无限大,只要调节和控制喷水的温度,就能使空气达到所要求的处理过程。

3. 喷水室的热工特性(单级喷水室)

前边所提及的在喷水室中可以实现的空气处理过程,是在喷水量无限大,喷水温度不变的条件下进行的。此时认为空气状态的变化过程是沿直线进行的,同时认为空气与水接触的时间又很长,因而过程进行得比较完善,使空气的终状态能达到饱和曲线上(即 $\phi = 100\%$)。但在实际的喷水处理过程中,喷水量总是有限的,空气与水的接触时间也是较短的(才几秒钟),因而空气与水不可能进行充分的热、湿交换而达到饱和状态,一般相对湿度只能达 90% ~ 95% (在双级喷水室中可接近饱和状态)。

在喷水处理空气时,空气的状态变化可以看作是由空气的初状态点与饱和曲线上的理想状态点(此点比水终温一般高 1~1.5℃)连线,且实际终状态点落在该直

线与相对湿度 $\phi = 90\% \sim 95\%$ 的交点上。

(1) 喷水室的热交换效率系数和接触系数。喷水室处理空气的实际过程与理想过程是有区别的。为了说明实际过程接近理想过程的程度,将实际过程与理想过程进行比较,将比较的结果用热交换效率系数和接触系数表示,并用这两个系数来评价喷水室的热工性能。

以冷却干燥过程为例,如图 3-15。在空气与水接触时,若热湿交换相当充分时,则空气将会由初状态点 1 (t_1, t_{s1}, h_1) 变化到终状态点 3 (t_3, h_3),但在实际的空气处理过程中,空气的终状态点只能达到状态点 2 (t_2, t_{s2}, h_2)。进入喷水室的水初温为 t_{w1} ,由于喷水量有限,空气经喷水处理后,空气温度下降,而水的温度将会由 t_{w1} 变化到 t_{w2} 。(在理想的条件下处理空气后的水终温应能达到 t_3)。

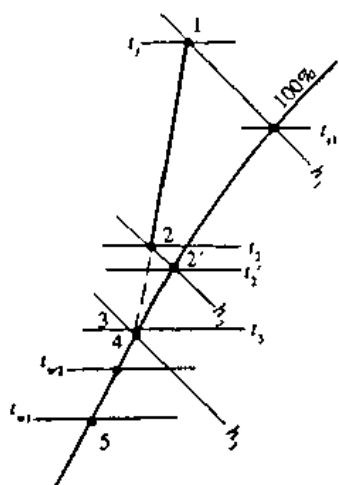


图 3-15 冷却干燥过程空气与水的状态变化

因此,以喷水室的热交换效率系数(或称第一热交换效率又称“全热效率”) η_1 表示,即:

$$\eta_1 = 1 - \frac{t_2 - t_{w2}}{t_1 - t_{w1}} \quad (3-1)$$

喷水室的接触系数 η_2 (也称第二热交换效率或通用热交换效率)是只考虑空气状态变化的。故有:

$$\eta_2 = 1 - \frac{t_2 - t_{s2}}{t_1 - t_{s1}} \quad (3-2)$$

对于采用循环水喷淋的绝热加湿过程,由于空气在处理前后(即初、终状态点)的湿球温度保持不变(即相等),且水温不变,等于空气的湿球温度。因此采用循环水喷淋处理空气时,其热交换效率系数 η_1 已无意义,其效率仅用接触系数 η_2 表示。

上两式中 t_1, t_2 ——空气初、终状态点的干球温度, (°C);

t_{s1}, t_{s2} ——空气初、终状态点的湿球温度, (°C);

t_{w1}, t_{w2} ——对空气进行喷水处理时的喷水温度和回水温度, (°C)。

(2) 影响喷水室热交换效果的因素。影响喷水室热交换效果的因素很多,对于一定的空气处理过程而言,主

要有以下几点:

1) 喷水室的结构特性,主要包括喷嘴排数、密度、排管间距、喷嘴型式、喷嘴孔径、喷水方向等。实验证明:喷嘴排数,一般采用双排,只有在喷水量较大时,如采用双排喷嘴而必须用较高的喷水压力时,才改用三排喷嘴方式

喷嘴密度一般采用 $n = 13 \sim 24$ 个/ $\text{m}^2 \cdot \text{排}$ 。

喷水方向,对于单排喷水室宜采用逆喷方式,双排喷水室采用对喷,三排喷水室采用一顺二逆的喷水方式。

排管间距,对于使用 Y-1 型喷嘴的喷水室,宜采用 600mm 的间距。

喷嘴孔径,考虑到孔径过小易堵塞,一般应优先考虑采用孔径较大的喷嘴

2) 空气的质量流速,

$$v_p = \frac{G}{f} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}) \quad (3-3)$$

式中 G ——通过喷水室的空气质量流量 (kg/s);

f ——喷水室的横断面积 (m^2)。

实验证明:增大 v_p 可以加强喷水室的热交换效果,但 v_p 过大会使挡水板的过水量和喷水室的阻力均增大,因此,对于低速喷水室,常采用 $v_p = 2.5 \sim 3.5 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ 。

3) 喷水系数:单位时间通过喷水室的喷水量与空气量之比。

$$\mu = \frac{W}{G} \quad (3-4)$$

式中 W ——喷水室的喷水量 (kg/s);

G ——通过喷水室的空气质量流量 (kg/s)。

喷水系数对于空气与水之间的热交换效率具有重要影响。 μ 值越大,水滴亦越多,热、湿交换进行得也越充分,热交换效率也较高。不同的空气处理过程,采用的喷水系数 μ 不同。对于空气的冷却去湿过程,一般 $\mu = 1.0 \sim 1.5$,对于绝热加湿过程,一般 $\mu = 0.5 \sim 1.0$ 。

喷水室的热交换效果由热交换效率系数 η_1 和接触系数 η_2 来衡量,通常这两个系数都是通过实验的方法确定,并将实验结果整理成以下形式:

$$\text{热交换效率系数} \quad \eta_1 = A (v_p)^m \mu^n \quad (3-5)$$

$$\text{接触系数} \quad \eta_2 = A' (v_p)^{m'} \mu^{n'} \quad (3-6)$$

以上两式中, A, A' 为实验系数; m, m', n, n' 为实验指数。

表 3-6 列出了常用结构特性,喷水室的热交换效率系数和接触系数的实验公式的实验系数和指数。对于不同结构特性的喷水室的热交换效率的实验公式的有关数据可查阅有关资料。

喷水室处理空气时所需的冷冻水量 W_L 和循环水量 W_r 。

$$W_L = G(h_1 - h_2)/c \cdot (t_{w2} - t_{w1}); \quad (3-7)$$

$$W_r = W - W_L \quad (3-8)$$

式中 t_{w1} ——冷冻水初温 (°C);

c ——水的定压比热, $c = 4.19 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{°C}$;

其他符号同前。

4) 喷水温度与喷水量的关系。在一定范围内适当地改变喷水温度并相应地改变喷水系数(即喷水量),可

表 3-6 喷水室热交换效率实验公式的系数和指数

[实验条件:离心喷嘴;喷嘴密度 $n = 13$ 个/ m^2 ·排; $v_p = 1.5 \sim 3.0 \text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$;喷嘴前水压 $p_0 = 0.1 \sim 0.25 \text{MPa}$ (工作压力)]

喷嘴排数	喷嘴直径 (mm)	喷水方向	热交换效率	冷却干燥			减焓冷却加湿			绝热加湿			等温加湿			增焓冷却加湿			加热加湿			逆流双级喷水室的冷却干燥		
				A 或A'	m 或m'	n 或n'	A 或A'	m 或m'	n 或n'	A 或A'	m 或m'	n 或n'	A 或A'	m 或m'	n 或n'	A 或A'	m 或m'	n 或n'	A 或A'	m 或m'	n 或n'	A 或A'	m 或m'	n 或n'
1	5	顺喷	η_1	0.635	0.245	0.42	-	-	-	-	-	0.87	0	0.05	0.885	0	0.61	0.86	0	0.09	-	-	-	
			η_2	0.662	0.23	0.67	-	-	-	0.8	0.25	0.4	0.89	0.06	0.29	0.8	0.13	0.42	1.05	0	0.25	-	-	-
		逆喷	η_1	0.73	0	0.35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
			η_2	0.88	0	0.38	-	-	-	0.8	0.25	0.4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	3.5	顺喷	η_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.875	0.06	0.07	-	-	-
			η_2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.01	0.06	0.15	-	-
		逆喷	η_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.923	0	0.06	-	-
			η_2	-	-	-	-	-	-	1.05	0.1	0.4	-	-	-	-	-	-	-	1.24	0	0.27	-	-
2	5	一顺	η_1	0.745	0.07	0.265	0.76	0.124	0.234	-	-	-	0.81	0.1	0.135	0.82	0.09	0.11	-	-	-	0.945	0.1	0.36
			η_2	0.755	0.12	0.27	0.835	0.04	0.23	0.75	0.15	0.29	0.88	0.03	0.15	0.84	0.05	0.21	-	-	-	-	0	0
		两逆	η_1	0.56	0.29	0.46	0.54	0.35	0.41	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
			η_2	0.73	0.15	0.25	0.62	0.3	0.44	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	3.5	一顺	η_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.931	0	0.13	-	-
			η_2	-	-	-	-	-	-	0.873	0.1	0.3	-	-	-	-	-	-	-	0.89	0.95	0.125	-	-
		两逆	η_1	-	-	-	0.655	0.33	0.33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
			η_2	-	-	-	0.783	0.18	0.38	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

注: $\eta_1 = A(v_p)^{m'}$; $\eta_2 = A'(v_p)^{m''}$

以达到同样的空气处理效果。因此,若具有与计算水温差不多的冷水,则完全可以满足使用要求,不过要在新的水温条件下,对喷水室进行校核性计算,计算所得的空气终参数与要求差不多方可。

根据实验资料分析,在新的水温条件下,所需喷水系数大小,可用下面关系式求得:

$$\mu = \frac{t_{L1} - t_{w1}}{t_{L1} - t_{w1}'} \quad (3-9)$$

式中 t_{L1} ——被处理空气的露点温度;
 t_{w1}, μ ——第一次计算时的喷水温度和喷水系数;
 t_{w1}', μ' ——新的喷水温度和此条件下的喷水系数。

3.2.4 双级喷水室的特点

双级喷水室一般是采用两个双排对喷的单级喷水室串联而成的。被处理空气先进入第一级喷水室再进入第二级喷水室,而水则先进入第二级喷水室,然后再由第二级喷水室的底池抽出进入第一级喷水室,其主要特点为:

- 1) 空气在第一级喷水室中主要以降温降焓为主,在第二级喷水室中主要是降焓去湿。
- 2) 被处理的空气焓降大,温降也大,空气的终状态一般能达到饱和。
- 3) 由于水与空气逆向流动,而且两次接触,水温升较大,甚至在某种情况下水终温可能高于空气终状态的湿球温度。因此在吸收同样的空气热量时可节省水量。

4) 由于可能出现 $t_{w2} > t_{L2}$ 的情况,因此热交换效率系数可能大于 1,接触系数 η_2 可能等于 1,所以双级喷水室多用在处理空气焓降要求较大和采用天然冷源の場合。

3.2.5 喷水室处理空气的特点

前面我们已经提到,在采用喷水室处理空气的过程中,根据所使用的喷水温度的不同,可以实现对空气的七种处理过程。但在空气的实际喷水处理过程中,由于各种条件的限制及空调运行的实际情况,一般只采用喷水温度高于空气的露点温度实现空气等湿降温处理和喷水温度低于空气露点温度时的空气降温去湿处理,及采用循环水喷淋的等焓加湿处理三种空气处理方式。

在采用喷水室处理时,尽管在喷水室的前后均设有挡水板,以阻止空气中所夹带的水滴通过喷水室而进入送风气流中,但目前所使用的挡水板均不可能 100% 的将通过喷水室空气中所夹带的水滴分离出去,从而使这部分水滴在之后经过空气加热处理或经过送风系统管道后的温升,或在进入空调房间后,由于房间内的热作用使其蒸发,使空调系统的送风状态点发生偏移而无法严格控制空调房间内要求的相对湿度。因此,对室内相对湿度控制较严格的空调系统是不利的。多用于空调房间内相对湿度控制范围较宽的空调系统中。

喷水室处理空气时,由于水和空气直接接触,容易使水受到污染。但在某种程度上,在喷水处理过程中,又由于水的作用而使空气中所携带的灰尘颗粒质量增加,依靠自身重力作用和通过挡水板时气流方向的不断改变而

从空气中分离出来,从而在某种程度上可以实现对空气的净化作用。

与表面式冷却器处理空气相比,其水系统不如表面式冷却器处理空气那样简单和管理方便,同时占据建筑面积和建筑空间都比前者要多。

3.2.6 喷水室性能的测定和调整

对喷水室性能的测定和调整的目的,主要是考核喷水室对空气的降温、除湿和加湿能力是否满足空调系统运行的需要。

1. 冷水系统的运行

空调系统中的冷水系统一般包括:水泵及其附属部件、压力、温度测量仪表、喷嘴及喷水管路、供水、回水、溢流水、泄水、补充水等管路,水泵一般为单级离心泵。

冷水泵的试运转:

(1) 水泵试运转前的准备。检查水泵电动机的电源电压、接法、旋转方向及水泵、电动机轴承的润滑等情况是否符合要求,否则应加以处理。

用手盘动水泵与电机连接的联轴器,转动数圈,检查转动是否灵活,是否有碰击声,发现异常应及时给予处理。

将泵体内、底池、水箱、管道内全部充满水,同时排除泵和管道内的全部空气,关闭水泵出口阀。

(2) 启动水泵,当水泵出口处压力表指示值基本稳定之后可缓慢地打开水泵出口阀门。同时观察水泵运转中泵内有无卡碰、摩擦等杂音,有无振动现象,观察水泵运转中电源的电压、电流是否超过额定值,泵壳、电机轴承温度是否异常,发现问题可立即停泵进行必要的处理。

(3) 水泵运转中应检查水系统各连接部件有无松动或泄漏现象,并且将喷水压力调整到 0.05MPa 左右,观察喷水室内各喷嘴的喷水情况,如发现喷嘴有堵塞或喷水不正常现象时则应停泵进行清洗、调整,然后将水压调到最大值,检查喷水室各处有无漏水等情况。

水泵在连续运转前还应检查自动补水系统中的浮球阀动作是否灵活可靠,溢水管、泄水管等是否畅通等。

2. 喷水量的测定及喷水压力—流量曲线图的绘制

喷水量的测定:

(1) 利用喷水室底池进行测定。喷水室底池示意图如图 3-16 所示。测定前先关闭泄水管阀门或堵塞泄水口,关闭喷水室循环水(即底池回水)阀门,水泵出口阀和补充水阀门。由于底池的底部一般不是水平的,一般都有一定的坡度或呈锅底形,为提高测量水位升高值的准确性,可先使底池内有一定的水位(只要覆盖底池面即可)。在池壁上刻下水面标记。然后测量水池的实际长、宽尺寸,计算出水池的过水断面。此后即可启动水泵,(泵从冷水箱内抽水),迅速打开水泵出水口阀门,调整到一定的喷水压力(由压力表读数来确定),在打开阀门的同时启动秒表计时,过一段时间后迅速关闭水泵出口阀,此时压力表指针回零,在关闭阀门同时停止计时,关闭水泵。测量底池内水位上升高度。可由下式计算出喷水量:

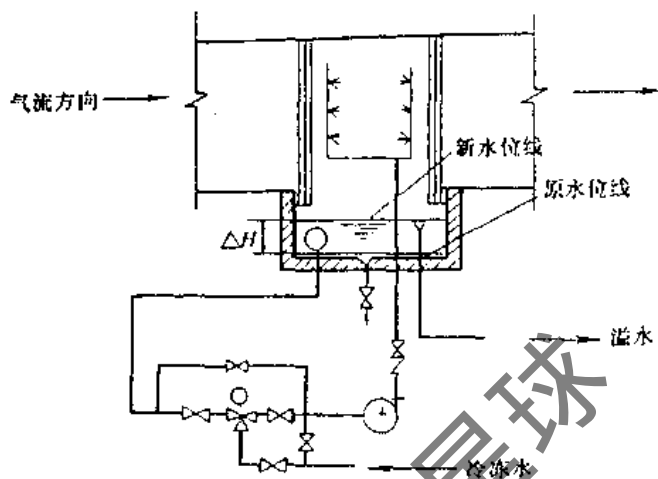


图 3-16 利用喷水室底池测定喷水量示意图

$$W = \frac{3600 \times F \times \Delta H}{T} \quad (\text{m}^3/\text{h}), \quad (3-10)$$

式中 F ——底池的过水断面面积(m^2);
 ΔH ——实际水位升高高度(m);
 T ——喷水时间(s).

(2) 利用冷水箱或蒸发器水箱测定喷水量定量测定法。首先测量出水箱有关尺寸,计算出过水断面。测定前确定一个水位下降高度(如 10、20cm 等),并在水箱上做出标记。然后启动水泵,当水位下降到某一时刻时启动秒表,待水面降到事先确定的高度时再停止秒表,此时所记录的时间即为喷水时间。以上重复做一次,取两次测得的时间平均值作为喷水时间来计算喷水量(公式同前),如图 3-17。

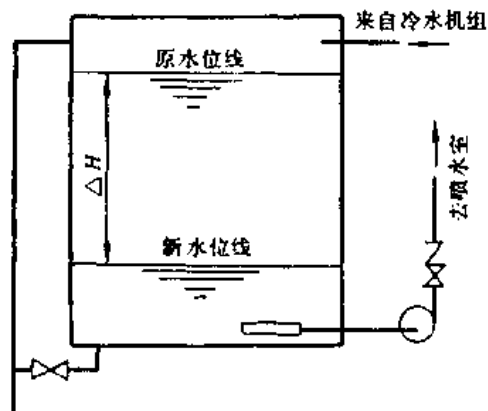


图 3-17 利用中间冷水箱测定喷水量示意图

定时测定法。准备工作同前。此法与上面的方法不同点是预先确定喷水时间。启动水泵,当水箱内水位降到某一时刻时,启动秒表,此时水位继续下降,待预先确定的喷水时间到后,记下水位下降的数值。然后再重做一次,计算出水位下降的平均值,求出喷水量。

在测定喷水量时,可分别测出在喷水压力为 0.05、0.1、0.2、0.25 和 0.30MPa 时所对应的喷水量,以便为绘制喷水压力—流量曲线图提供数据。

(3) 喷水压力—流量曲线图的绘制。将不同喷水压

力所测得的喷水量数据,按一定的比例绘制在方格纸上,就构成一条表示喷水压力与流量的相互关系曲线。从图上可以查出在某个喷水压力下水泵的实际喷水量,用以考核在设计喷水压力下,水泵的喷水量是否符合要求,同时可供运行管理人员在调节喷水量时参考。

(4) 测试时注意事项。利用喷水池底池测喷水量时,应根据溢流管口高度和水池容积大小,通过试验确定在最大喷水压力下的最大喷水时间,以此作为确定喷水时间的上限,在进行实际喷水测量时其喷水时间不得超过这个值,这样可避免因水池水面超出溢流口而造成测定失败。

利用蒸发水箱进行喷水量测定时,必须注意水箱内保持一定水位,避免水位过低而冻坏排管。

在冷水系统连续运行时,必须注意使中间冷水箱(或蒸发排管水箱)、喷水底池的水位彼此协调处于均衡状态。否则会产生某个水箱水位上升向外溢出而另外水箱内水位过低或抽空而影响测定进行。

3. “露点”温度分布和分风板前温度分布的测定

“露点”温度分布是指在挡水板后一定距离处的垂直断面上的温度分布情况,在同一断面上温度的分布是很不均匀的。分风板前温度的分布也存在着不均匀性。引起两个断面上温度分布不均匀的主要原因为:

新风与一次回风混合不充分,形成分风板前垂直断面上各处的温度差异,由于各种原因,位于喷水干管前部的喷嘴压力大,喷水的射程长且均匀,而位于喷水干管后部的喷嘴相应的喷水压力低,喷水的射程短而且不太均匀,使喷水室内各处的热湿交换并不完全一样,分风板前,挡水板后的气流速度分布的不均匀是引起温度分布不均匀的重要因素,而造成速度分布不均匀的因素较多,如空气过滤器、空气加热器的各部位(由于表面积灰的多少不同)阻力不均匀,分风板和挡水板的导向阻力的不同,空调器检查门、窗的漏风,送风机吸入端轴线与空调器轴线的偏移等都会造成在同一断面上温度分布的不均匀。

由于“露点”温度分布和分风板前、空气温度分布存在着不均匀性,甚至有些部位温差较大,如果在这两个断面上任意选择测量点以代表空气处理前后的状态点,显然是不合适的。空气在处理前后状态点(即在分风板前和挡水板后代表两个断面上合适的温度测量点)位置应该在气流速度和温度比较稳定的区域内,其温度值又接近于该断面上的温度平均值。

(1) 测定方法。“露点”温度分布和分风板前温度分布的测定工作一般是同时进行的。而且要“露点”温度保持稳定。同时在进行温度分布测定前需先测出气流的速度分布。测定时可使用热球风速仪(或热线风速仪),分辨率为 0.1°C 的水银温度计和半导体点温计或JL-1A型便携式数字点温计等。

(2) 测点布置。可在分风板前 $40\sim 100\text{mm}$ 处取一垂直断面,且将该断面划分为 $6,9$ 或 12 个小方格,在小方格中心点布置测点以测定气流速度和温度。同样在“露点”温度传感器所处垂直断面处和挡水板后 $100\sim 200\text{mm}$ 处取一垂直断面,且将它们划分为 $9,12$ 或 16 个

方格,将方格中心处作为测点

(3) 速度分布测定。使用风速仪在每个测点处连续测量 3 次,取其平均值做该点的速度测定值。

(4) 温度分布测定。将温度计固定在各测点上,每间隔 $5\sim 10\text{min}$ 读一次测定值,测定 $4\sim 6$ 次,取其平均值作为各测点上温度的测定值。

(5) 数据的整理。确定断面平均温度 t_p 有两种方法,一是由于测定断面速度分布的不均匀时可按式计算:

$$t_p = \frac{t_1 v_1 + t_2 v_2 + \dots + t_n v_n}{v_1 + v_2 + \dots + v_n} \quad (3-11)$$

二是如果测定断面速度分布比较均匀时,可取其断面各测点温度的算术平均值。

4. 喷水室前、后的空气参数,水的初、终温度和空气通过喷水室时的阻力

空气参数的测定。启动空调系统,将喷水室投入运行,在系统机器露点稳定时,对喷水室前、后空气参数进行测定。只要分别测出喷水前和喷水后空气的干、湿球温度,就可以在 $h-d$ 图上确定空气在喷水前、后状态点的位置。

在测定空气经喷水处理前后的状态参数的同时测定喷水的初、终温度。

在对空气喷水前后的状态干球温度和湿球温度的测定,以及对喷水的初、终温度测定,均可使用分辨率为 0.1°C 的水银温度计和半导体点温计及数字点温计等。

对空气参数测定时,如果使用水银温度计时,可选取四支刻率为 $1/10^{\circ}\text{C}$ 、量程相同且经过校正的温度计,其中的两支温包外面可包一层纱布,且在其下面各悬挂一只盛水的小瓶作为湿球温度计,分别置于分风板前、挡水板之后的测点上,而另两支作为测干球温度用,且与湿球温度计置于相同位置。如果使用半导体点温计或数字点温计时,要求与使用水银温度计时一样。

至于对喷水初、终温度的测定。可在水泵出口管上和回水泵吸入端进行。

空气通过喷水室时的空气阻力可在分风板前和挡水板后测定其静压值,以其前后的静压差作为喷水室的空气阻力。

5. 喷水室的冷却能力、喷水系数和换热效率系数

(1) 喷水室的冷却能力。空气降温所放出的热量(即处理空气所消耗的冷量)为:

$$Q_L = G(h_1 - h_2) = L \cdot \gamma \cdot (h_1 - h_2) \quad (\text{kW}) \quad (3-12)$$

水经喷淋后所吸收的热量为:

$$Q_L' = W \cdot c(t_{w2} - t_{w1}) \quad (\text{kW}) \quad (3-13)$$

根据热平衡理论,则有 $Q_L = Q_L'$, Q_L 与 Q_L' 之间有小于 10% 的误差即可认为合格。

(2) 喷水系数、换热效率系数的计算可根据所测定数据,依据有关公式进行。

如果实测的换热效率系数与理论的换热效率系数基本一致,则说明喷水处理空气的效果符合设计要求。如果在实测中喷水室的冷却能力不够,可采用下面的方法进行调整:保持喷水温度不变,提高喷水压力(即加大喷水量);保持喷水压力不变(即喷水量不变),降低喷水温

度,在采用前面两种方法不奏效时,可既加大喷水量,又降低喷水温度的处理方法。

6. 挡水板过水量的测定

在测定挡水板过水量时,(如果有二次回风时,则须关闭)可分别在挡水板和二次加热器后(如果不设二次加热器的系统,可在房间送风口处)测定空气的干、湿球温度。根据测定结果确定其在 $h-d$ 图上的位置,并由 $h-d$ 图上求出两状态点的含湿量差,即为挡水板的过水量。

3.2.7 喷水室的运行管理

采用喷水室处理空气的空调系统。喷水室运行的好坏,对空调系统的运行是否能满足工艺条件的要求起着重要作用。因此,在喷水室的运行中应做到:

1. 运行中的检查

(1) 水泵在运行中的水压力、喷水温度等是否符合要求。

(2) 喷水室内喷嘴的喷水情况,是否有堵塞喷不出水以及水的雾化情况是否充分,并及时进行调整水泵出口水压。

(3) 底池的积水是否正常。如果底池的积水过多,则可能为回水管路堵塞,回水不畅,有可能造成喷水室底池水的外溢和回水断水而使系统无法运行。

(4) 回水系统工作是否正常。如果发现回水不畅,堵塞等情况时则应及时采取措施进行处理,以保证喷水系统的正常运行。

(5) 各阀门的泄漏情况。一般用于喷水系统的闸板阀、截止阀往往发生从阀杆处向外泄漏的情况,为保证系统的正常运行和环境的卫生条件,在发现阀门从阀杆处泄漏时,应及时调整填料室压盖的松紧或更换填料。如果发现阀门与其连接的管路法兰或阀门与阀门连接的法兰间有泄漏时,可紧固法兰连接螺栓或更换其回密封垫。

(6) 喷水室检查门的漏风情况。喷水室如果处于正压区,则可能造成由内向外的漏风,如果喷水室处于负压区,则可能造成由外向内的漏风。无论是哪一种漏风都会造成能量的过多消耗和无法保证要求的运行参数。

(7) 挡水板的过水量。及时地对挡水板的过水量进行检查,发现过水量较大时则应采取相应措施,调整通过喷水室的空气流速或检查挡水板是否有破损、脱落等情况并及时进行处理。

(8) 检查水过滤器。

2. 运行维护

(1) 保持水泵处于良好的工作状态。在喷水室的系统中,一般多采用 IS 型单级离心清水泵。

1) 水泵在正常运行中,其轴承温升不应超过环境温度 35°C ,最高不应高于 75°C 。

2) 悬架油室的油位应保持在油标的三分之一与三分之二处,且润滑油应保持清洁,每运转 2000h 应换油一次。

3) 从水泵轴填料室处的泄漏量一般以每分钟 10~30 滴为宜,如泄漏量过多,将会降低水泵的效率,并四处飞溅,污染台座及地板;如泄漏量过少,则对水泵轴润滑降温不利。水泄漏量的过多或过少可通过调整填料室的

压盖的松紧度来解决,或者更换填料。

4) 定期检查爪型弹性联轴器的同心度,注意检查水泵、电动机的温升情况。

5) 水泵在运转中如果发现振动或噪声的异常现象时,应立即停车检查。

6) 如果发现水泵不上水时,可能为泵体内有空气存在或水泵吸水口被堵塞,此时应及时查明情况并处理。

(2) 保持喷水系统所有有关管路畅通,阀门严密。喷水室在运行中,对于系统中的各有关阀门应处于正确的开、关位置,并应及时更换填料和必要的加油,使其保持严密和灵活。尤其对于泄水管路上的阀门,必须保持其严密不漏。否则底池的水将会从这里流失,无法使底池内的水回至制冷系统中循环使用,从而既浪费了水量又浪费了冷量。对于水平安装的明杆平行双闸板阀(一般为 Z44T-10),在开启时应注意不要使螺杆旋到最大位置,一般最大开度在螺杆旋出三分之二处即可,否则将会由于阀板提起位置过高而将阀体密封圈顶坏或使闸板无法关回去。喷水室回水管上的阀门在调试好后一般不要随意开或关,以免造成供、回水失去平衡。如果回水管路上的阀门开启度过小或关闭,那么经喷水管、喷嘴喷出的水落入底池后由于无法回至制冷系统循环使用,一方面造成冷量的浪费,另一方面还会由于底池内积水过多而溢出。如果喷水室底池溢水来不及或者溢水管接在回水管上时,由于回水阀的关闭而使溢水管失去作用,从而造成积水过多而淹没空调箱的事故。

(3) 喷水室在每年启用前应对其底池、供回水管路、喷管及喷嘴、滤水器、阀门等进行一次清洗,以清除其内的水垢、锈渣及其沉淀污物,如某些喷管、喷嘴由于锈蚀过重而造成穿孔、磨损而使喷嘴孔径变大或由于水垢过多而堵塞无法清洗时则应进行更换,以保证水系统的畅通和喷水的雾化效果。

(4) 对于设有旁通风阀的喷水室,为了在运行中能在其他条件保持不变的情况下,保证正常的运行参数,应保持旁通风阀的启、闭灵活,能较好地控制其空气处理量和处理后参数。

(5) 对于金属材料制做的喷水室,应每一至二年对喷水室内的壁板、底池及其他构件进行一次除锈和涂刷防锈涂料,以避免铁锈进入喷水系统中,堵塞管路和喷嘴。

(6) 对喷水室采用快速补水方式的,在补水时一般运行人员不得离开现场,在补水合适后即应关闭补水阀,以避免造成漫水现象。

3.2.8 喷水室运行中的常见故障及处理

在具有喷水室的空调系统中,喷水室在对空气的处理过程中起着重要作用。喷水室运行的好坏,直接关系到系统是否能满足空调房间所要求的温、湿度标准。因此,对于空调运行管理人员了解和掌握喷水室在运行中常见的故障及处理方法就显得尤其重要了。

1. 水泵故障

水泵压不出水,压力表指针剧烈跳动。

产生此种现象的原因可能是:泵体内空气没有排除,

因而在水泵运行时由于泵体内空气的存在而使水无法通过泵体压出;吸水管路与吸水管路中的仪表漏气,由于水泵在运行中,吸水管路处于负压区段,如果有漏气现象存在,水和空气将一并进入泵体而使压出管路断续有水通过,造成水泵出口压力表指针剧烈跳动;底阀漏水或水泵吸入口处滤网堵塞或吸水管路阻力太大;吸水高度太高等而使水无法吸入,造成水泵无水压出。

处理方法是针对具体情况进行处理。

2. 压力表有指示而水泵压不出水

其原因可能是水泵压出管堵塞,或出水管上的阀门未打开,或水泵旋转方向不对或水泵叶轮由于水质原因而造成淤塞,或水泵转数过低等。

处理方法是检查出水管路阀门并使之真正开启,检查水泵转向,转数并纠正其转向和提高转数或清洗水泵叶轮。

3. 水泵流量太小

原因可能是水泵淤塞,密封环磨损过多,电机转速过低等。其处理方法是清洗管道和水泵,更换密封环,更换转速合适的电机。

4. 水泵消耗功率过大

可能是由于水泵填料压盖压得太紧,叶轮磨损,水泵供水量增加。其处理方法是松一下水泵填料压盖或将填料适当取出一些,或更换水泵叶轮,或将水泵出口阀门关小一些,以减少出水量。

5. 水泵内部声音反常,泵不出水

其原因可能为出水量太大,吸水管有堵塞现象或有漏气现象。其处理方法是稍关闭水泵出口阀门以减少水泵出水量或清洗吸水管路或处理漏气的地方。

6. 水泵的振动

原因可能为水泵轴与电动机轴不同心。处理方法是电机与水泵找正找平即可。

7. 水泵轴承过热

原因可能是轴承处缺少润滑油,泵轴与电动机轴不同心所造成。其处理方法是给轴承加油,或将电机与泵找同心或清洗,更换轴承即可。

8. 喷水的雾化效果较差

喷嘴是空调系统中喷水室构件中重要零部件。喷嘴的堵塞意味着喷水量的下降。如果孔径为5mm的喷嘴在使用一段时间后,经堵塞变为2mm时,则喷水量每小时将减少200多kg。由于喷嘴的堵塞,喷水雾化效果差,喷水系数下降,空气与水的湿交换效率显著降低,进而造成空气处理后的机器“露点”,温度升高,很难保证空调房间内的温、湿度。

3.3 空气的加热和汽水加热设备

3.3.1 表面式换热器的种类和构造

在空调中,对空气的加热处理是采用空气加热器来实现的。空调系统中常用的加热器分为表面式空气加热器和电加热器。表面式空气加热器一般都是由金属制成的,分为光管式和肋片管式两大类。

所谓光管式空气加热器是由若干排管和联箱焊接而成,这种空气加热器传热面积小,传热效果差,金属耗量大,体积也大,一般很少用,但由于光管式加热器的表面容易清扫,空气阻力小,因此在空气含尘量大,纤维较多而无过滤器情况下应用(如纺织厂)。

肋片管式换热器,根据管外加肋片的方法不同,肋片管式空气换热器有以下几种类型:

1. 圆形肋管型

圆形肋管型根据加工工艺的不同,又有以下几种圆形肋管,如图3-18。

(1) 绕片型。它是将金属带绕制在管子上,其片形有皱褶型和L、I型光滑片。(GL、S、UI型表面式换热器

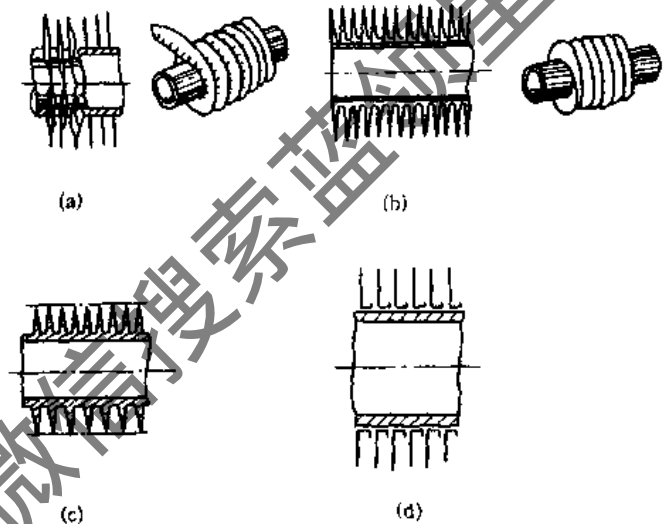


图3-18 圆形肋片管

(a) 皱褶绕片;(b) 光滑绕片;(c) 轧片;(d) 二次翻边片

均为皱褶绕片肋管,皱褶形肋可增加传热面积和增强空气扰动,且绕制后的肋管经搪锡或锌处理,以增强肋片与管子的接触程度。因此,此类表面式换热器具有较好的传热效果。

(2) 镶片型。将金属绕在有螺旋槽管子的槽内,再经挤压使金属带紧密地镶嵌在槽内。如SXL型表面式换热器的肋片管即属于此种类型。

(3) 轧片型。用专门的轧管机直接将管子轧制成圆形肋片管,KL型表面式换热器肋管即为用铝材轧制而成。由于此种类型的肋片管中肋片与管子成为一体,且其间无接触热阻,因此具有较好的传热效果,传热系数高,热稳定性好,且生产工艺简单。但耗费金属材料较多。

2. 整体串片型

在肋片上预先冲好相应的孔,然后将肋片与管子串在一起,经对管子进行机械或液压扩管使肋片紧密结合。肋片形式有平片、折皱片、波纹片及条缝片等形式。如图3-19所示。

这类表面式换热器与圆形肋管式换热器相比,具有结构紧凑,在相同排数和相同迎风面积条件下有较大的

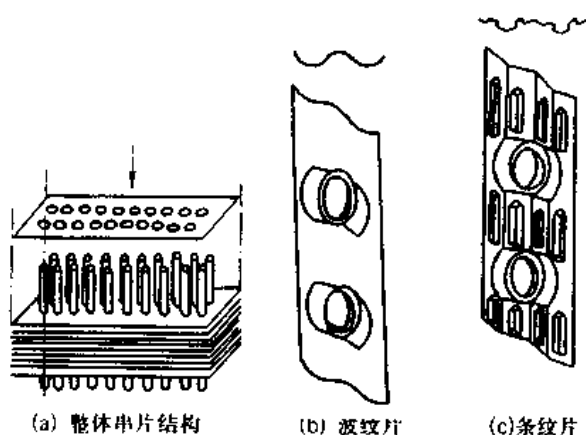


图 3-19 整体串片型肋片管

传热面积,传热效果较好,且空气阻力小,相对可以节省金属材料等。

表面式换热器用于空气的加热处理时,即称空气加热器。

根据空气加热器在空调系统中所处的位置不同,可分为一次空气加热器(又称新风预热器),一次加热器一般是用来对新风进行预热处理,以防止室外过低温度的新风冻坏空调其他设备,或用来提高新风与一次回风的混合温度。主要在冬季严寒时使用。它位于空调系统中的降温去湿设备(如喷水室或表面式冷却器)之前;二次加热器一般位于空调系统中的降温去湿设备之后,用来调节系统的送风温度;一、二次空气加热器常用的热媒一般为蒸汽或热水。三次加热器位于空调系统中的送风口之前,用来调节房间的温度,一般多采用电加热器,但也有采用以热水为热媒的表面式换热器。

3.3.2 空气加热器的组合和连接

这里的空气加热器是指采用表面式换热器,不包括电加热器。

蒸汽或热水空气加热器在空气处理室内既可以垂直

安装又可以水平安装。如果采用一台加热器的加热量不足时,根据需要可以采用多台加热器进行串联或并联安装。加热器的组合方式一般是根据加热处理空气量的多少和加热器前后空气的温差大小来确定的。当被加热空气的温升要求较大时,一般采用加热器的串联方式,而如果需要加热的空气量较大时,则采用空气加热器的并联方式。如图 3-20 所示。

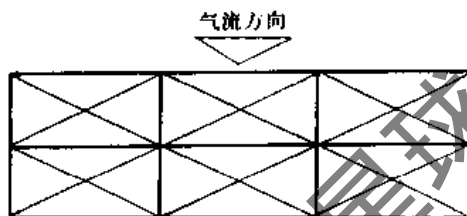


图 3-20 空气加热器的组合方式

对于空气加热器所采用的热媒与加热器的连接也有串联和并联之分,如果采用热水作为热媒,因为水的比热较大,热水管路与加热器不仅可以并联,也可以串联。在串联情况下,热水将依次全部地流经每一个加热器,由于增加了热水的流动速度,可以使加热器的传热系数提高 10%~30%,而且空气加热器的热力稳定性也相应地提高了。如果采用蒸汽作为加热器的热媒,因为主要利用蒸汽凝结时的潜热,因此蒸汽管与空气加热器的连接一般只采用并联方式。加热器与热媒管道的连接方式见图 3-21~图 3-23。

3.3.3 常用空气加热器及其传热特性

由于空气加热器在空调系统的运行中,加热器的内部为热媒流体的通路,被加热空气从其外部流过,热媒与空气之间通过加热器的散热管及散热片以热量的传导、辐射和对流三种传递方式进行,即被加热空气在被加热过程中,只存在空气与热媒的显热交换,而不存在质的交换过程,因此,空气在被加热处理的过程中只能是等湿升温变化,不可能是其他变化过程。如果在空气的加热过程中出现含湿量的增加,则可能是由于空气加热器中

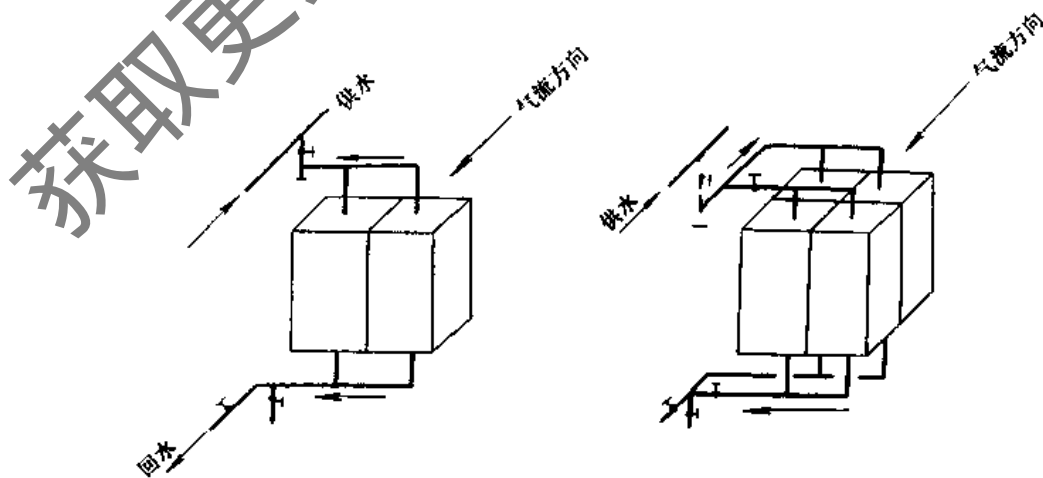


图 3-21 热水管路与加热器的并联连接方式

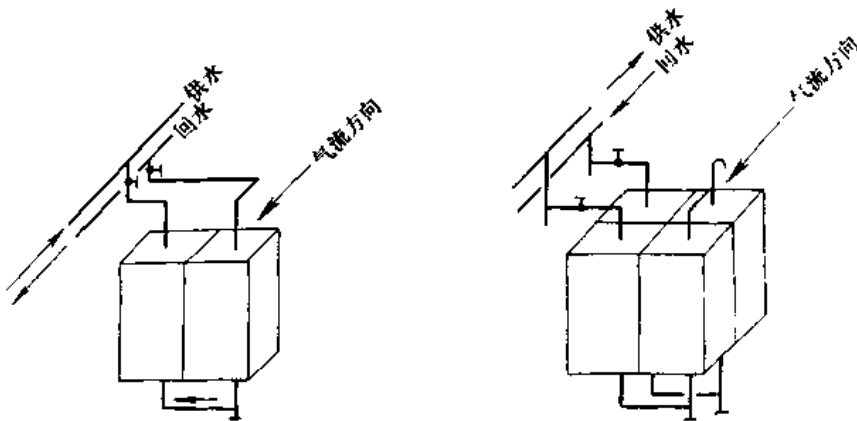


图 3-22 热水管路与空气加热器的串联连接方式

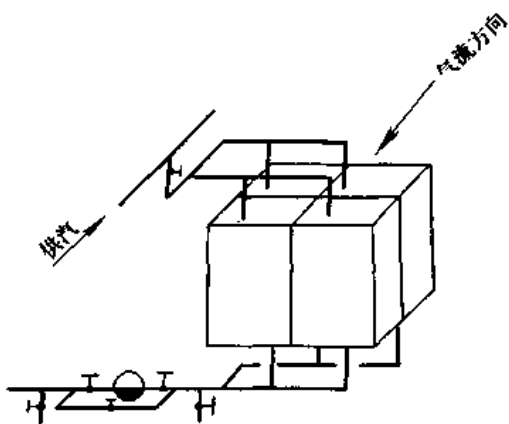


图 3-23 蒸汽管路与空气加热器的并联连接方式

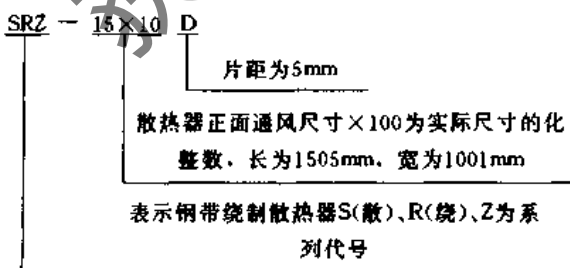
热媒的泄漏所引起的,此时,则应判断清楚后及时采取处理措施,以保证运行要求的空气参数。

1. 目前常用的空气加热器

(1) SRZ、SRL 型散热器。SRZ、SRL 型散热器是由螺旋翅片管(SRZ 为钢带、SRL 为铝带)管板、侧板等组成。其特点是结构紧凑,外型美观,传热性能好,热效率高,安装方便,维修方便等。可使用 0.03~0.6MPa 蒸汽或 70~130℃ 热水为热媒。

1) SRZ 型散热器共有 38 个品种,3 种类型,其片距分为 D 型 5mm, Z 型 6mm, X 型 8mm。

型号表示方法



SRZ 型散热器主要由顺空气方向的三排叉排螺旋管组成。散热翅片管束采用先进工艺,把 0.5×16mm 的钢

带用机械绕片方法,绕在 $\phi 22 \times 2$ 的无缝钢管上,然后进行热镀锌。散热翅片与散热管接触面广而紧,传热性能良好稳定,并且耐腐蚀。热媒流经钢管管内,热量通过紧绕在钢管上的翅片传给经过片间的空气,达到加热空气的作用。

SRZ 型散热器根据放热能力的大小分为大(D)、中(Z)、小(X)三种类型。

2) SRL 型散热器由铝金属翅片管、管板、侧板等组成。而铝金属翅片管是把 0.5×125mm 的铝带绕制在 $\phi 21 \times 2.5$ 的无缝钢管而制成。此种散热器散热面积大,传热系数高。

SRL 型散热器根据放热量大小分为 2 或 3 两种排管方式。共有 37 种规格

型号表示方法:

如: SRL—10×5/3

S——表示散热器

R——表示绕制工艺

L——表示系列代号

10×5/3 表示 3 排翅排管,通风截面为长 1000mm,宽 500mm 分别乘以 1/100 所得的数化整。

(2) I 型散热器。I 型散热器是用翅片管组装而成。翅片管是用机械的方法将 0.5×16mm 的钢带绕在 $\phi 21 \times 2$ 的无缝钢管上,片距为 6.5mm,而后经镀锌处理。最大工作压力为 1MPa(约 10kgf/cm²)。空气重量流速的经济范围为 $v_p = 4 \sim 10 \text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$,适用于蒸汽和热水加热系统。有单流程和双流程两种,有各种不同的表面管长、管数、排数。

型号的表示方法:

如: I2—12—60

表示 I 型散热器,2 排,表面管数为 12 根,有效管长为 60 英寸。

(3) GL 型散热器。GL 型散热器的翅片管是将 0.3×10mm 的钢带用专用设备绕制在 $\phi 18 \times 2$ 的无缝钢管上,然后进行热镀锌,可以使用蒸汽和热水作为加热器使用,同时也可以使用低温水或盐水作为冷却器使用。最大工作压力为 1MPa 约 (10kgf/cm²)。GL 型散热器分为二、四、六排三种形式。其型号表示方法为:

如 GL-4-18-36

表示钢制绕片式散热器,4排,表面管数为18根,有效管长为36英寸。

(4) B型散热器。B型散热器是由铜管绕铜片而制成的散热器。根据散热量的大小分为R、T、M三种片距。B型散热器的散热面积和外型尺寸均较小,一般可放在风管内,使用热水(或冷水)作为三级加热器,以调节空调房间温度之用。R型片距为3.2mm,M型片距为4.2mm,T型片距为6.5mm。其型号表示方法为:

如 B-2R-4-30

B是指铜制B型散热器,2排R种片距(3.2mm)表面管数为4根,表面有效管长为30英寸。

(5) S型及U型空气加热器。S型及U型换热器是由铜管绕铜片的散热管所组成。S型为直通式的空气加热器,适用于以蒸汽为热媒;U型为半回路(一排)或双回

路(二排)的空气热交换器,采用蒸汽或热水作热媒时可做加热器使用;采用冷水或低温盐水时可做冷却器用,最高的使用压力为1.4MPa(约14kgf/cm²),温度为232℃。根据换热量的大小分为三种片距,即R片距为3.2mm,M片距为4.2mm,T型片距为6.5mm。

U型换热器的表示:U2R-12-42表示U型换热器,2排,R片距,表面管数为12根,有效管长为42英寸。

S型换热器的表示方法:S-2R-18-84表示为S型散热器,两排R片距,表面管数为18根,有效管长为84英寸。

对于U₁型换热器只有一种片距,即3.2mm,其他同U型。

常用空气加热器的结构特性及其基本参数见表3-7。

常用空气加热器的外形见图3-24~图3-30。

表3-7 常用空气加热器结构特性表

型号	肋片特性				管子特性			每米管长散热面积(m ²)	结构计算参数			排列方式
	型式	片厚(mm)	片高(mm)	片距(mm)	外径(mm)	内径(mm)	内截面积(cm ²)		肋化系数	肋通系数	净面比	
GL II	绕片	0.3	1.0	3.2	φ18	φ14	1.54	0.64	14.56	15.8	0.53	叉排
S·U	绕片	0.2	10	R3.2	φ16	φ14	1.54	0.55	12.3	15.8	0.53	叉排
				M4.2				0.42	9.55	12.2	0.54	
				T6.5				0.30	6.8	11.1	0.55	
B	绕片	0.2	10	3.2	φ16	φ14	1.54	0.55	12.3	15.8	0.53	叉排
SRZ	绕片	0.5	16	D5 Z6 X8	φ22	φ18						叉排
SRL	绕片	0.5	12.5	6.5	φ21	φ16						
I	绕片	0.5	16	6.5	φ21	φ17						

2. 空气加热器的性能

衡量空气加热器性能好坏,一般主要考虑几个因素:传热性能(即传热系数的大小)、空气阻力、相同迎风面积下散热器的散热面积以及耐腐蚀性等。

(1) 传热系数K(各类空气加热器的传热系数、空气阻力、水阻力见表3-7)。

空气加热器的传热系数一般是通过实验的方法将数据整理后得到下面的公式:

热媒为热水时:

$$K = A(v_p)^m W^n \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{℃}); \quad (3-14)$$

热媒为蒸汽时:

$$K = A(v_p)^m \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{℃}). \quad (3-15)$$

式中 v_p ——通过加热器的空气质量流速(kg/m²·s);

W ——加热器内的热水流速, m/s;

A, m, n ——实验常数,与空气加热器的型式、构造等有关。

(2) 空气加热器的阻力。空气通过加热器时产生的

阻力,通常称空气加热器的“空气阻力”。如果热媒是热水时,流经加热器产生的阻力,通常称为空气加热器的“水阻力”。空气加热器的空气阻力和水阻力计算公式也是通过实验的方法得到的。如下:

$$\text{空气阻力 } \Delta H = B(v_p)^p \quad (\text{Pa}); \quad (3-16)$$

$$\text{水阻力 } \Delta h = Cw^q \quad (\text{Pa}). \quad (3-17)$$

式中 B, C, p, q ——均为实验系数和指数。

各类空气加热器的空气阻力和水阻力计算公式见表3-8。

(3) 空气的质量流速。由空气加热器的传热系数和阻力计算公式可知,通过空气加热器的空气质量流速对传热系数和阻力有极大影响。所谓质量流速,就是单位时间内通过单位面积加热器通风净截面上的空气质量。因此有:

$$v_p = \frac{G}{3600f} \quad (\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}). \quad (3-18)$$

式中 G ——通过空气加热器的空气质量(kg);

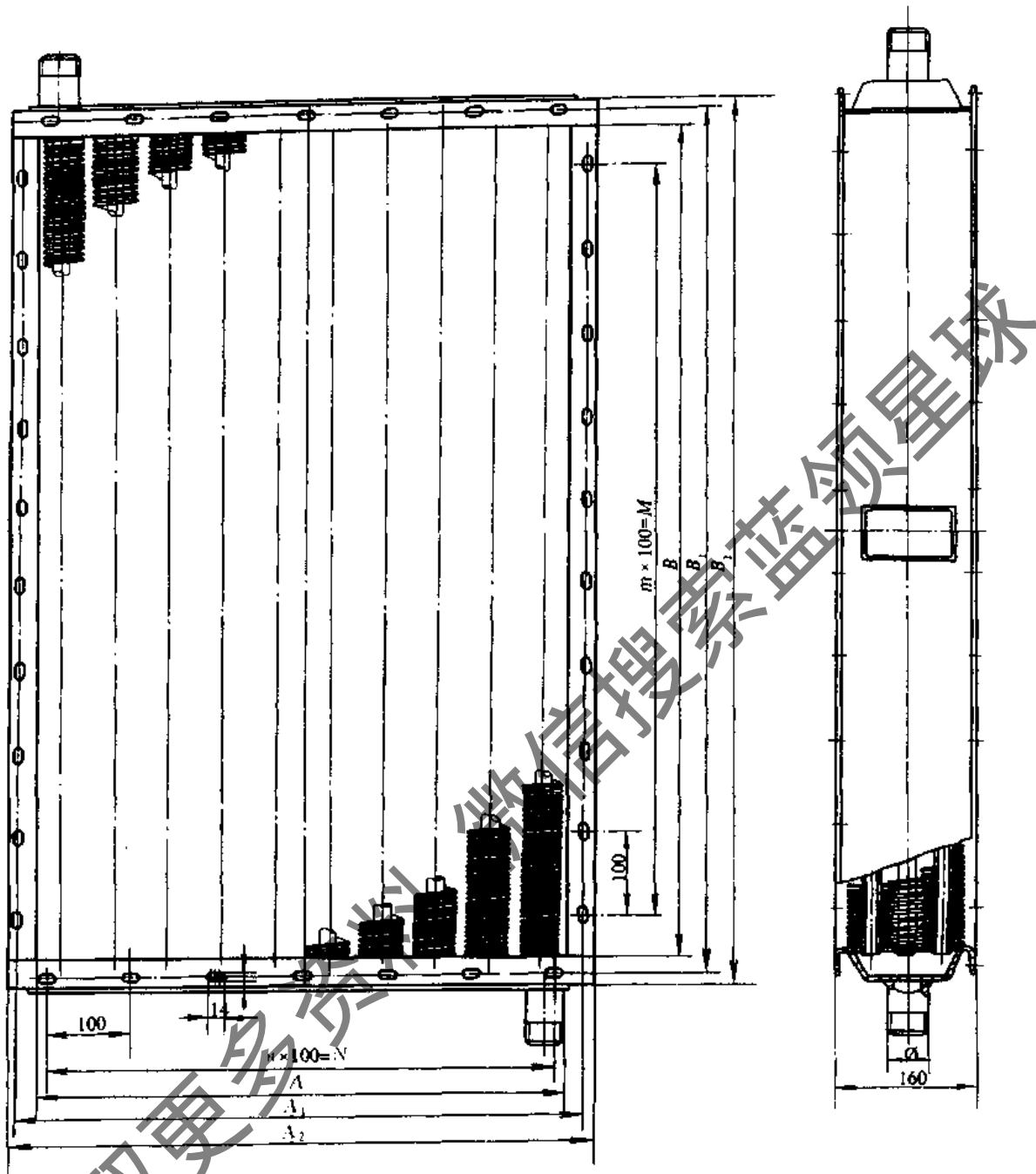


图 3-24 SRZ 型散热器外形

f ——空气加热器通风净截面积 (m^2)。

由式 3-14, 3-15 可以看出, 通过加热器的质量流速 v_p 越大, 则其传热系数也越大, 但由式 3-16, 式 3-17 可知, v_p 越大, 则其空气阻力 ΔH 也越大。但当 v_p 增大到一定值时, 其传热系数 K 值几乎不变。从投资和运行费用两方面考虑, 一般采用经济流速, $v_p = 8 kg/m^2 \cdot s$ 左右。

(4) 通过加热器的水流速。同样提高通过加热器的水流速可以提高其传热系数, 但又会增加水阻力。因此, 在一般常温热水系统中取水流速 $w = 0.6 \sim 1.8 m/s$ 。当用高于 $100^\circ C$ 的高温水作热媒时, 由于水温降较大, 因此

水流速应小些。

(5) 表面式空气加热器的几个概念。

1) 迎风面积。换热器迎风断面面积, 即断面尺寸长和宽的乘积。

2) 通风有效面积。指迎风面积减去肋管所占面积。

3) 散热面积。肋管的总外表面积。

4) 管子内截面。如管内径为 d , 则内截面面积为 $\frac{\pi d^2}{4}$ 。

(6) 空气加热器所能提供的加热量, 我们已经知

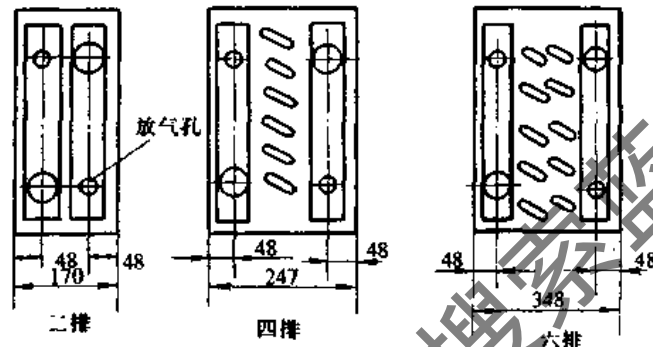
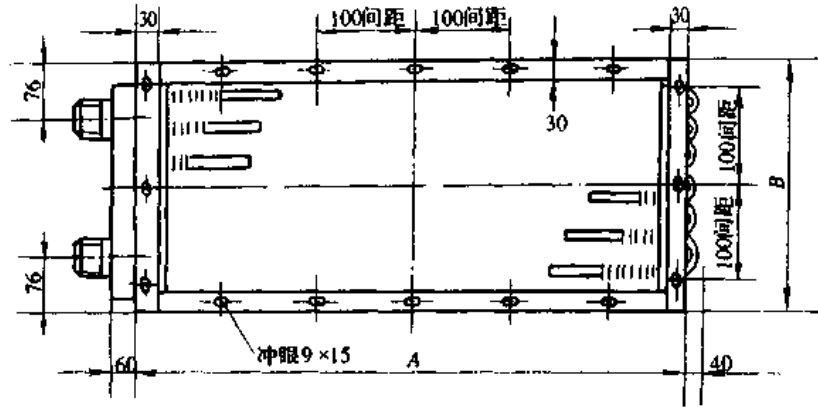


图 3-25 GL II 外形尺寸图

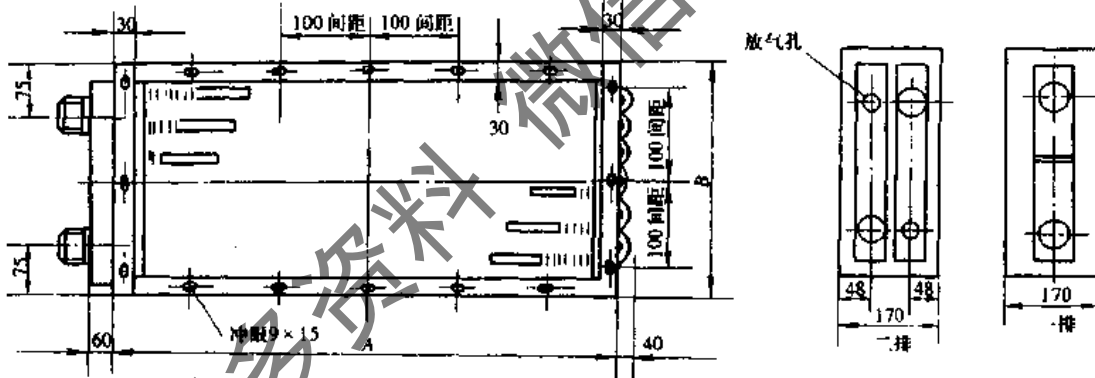


图 3-26 U型外形尺寸

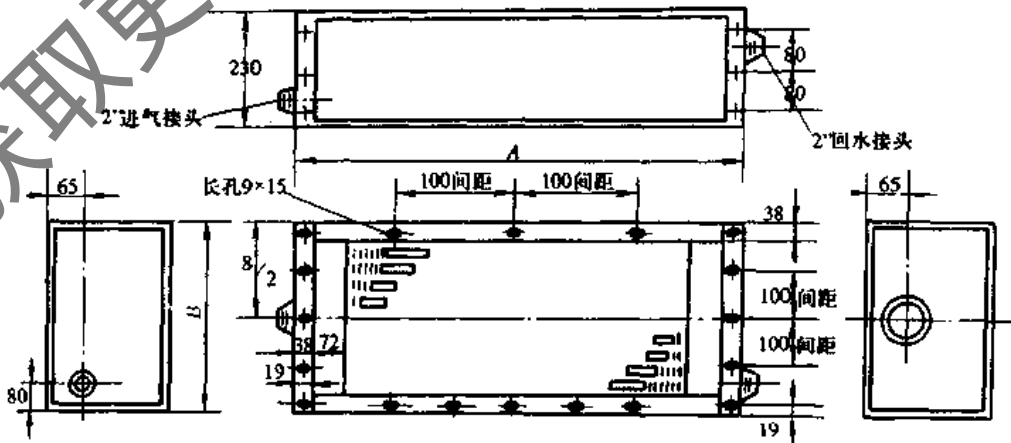


图 3-27 S型散热器外形

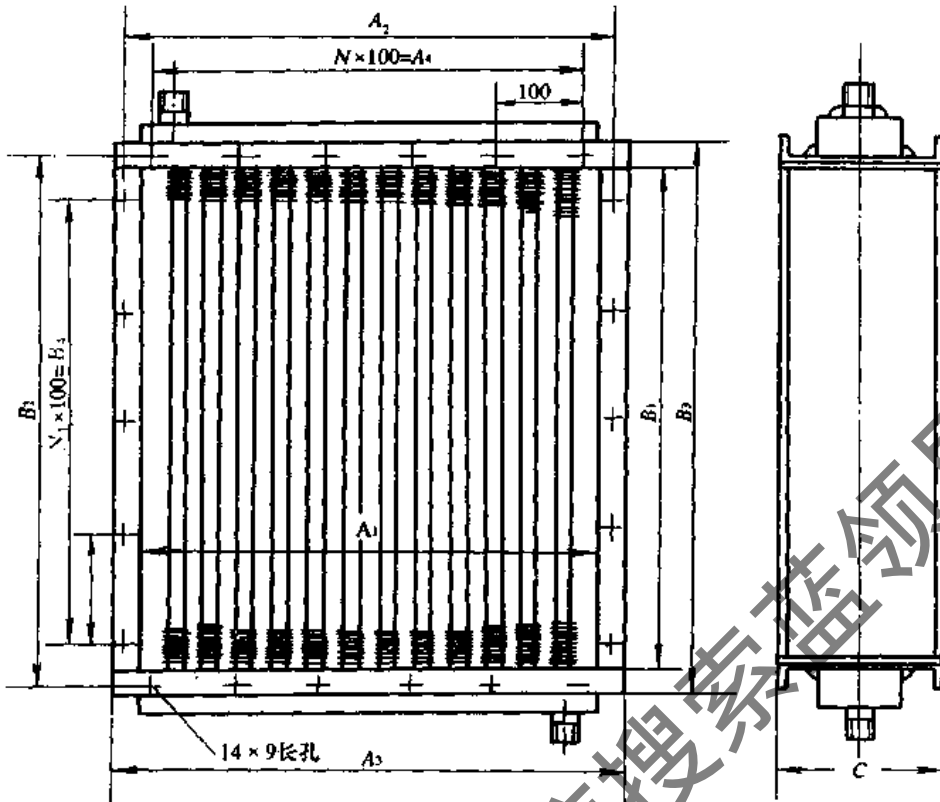


图 3-28 SRL 型散热器外形

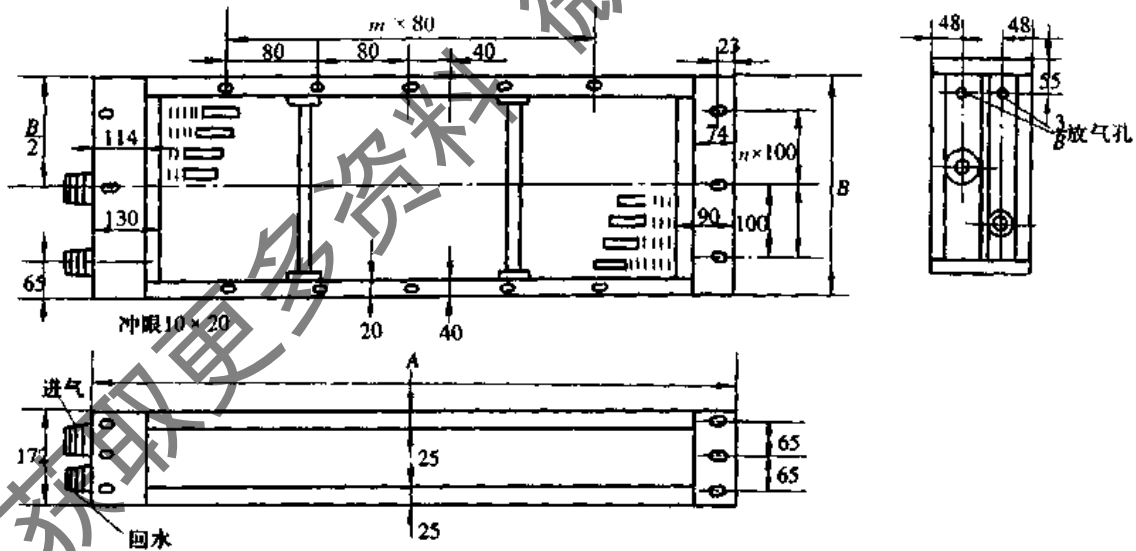


图 3-29 1 型加热器简图

道, 加热空气所需的热量为:

$$Q_r = G \cdot \Delta h = G \cdot c \cdot \Delta t \text{ (kW)}$$

空气加热器所能提供的热量为:

$$Q_r' = K \cdot F \cdot \Delta t \text{ (kW)} \quad (3-19)$$

式中 K ——加热器的传热系数, $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$;

F ——加热器的传热面积 (m^2) ;

Δt ——热媒与被加热空气之间的平均温差, 当热

媒为热水时: $\Delta t = \frac{t_1' + t_2'}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ } ^\circ C$, 当

热媒为蒸汽时: $\Delta t = t_q - \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ } ^\circ C$;

t_1', t_2' ——热水进、出加热器时的温度, 即初温和终温;

t_q ——蒸汽的饱和温度。

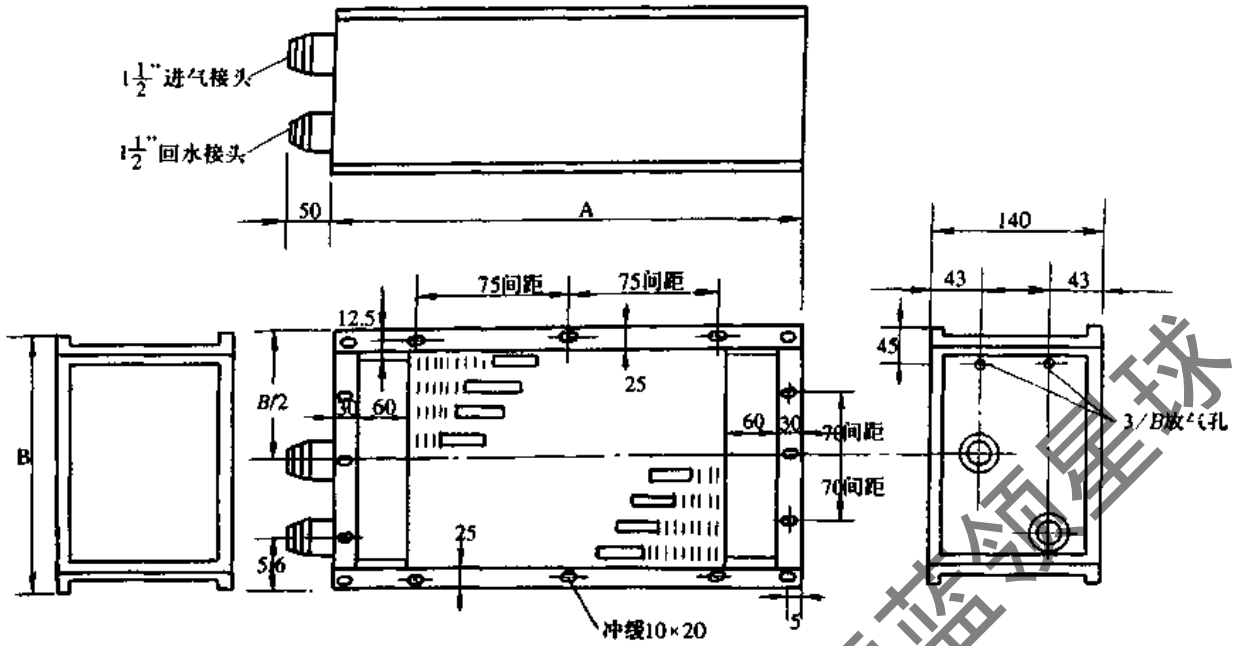


图 3-30 B型散热器外形尺寸

表 3-8 各类空气加热器的传热系数和阻力计算公式

加热器型号	传热系数 K ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)		空气阻力 ΔH (Pa)	热水阻力 (kPa)	
	蒸汽	热水			
SRZ 型	5.6、10D	$13.6(v_p)^{0.49}$	$1.76(v_p)^{1.968}$	1) 型; 15.2w ^{1.96} 2、X 型; 19.3w ^{1.83}	
	5.6、10Z	$13.6(v_p)^{0.49}$	$1.47(v_p)^{1.96}$		
	5.6、10X	$14.5(v_p)^{0.532}$	$0.88(v_p)^{2.12}$		
	7D	$14.3(v_p)^{0.51}$	$2.06(v_p)^{1.97}$		
	7Z	$14.3(v_p)^{0.51}$	$2.94(v_p)^{1.52}$		
	7X	$15.1(v_p)^{0.571}$	$1.37(v_p)^{1.917}$		
SRL 型	$B \times A/2$	$15.2(v_p)^{0.49}$	$16.5(v_p)^{0.24} *$	$1.71(v_p)^{1.67}$	
	$B \times A/3$	$15.1(v_p)^{0.49}$	$14.5(v_p)^{0.29} *$	$3.03(v_p)^{1.62}$	
SYA 型	D	$15.4(v_p)^{0.297}$	$16.6(v_p)^{0.36} w^{0.226}$	$0.86(v_p)^{1.96}$	
	Z	$15.4(v_p)^{0.297}$	$16.6(v_p)^{0.36} w^{0.226}$	$0.82(v_p)^{1.94}$	
	X	$15.4(v_p)^{0.297}$	$16.6(v_p)^{0.36} w^{0.226}$	$0.78(v_p)^{1.87}$	
I 型	2C	$25.7(v_p)^{0.375}$		$0.80(v_p)^{1.985}$	
	1C	$26.3(v_p)^{0.421}$		$0.40(v_p)^{1.985}$	
GL 或 GL-II 型		$19.8(v_p)^{0.608}$	$31.9(v_p)^{0.46} w^{0.5}$	$0.84(v_p)^{1.862} \times N$	$10.8w^{1.854} \times N$
B、U 型或 U-II 型		$19.8(v_p)^{0.608}$	$25.5(v_p)^{0.556} w^{0.0115}$	$0.84(v_p)^{1.862} \times N$	$10.8w^{1.854} \times N$

注: (1) v_p ——空气质量流速, $kg/m^2 \cdot s$; w ——水流速, m/s ; N ——排数。

(2) * ——用 130 $^\circ C$ 过热水, $w = 0.023 \sim 0.037 m/s$ 。

(7) 加热空气所需热媒量。

1) 以热水做热媒时所需热水量

$$W = \frac{Q_r'}{\Delta t'} \quad (kg/h) \quad (3-20)$$

2) 以蒸汽做热媒时所需蒸汽量

$$G = \frac{Q_r'}{r} \quad (kg/h) \quad (3-21)$$

式中 $\Delta t'$ ——进、出热水加热器的热媒水温度, $^\circ C$;
 r ——水的汽化潜热。指在一定温度下, 1kg 水转化成同温度的干饱和蒸汽所吸收的热量。由于 1kg 水蒸气凝结时放出的热量等于同温度下的汽

化潜热,故在这里使用水的汽化潜热代替同条件下蒸汽的凝结热。单位:kJ/kg

3.3.4 空气加热器加热量的调节方法

空调系统中所配置的空气加热器的加热量一般是在最大热负荷条件下确定的,但在冬季运行时,一次加热器所应提供的加热量取决于新风量的大小和温度,在室外条件(即室外空气的温度)发生变化时,则空气加热器的加热量也应随之发生相应的变化,即进行调节。对于空调系统中的二次加热器(或三次加热器)加热量也同样存在一个调节问题。

空调系统中的空气加热器加热量的调节分为量调节和质调节两种方法。

1. 量调节

在量调节中,有调节通过空气加热器的空气量的调节方式和调节通过空气加热器的热媒量的调节方式。

通常蒸汽加热器的加热量调节是采用量调节的方式,一种是在蒸汽加热器处设置旁通风阀,通过调节旁通风阀的不同开度来调节通过加热器的空气量。当旁通风阀开度增大时,由于通过空气加热器的空气量的减少,因而其空气的质量流速 v_a 就降低,尽管进入空气加热器内的蒸汽量并不一定会减少,但其传热系数将降低,这样传递给空气的加热量也就减少了。如果旁通风阀处于全闭状态时,通过空气加热器的空气量为最大,其空气的质量流速 v_a 也最大,在相同的热媒条件下,加热器的传热系数最大,因而其加热量也最大。另一种调节方法是采用调节进入加热器内的蒸汽量,当需要提供最大调节量时,加热调节阀可处于最大开度,如果所需提供的加热量减少时,加热调节阀可适当关小。

对于热水加热器的量调节,主要是在供水温度不变的前提下,使通过加热器的热水流量发生变化。

2. 质调节

质调节主要用在热水加热器的加热量调节中,它是采用通过空气加热器的热水量相对恒定,而改变热水温度的方法进行调节的。

以上的具体调节方法,请参阅第8章:空调的自动控制。

3.3.5 空气加热器性能测定与调整

对空气的汽(水)加热器性能的测定和调整,主要是为考核其加热能力能否满足处理空气的要求。

1. 空气加热器测定调整前的准备

对空气加热器进行认真的检查和做好必要的准备工作,是测试顺利进行和保证测试结果准确性的重要和必不可少的条件。

测试前的检查工作应包括以下内容:加热器、管道、测压、测温装置及温度调节器等各部连接是否有泄漏现象,空调系统中各有关风量调节阀(如新风阀,回风阀,送风阀,加热器旁通阀)等启、闭是否灵活、关闭是否严密、阀门固定装置是否牢固可靠,加热器与空调箱内壁板或风道之间是否有间隙和漏风等现象,必要时进行修理。

测试前的准备:详细记录加热器的型号、规格、有效

通风面积、散热面积,清除空气加热器表面的污物、积尘,测定好通过空气加热器的风量,固定好空气加热器前后的分辨率为0.1℃的干、湿球温度计,关闭加热器旁通风阀,供热系统的(蒸汽或热水)压力、温度相对稳定等,并将加热调节阀开至最大阀位。

2. 有关参数的测定

(1) 空气参数的测定。测定空气干、湿球温度计应布置在气流比较稳定、温度比较均匀的断面上且使测点的温度值接近或等于该测定断面的平均值。可由布置在加热器前后的干、湿球温度计读取加热器前后的干、湿球温度值。

(2) 热媒参数的测定。对于蒸汽加热器,可以从供汽压力表的指示值,查阅水蒸气热力性质表得到相应压力下的蒸汽饱和温度。对于热水加热器可由安装在加热器进、出口管道上的温度计读数。

测量热水和空气(加热前后的)温度应同时进行,可测量0.5~1.0h,且每隔5~10min读取一次温度值。对于蒸汽压力值在测量时间内可读取2~3次数据即可,并求出平均压力值。

3. 加热能力的计算

(1) 加热器的加热能力主要是用通过加热器的空气所吸收的热量来表示,由下式求出:

$$Q_R = L \cdot \rho (h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (3-22)$$

式中 L ——通过空气加热器的风量(m^3/h);

ρ ——相应于空气平均温度的空气密度(kg/m^3);

空气的平均温度按 $\frac{t_1 + t_2}{2}$ 计算;

h_2, h_1 ——加热器前后空气的焓值,按实测的空气干、湿球温度各自的平均值由*h-d*图查得。

(2) 加热器最大加热能力能否满足冬季运行工况的计算。对于热水加热器可按下式计算:

$$Q_R' = Q_R \cdot \frac{(t_c' - t_z') - (t_1' + t_2')}{(t_c + t_z) - (t_1 + t_2)} \quad (\text{kW}) \quad (3-23)$$

式中 Q_R ——为某一温度条件下测得的加热器的加热能力;

t_c', t_z' ——冬季条件下热水的初、终温度(℃);

t_1', t_2' ——冬季条件下加热器前后的空气干球温度(℃);

t_c, t_z ——实测时热水的初、终温度(℃);

t_1, t_2 ——实测时加热器前后的空气干球温度(℃)。

对于蒸汽加热器,计算条件下加热能力可按下列式计算:

$$Q_R' = Q_R \cdot \frac{t_b' - t_1'}{t_b - t_1} \quad (\text{kW}) \quad (3-24)$$

式中 t_b' ——计算条件下蒸汽的饱和温度(℃);

t_1' ——计算条件加热器前的空气干球温度(℃);

t_b ——实测时蒸汽饱和温度(℃);

t_1 ——实测时加热前空气温度(℃)。

4. 加热能力调整

在对加热器加热能力进行测定后,可能会有两种情

况,其一是测定的加热能力超过实际需要能力,其二是实测加热能力低于实际需要能力。此时,则需对加热器加热能力进行调整。

(1) 加热器的加热能力如超过系统所要求的值时,就须采取一定措施以减少加热器的散热量。常用的方法有:减少进入加热器的热媒量,可将加热调节阀前的手动调节阀关小些;对于热水加热器则可降低热水进口温度,或打开加热器旁的气流旁通阀,即减少通过空气加热器的空气量。如果有几台加热器并联时,可适当关一台加热器。

(2) 加热器的加热能力如低于实际要求时,可采取下述措施予以解决:对于热水加热器可在热水温度不变的情况下加大送水压力,提高通过加热器的热水量;或者既提高热水温度又增加热水流量;对于蒸汽加热器可以提高进入加热器的蒸汽压力,即增加热媒量,或更换加热器,用散热面积较大,效率较高的散热器代替。

5. 空气加热器的空气阻力测定

对于空气加热器的空气阻力,可用毕托管和微压计测定加热器前后的全压差(在加热器前后空气流通断面不变时,可测定加热器前后的静压差)即可求出其空气阻力。

3.3.6 汽水加热系统运行中应注意的问题

1. 供热系统中常用的设备及阀门

(1) 热交换器。有些空调系统对于空气的加热是采用热水加热器来实现的。热水的制取一种方法是由热水锅炉提供,另一种方法是采用热交换器制取。

热交换器根据换热的方式不同分为表面式换热器(被加热的热水与热媒彼此互不接触,通过金属表面进行),混合式换热器(热媒与被加热的水直接接触)。常用的表面式换热器有以水蒸气为放热体的汽—水加热器和以热水为放热体的水—水加热器,常用的混合式加热器有淋水式水加热器。

1) 固定管板的壳管式汽—水换热器。固定管板的壳管式换热器结构如图3-31所示。它具有结构简单、重量轻、造价低、制造方便和壳体内径小等优点,其缺点是管体和管板连在一起,当管体与管束之间的温差较大时,由于热膨胀的不同,会引起管子弯曲,或使管板与管体之间、管束与管板之间开裂,造成泄漏,管间污垢的清洗较困难。它适用温差不大或温差稍大但壳程不长,压力不

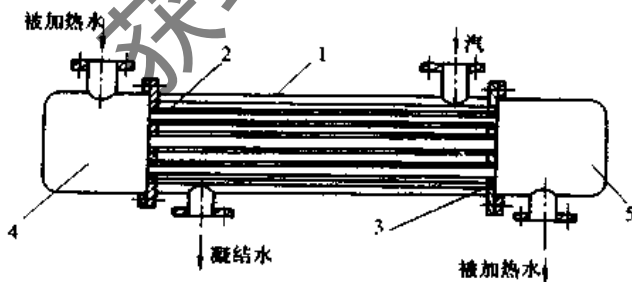


图 3-31 固定管板的壳管式换热器

1-外壳;2-管束;3-固定管板;4-前水室;5-后水室

高,以及壳程结垢不严重的场合。

它主要由以下几部分组成:带有蒸汽进出口连接短管的圆形外壳1,由小直径管子组成的管束2,固定管束的管板3,以及带有被加热水进出口连接短管的前、后水室4和5。这样水在管束的小管内流过,蒸汽在管束外表面流动,通过管束的壁面进行热交换。

此外,在此基础上,经过改进还制做出带膨胀节的壳管式汽—水换热器如图3-32所示。U型管壳管式汽—水换热器如图3-33所示,及浮头式壳管汽—水换热器如图3-34所示。

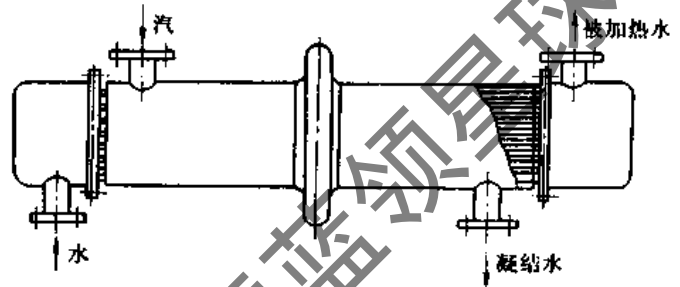


图 3-32 带膨胀节的壳管式汽—水换热器

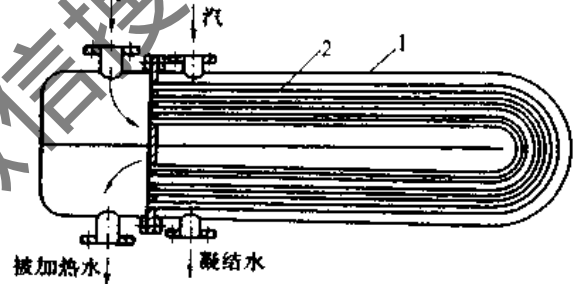


图 3-33 U型管壳管式汽—水换热器

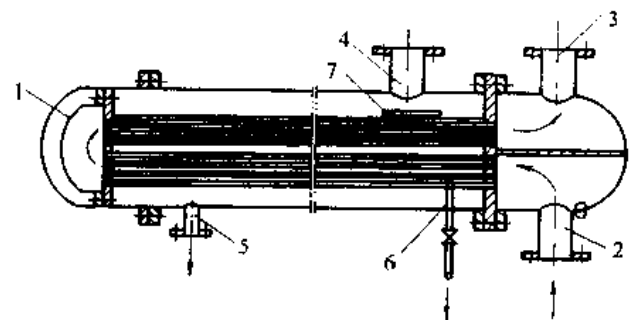


图 3-34 浮头式壳管汽—水换热器

1-浮头;2-被加热水入口;3-被加热水出口;4-蒸汽入口;5-蒸汽出口;6-排气管;7-挡板

2) 水—水加热器。水—水加热器常采用的是分段式水—水加热器,如图3-35,及套管式水—水加热器,如图3-36所示。前者为带有管束的几个分段组成,后者用若干个标准钢管做成的“管套管”组成。前者用法兰连接,后者用焊接方法连接,这种加热器的特点是换热体为逆向流动,易获得高流速。其换热面积可用段来调整。在加热器的运行中,被加热水在管束内流动,用来作为热

媒的加热水在管外流动,以便于水垢的清除。

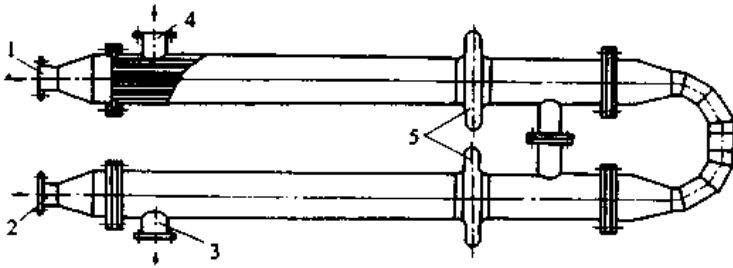


图 3-35 分段式水—水加热器
1-加热水入口;2-加热水出口;3-被加热水入口;
4-被加热水出口;5-膨胀节

3) 淋水式汽—水加热器。该加热器如图 3-37 所示。其优点是容量大,亦可兼做膨胀水箱使用,蒸汽与被加热水直接接触加热,故比较经济,但由于换热器内是有压蒸汽加热的,如果运行不正常,会产生水击现象。

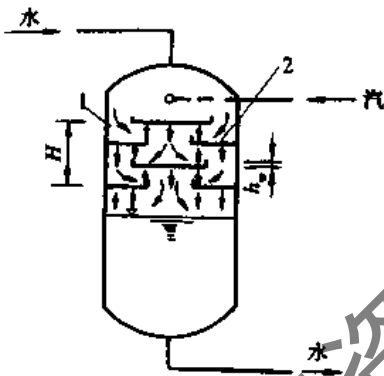


图 3-37 淋水式换热器
1-壳体;2-淋水板

此外,用于加热水的换热器还有板式换热器(BR型)、螺旋板式换热器(SS型和LLI型)和QCJ—SS、QCJ—QS强化传热式节能型换热器等。其特点和性能可参阅有关资料。

(2) 水泵。在空调系统中,作为输送载热(冷)体,或在喷水处理空气中作为喷水动力的水泵。常用的有单级单吸、单级双吸及多级离心泵和管道泵。根据空调系统中水系统管路的特点,运行调节的要求和经济性等方面

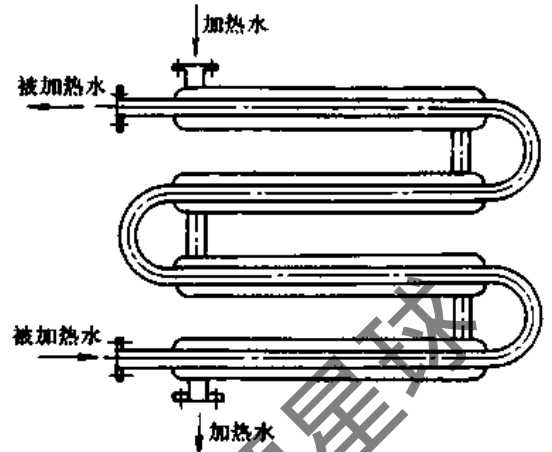


图 3-36 套管式水—水加热器

4) 喷管式换热器。该换热器如图 3-38 所示。它是由喷嘴、喷管、壳体、网板、垫圈、填料等组成。被加热水通过喷管时,蒸汽从喷管外侧通过管壁上许多斜向小孔喷入水中,两者在高速流动中瞬时良好结合,达到加热水的目的。

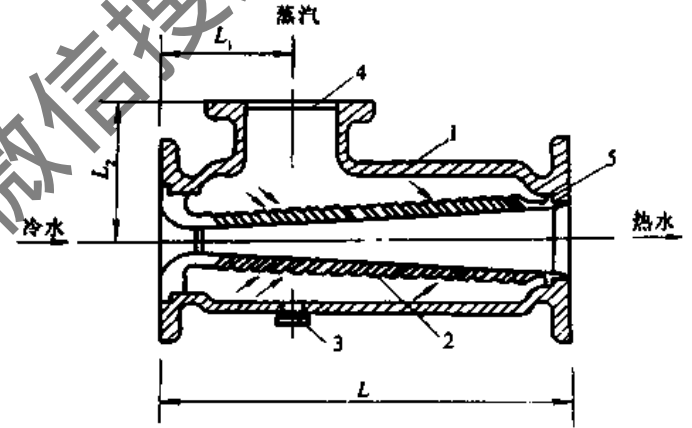


图 3-38 喷管式换热器
1-外壳;2-喷嘴;3-灌水栓;4-网盖;5-填料

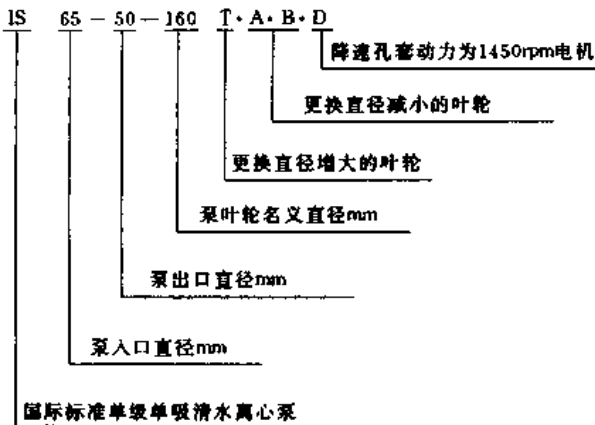
的因素,所用泵的比转数 n_s 一般在 30~150 较合适。因为它在流量和压头的变化特性上容易满足空调系统的使用要求。在相同流量和压头的运行条件下,从吸水性能、消除轴向不平衡力和运行效率方面,双吸泵优于单吸泵,在流量较大时更为明显。但是双吸泵结构复杂,一次投资和运行费用均较高。空调系统中常用的高效节能型离心水泵见表 3-9。

表 3-9 空调系统中常用的高效节能型水泵系列

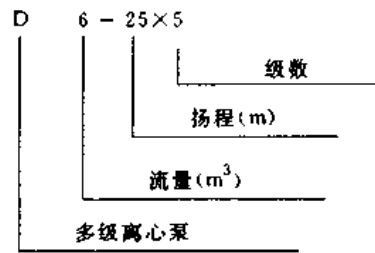
结构型式	系统	流量范围		扬程范围		取代的系列
		L/s	m ³ /h	kPa	m	
单级、单吸、悬臂式	IS	1.75~111	6.3~400	49~1226	5~125	BA
单级、双吸、中开式	S	38.9~561	140~2020	98~931	10~95	SH
单吸、多级、分段式	TSWA	4.17~53.1	15~191	165~2865	16.8~292	TSW

1) 常用水泵的型号

① 单级单吸清水离心泵

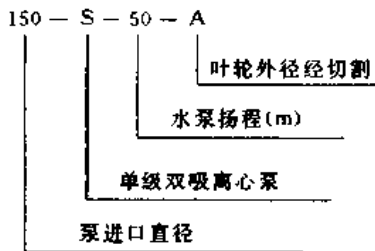


③ 多级离心泵



IS 系列单级离心清水泵是按国际标准(ISO2858、ISO3069、ISO3661)而设计生产的,具有性能参数范围广、效率高、可靠性好,且结构简单、便于使用和维修等特点。广泛用于吸送清水及物理化学性能类似于水的其他液体,其温度不高于 80℃,其性能范围为:流量 $Q: 6.3 \sim 400\text{m}^3/\text{h}$,扬程 $5 \sim 125\text{m}$ 。其外型见图 3-39,性能见表 3-10。

② 单级双吸离心泵



D 型泵是单吸多级分段式离心清水泵。有固定部分和转动部分两部分组成。固定部分主要由进水段、中段、出水段、导叶、轴承体等组成泵的工作及支撑部分。前段的吸水口成水平方向,后段的吐出水垂直向上。转动部分主要有轴及装在轴上的数个叶轮和一个用来平衡轴向推力的平衡盘以及轴联轴器、轴承等组成,转动部分通过联轴器直接与电动机联接,轴承采用黄油润滑,轴封采用填料密封。用于吸送清水及物理化学性质类似于水的其他

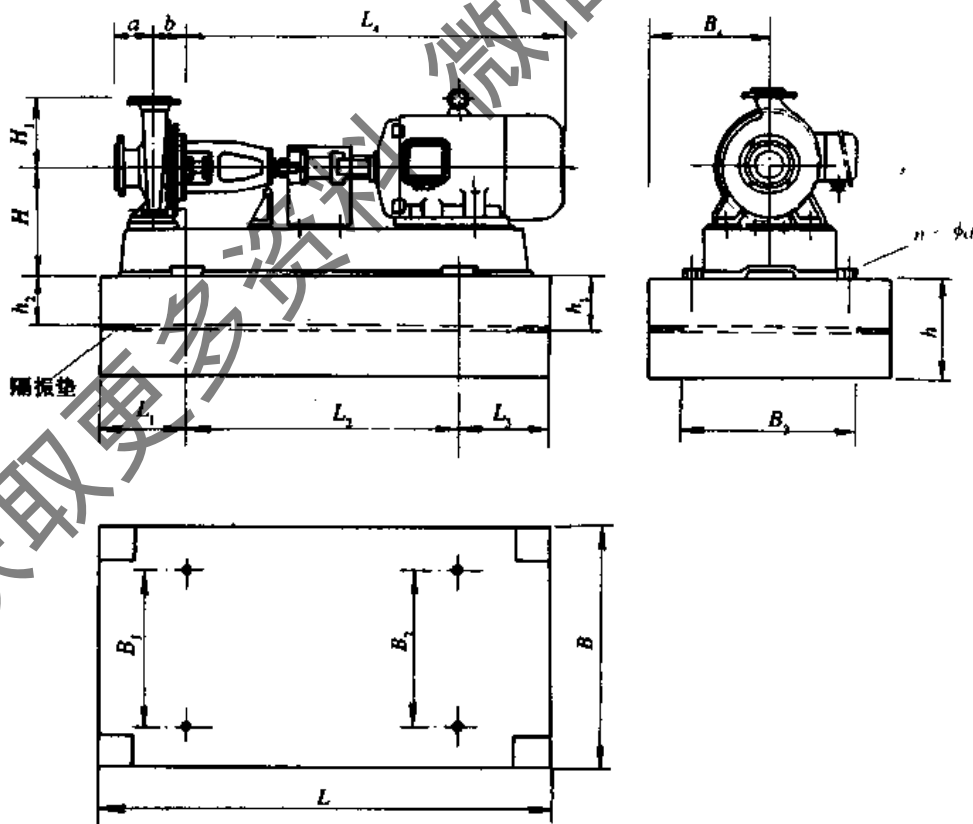


图 3-39 IS 型泵外形和安装尺寸图

注:基础尺寸,用于不隔振的为 $L \times B \times h$;用于隔振的为 $L \times B \times h_1$ (或 h_2)

表 3-10 IS 型单级单吸离心泵性能

型号	转速 n (r/min)	流量 Q		扬程 H (m)	效率 η (%)	功率(kW)		必须气蚀余量 (NPSH) _r (m)	泵重量 (kg)
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率	电机功率		
IS50-32-125	2900	7.5	2.08	22	47	0.96	2.2	2.0	44.5
		12.5	3.47	20	60	1.13		2.0	
		15	4.17	18.5	60	1.26		2.5	
	1450	3.75	1.04	5.4	43	0.13	0.55	2.0	
		6.3	1.74	5	54	0.16		2.0	
		7.5	2.08	4.6	55	0.17		2.5	
IS50-32-160	2900	7.5	2.08	34.3	44	1.59	3	2.0	46
		12.5	3.47	32	54	2.02		2.0	
		15	4.17	29.6	56	2.16		2.5	
	1450	3.75	1.04	8.5	35	0.25	0.55	2.0	
		6.3	1.74	8	48	0.29		2.0	
		7.5	2.08	7.5	49	0.31		2.5	
IS50-32-200	2900	7.5	2.08	52.5	38	2.82	5.5	2.0	39.5
		12.5	3.47	50	48	3.54		2.0	
		15	4.17	48	51	3.95		2.5	
	1450	3.75	1.04	13.1	33	0.41	0.75	2.0	
		6.3	1.74	12.5	42	0.51		2.0	
		7.5	2.08	12	44	0.56		2.5	
IS50-32-250	2900	7.5	2.08	82	28.5	5.87	11	2.0	
		12.5	3.47	80	38	7.16		2.0	
		15	4.17	78.5	41	7.83		2.5	
	1450	3.75	1.04	20.5	23	0.91	1.5	2.0	
		6.3	1.74	20	32	1.07		2.0	
		7.5	2.08	19.5	35	1.14		2.5	
IS65-50-125	2900	15	4.17	21.8	58	1.54	3	2.0	
		25	6.94	20	69	1.97		2.5	
		30	8.33	18.5	68	2.22		3.0	
	1450	7.5	2.08	5.35	53	0.21	0.55	2.0	
		12.5	3.47	5	64	0.27		2.0	
		15	4.17	4.7	65	0.30		2.5	
IS65-50-160	2900	15	4.17	35	54	2.65	5.5	2.0	37
		25	6.94	32	65	3.35		2.0	
		30	8.33	30	66	3.71		2.5	
	1450	7.5	2.08	8.8	50	0.36	0.75	2.0	
		12.5	3.47	8.0	60	0.45		2.0	
		15	4.17	7.2	60	0.49		2.5	
IS65-40-200	2900	15	4.17	53	49	4.42	7.5	2.0	48
		25	6.94	50	60	5.67		2.0	
		30	8.33	47	61	6.29		2.5	
	1450	7.5	2.08	13.2	43	0.63	1.1	2.0	
		12.5	3.47	12.5	55	0.77		2.0	
		15	4.17	14.8	57	0.85		2.5	
IS65-40-250	2900	15	4.17	82	37	9.05	15	2.0	
		25	6.91	80	50	10.89		2.0	
		30	8.33	78	53	12.02		2.5	
	1450	7.5	2.08	21	35	1.23	2.2	2.0	
		12.5	3.47	20	46	1.48		2.0	
		15	4.17	19.4	48	1.65		2.5	

(续表)

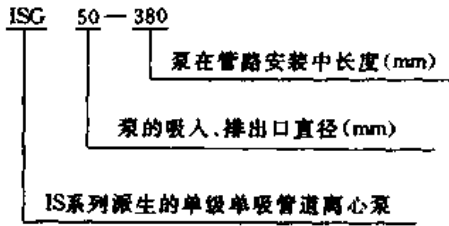
型号	转速 n (r/min)	流量 Q		扬程 H (m)	效率 η (%)	功率(kW)		必须气蚀余量 (NPSH) r (m)	泵重量 (kg)
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率	电机功率		
IS65-40-315	2900	15	4.17	127	28	18.5	3.0	2.5	
		25	6.94	125	40	21.3		2.5	
		30	8.33	123	44	22.8		3.0	
	1450	7.5	2.08	32.3	25	2.63	4	2.5	
		12.5	3.47	32.0	37	2.94		2.5	
		15	4.17	31.7	41	3.16		3.0	
IS80-65-125	2900	30	8.33	22.5	64	2.87	5.5	3.0	
		50	13.9	20	75	3.63		3.0	
		60	16.7	18	74	3.98		3.5	
	1450	15	4.17	5.6	55	0.42	0.75	2.5	
		25	6.94	5	71	0.48		2.5	
		30	8.33	4.5	72	0.51		3.0	
IS80-65-160	2900	30	8.33	36	61	4.82	7.5	2.5	41
		50	13.9	32	73	5.97		2.5	
		60	16.7	29	72	6.59		3.0	
	1450	15	4.17	9	55	0.67	1.5	2.5	
		25	6.94	8	69	0.79		2.5	
		30	8.33	7.2	68	0.86		3.0	
IS80-50-200	2900	30	8.33	53	55	7.87	15	2.5	51
		50	13.9	50	69	9.87		2.5	
		60	16.7	47	71	10.8		3.0	
	1450	15	4.17	13.2	51	1.06	2.2	2.5	
		25	6.94	12.5	65	1.31		2.5	
		30	8.33	11.8	67	1.44		3.0	
IS80-50-250	2900	30	8.33	84	52	13.2	22	2.5	87
		50	13.9	80	63	17.3		2.5	
		60	16.7	75	64	19.2		3.0	
	1450	15	4.17	21	49	1.75	3	2.5	
		25	6.94	20	60	2.27		2.5	
		30	8.33	18.8	61	2.52		3.0	
IS80-50-315	2900	30	8.33	128	41	25.5	37	2.5	
		50	13.9	125	54	31.5		2.5	
		60	16.7	123	57	35.3		3.0	
	1450	15	4.17	32.5	39	3.4	5.5	2.5	
		25	6.94	32	52	4.19		2.5	
		30	8.33	31.5	56	4.6		3.0	
IS100-80-125	2900	60	16.7	24	67	5.86	11	4.0	50
		100	27.8	20	78	7.00		4.5	
		120	33.3	16.5	74	7.28		5.0	
	1450	30	8.33	6	64	0.77	1.5	2.5	
		50	13.9	5	75	0.91		2.5	
		60	16.7	4	71	0.92		3.0	
IS100-80-160	2900	60	16.7	36	70	8.42	15	3.5	82.5
		100	27.8	32	78	11.2		4.0	
		120	33.3	28	75	12.2		5.0	
	1450	30	8.33	9.2	67	1.12	2.2	2.0	
		50	13.9	8.0	75	1.45		2.5	
		60	16.7	6.8	71	1.57		3.5	

(续表)

型号	转速 n (r/min)	流量 Q		扬程 H (m)	效率 η (%)	功率(kW)		必须气蚀余量 (NPSH) _r (m)	泵重量 (kg)
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率	电机功率		
IS100-65-200	2900	60	16.7	54	65	13.6	22	3.0	83
		100	27.8	50	76	17.9		3.6	
		120	33.3	47	77	19.9		4.8	
	1450	30	8.33	13.5	60	1.84	4	2.0	
		50	13.9	12.5	73	2.33		2.0	
		60	16.7	11.8	74	2.61		2.5	
IS100-65-250	2900	60	16.7	87	61	23.4	37	3.5	108
		100	27.8	80	72	30.3		3.8	
		120	33.3	74.5	73	33.3		4.8	
	1450	30	8.33	21.3	55	3.16	5.5	2.0	
		50	13.9	20	68	4.00		2.0	
		60	16.7	19	70	4.44		2.5	
IS100-65-315	2900	60	16.7	133	55	39.6	75	3.0	
		100	27.8	125	66	51.6		3.6	
		120	33.3	118	67	57.5		4.2	
	1450	30	8.33	34	51	5.44	11	2.0	
		50	13.9	32	63	6.92		2.0	
		60	16.7	30	64	7.67		2.5	
IS125-100-200	2900	120	33.3	57.5	67	28.0	45	4.5	96
		200	55.5	50	81	33.6		4.5	
		240	66.7	44.5	80	36.4		5.0	
	1450	60	16.7	14.5	62	3.83	7.5	2.5	
		100	27.8	12.5	76	4.48		2.5	
		120	33.3	11.0	75	4.49		3.0	
IS125-100-250	2900	120	33.3	87	66	43.0	75	3.8	
		200	55.6	80	78	55.9		4.2	
		240	66.7	72	75	62.8		5.0	
	1450	60	16.7	21.5	63	5.59	11	2.5	
		100	27.8	20	76	7.17		2.5	
		120	33.3	18.5	77	7.84		3.0	
IS125-100-315	2900	120	33.3	132.5	60	72.1	110	4.0	
		200	55.6	125	75	90.8		4.5	
		240	66.7	120	77	101.9		5.0	
	1450	60	16.7	33.5	58	9.4	15	2.5	
		100	27.8	32	73	11.9		2.5	
		120	33.3	30.5	74	13.5		3.0	
IS125-100-400	1450	60	16.7	52	53	16.1	30	2.5	
		100	27.8	50	65	21.0		2.5	
		120	33.3	48.5	67	23.6		3.0	
IS150-125-250	1450	120	33.3	22.5	71	0.4	18.5	3.0	
		200	55.6	20	81	13.5		3.0	
		240	66.7	17.5	78	14.7		3.5	
IS150-125-315	1450	120	33.3	34	70	15.86	30	2.5	
		200	55.6	32	79	22.08		2.5	
		240	66.7	29	80	23.71		3.0	
IS150-125-400	1450	120	33.3	53	62	27.9	45	2.0	
		200	55.6	50	75	36.3		2.8	
		240	66.7	46	74	40.6		3.5	

液体,主要性能范围为:流量 $Q: 18 \sim 450\text{m}^3/\text{h}$, 扬程: $22 \sim 650\text{m}$ 。液体最高温度不超过 80°C 。

④ 管道泵



2) 单台水泵的工作特性。

① 水泵的性能曲线。离心水泵主要是由水泵叶轮在运转中使进入水泵壳体的水沿切线方向进入流道。因此与离心风机具有相似的性能曲线。同样离心水泵的流量—扬程曲线($G-H$ 曲线)一般也有三种类型如图 3-40 所示。

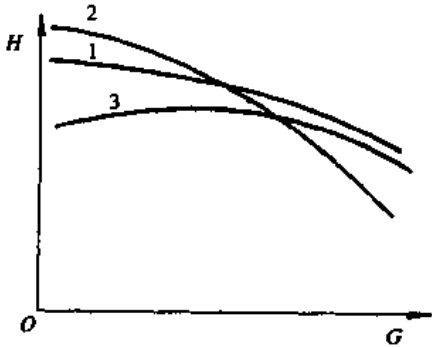


图 3-40 三种不同的 $G-H$ 曲线
1—平坦型;2—陡降型;3—驼峰型

平坦型——流量变化很大时,能保持基本恒定的压头。

陡降型——流量变化时,压头的变化相对较大。

驼峰型——当流量自零逐渐增加时,相应的压头最初上升,达到最高值后开始下降。此种类型的泵,在一定运行的条件下可能出现不稳定工作。

常用的单级单吸离心泵的性能曲线如图 3-41 所示。

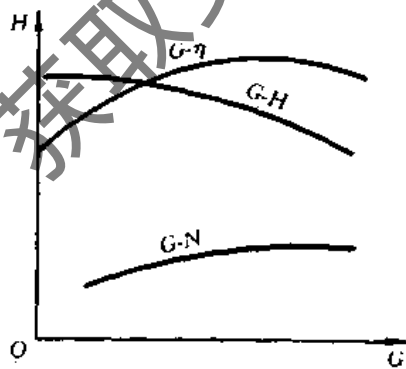


图 3-41 单级单吸离心泵的性能曲线

② 水泵的流量、扬程、轴功率和转速之间的关系为:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (3-25)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad (3-26)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3; \quad (3-27)$$

式中 G_1, H_1, N_1 ——叶轮转速为 n_1 (r/min) 时的流量 (m^3/h)、扬程 (m) 和功率 (kW);
 G_2, H_2, N_2 ——叶轮转速为 n_2 时水泵的流量、扬程和轴功率。

3) 管路的特性曲线。水泵总是与一定的管路相连接的,在管路系统中,水泵的工作状况不仅决定于其本身的性能,还与管路系统的状况有关。图 3-42 所示为管路特性曲线与泵的工作点。

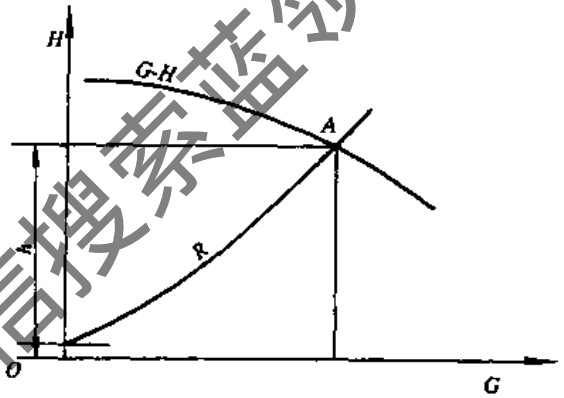


图 3-42 水泵在管路系统中的工作点

$G-H$ 为水泵的性能曲线, R 为管路性能曲线, $G-H$ 曲线与 R 曲线的交点 A , 即为水泵在管路系统中的工作状态点。

4) 水泵的轴功率 N_2 (kW)。

$$N_2 = \frac{\rho \cdot G \cdot H}{102 \eta}; \quad (3-28)$$

水泵电动机功率

$$N_1 = K_A \cdot \frac{\rho G H}{102 \eta} = K_A N_2. \quad (3-29)$$

式中 ρ ——水的密度 (kg/m^3);
 g ——重力加速度 ($9.81\text{m}/\text{s}^2$);
 G ——水泵所输送液体的流量 (m^3/h);
 H ——水泵的扬程 (m);
 K_A ——电机容量安全系数 (见表 3-11);
 η ——水泵的效率,一般为 $0.5 \sim 0.6$ 。

5) 水泵允许的吸上真空高度。在水泵的产品样本中所给出的允许吸上真空高度是指在水温为 20°C , 水面的大气压为一个标准大气压的标准状态运行条件下,泵可能有的最大值。如果水泵处在非标准状态下工作,水泵的允许吸上真空度 H_s' (m) 为:

$$H_s' = H_s - \left(10.33 - \frac{P_g}{\rho g}\right) + \left(0.24 - \frac{P_z}{\rho g}\right). \quad (3-30)$$

式中 P_g ——水泵工作地区的实际大气值 (Pa);

表 3-11 电动机容量安全系数

水泵轴功率(kW)	<1.0	1~2	2~5	5~10	10~25	25~60	60~100	>100
K_A	1.7	1.7~1.5	1.5~1.3	1.3~1.25	1.25~1.15	1.15~1.10	1.10~1.08	1.08~1.05

表 3-12 不同水温时的饱和蒸汽压力

水温(°C)	0	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
饱和蒸汽压力(kPa)	0.6	0.9	1.2	1.7	2.4	4.3	7.5	12.5	20.2	31.7	48.2	71.4	103.3

表 3-13 不同海拔高度的大气压力

海拔高程(m)	-600	0	100	200	300	400	500	600
大气压力(MPa)	0.113	0.103	0.102	0.101	0.100	0.098	0.097	0.096
海拔高程(m)	700	800	900	1000	1500	2000	3000	4000
大气压力(MPa)	0.095	0.094	0.093	0.092	0.086	0.084	0.073	0.063

p_2 ——不同水温下的汽化压力 (Pa) (表 3-12)。不同海拔高度的大气压力见表 3-13。

6) 水泵的比转数 n_s 。水泵的比转数 n_s 表示水泵的工作参数 G 、 H 和 n 之间的关系的一个综合性数据。即当水泵在最高效率下运行时, 如果通过的流量是 $G = 0.075\text{m}^3/\text{s}$, 产生的扬程为 $H = 9.807\text{kPa}$ (或 $1\text{mH}_2\text{O}$) 此时水泵的比转数在数值上等于其自身的转速 n 。即 $n_s = n$, 于是对于单级单吸水泵则有:

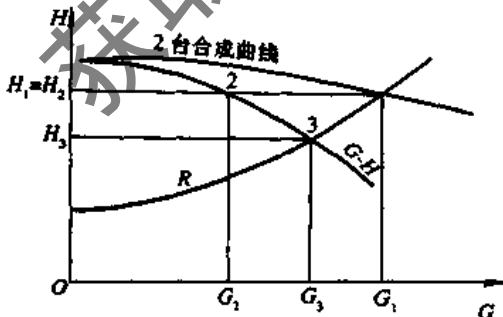
$$n_s = 20.24n \frac{G^{0.15}}{H^{0.75}} \quad (3-31)$$

用米制作单位时: $n_s = 3.65n \frac{G^{0.5}}{H^{0.75}}$,

式中 G 、 H 、 n ——水泵的流量 m^3/s (如果为双吸泵时, 以 $\frac{G}{2}$ 计), 压头 kPa (用米制单位时为 mH_2O , 对于多级泵以 p/i 代入, i 为级数), 转速 r/min 。

7) 水泵的联合运行。

① 管路系统中两台同类型水泵的并联工作。两台同类型水泵并联工作时, 其合成的性能特征(压头)不变, 流量增加, 如图 3-43 所示。其合成性能曲线与管路性能曲线的交点, 即为水泵并联后的工作点。此时每台水泵的工作参数由 2 点表示, 它工作时的水泵扬程为 $H_2 = H_1 =$ 联合运行扬程。工作流量是系统流量的一半。即



R-管路性能曲线 G-H-单台泵性能曲线

图 3-43 两台同类型泵的并联运行

$$G_2 = \frac{1}{2} G_1。$$

当并联的两台水泵只有一台工作时, 其工作点变为 3, 此时则有 $G_3 > G_2$, 但 $G_3 < G_1$ (即小于两台泵工作时的流量)。这说明在两台同类型水泵并联工作时, 每一台水泵的工作流量降低, 这是由于水泵并联工作后, 系统内水的流量增加, 因而水阻力加大, 导致水泵必须提高扬程, 使其流量降低。

② 管路系统中两台同类型水泵的串联运行。两台同类型水泵串联运行时, 其合成的性能特征是流量不变, 扬程增加。如图 3-44 所示。它与管路特性曲线的交点 1 即为串联水泵的工作点。此时每台水泵的工作点为 2, 它的工作流量即串联水泵的工作流量 $G_2 = G_1$, 工作压头(扬程)是串联工作时的一半, 即 $H_2 = \frac{1}{2} H_1$ 。

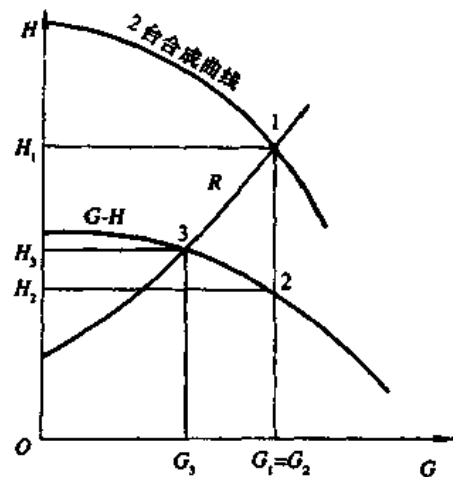


图 3-44 两台同类型泵的串联运行

当两台串联水泵只运行一台时, 其工作点变为 3 点。此时有 $H_3 > H_2$, 但 $H_3 < H_1$ 。这说明水泵串联工作时, 每台水泵的工作流量有些增加, 但同时压头却要降低。

8) 其他泵。

① TSW、TSWA 型分段式多级离心泵。TSW、TSWA 型泵为分段式多级单吸入离心清水泵。其流量为

15~191m³/h,扬程为14~120mH₂O。该类泵为卧式、单吸、分段式多级离心泵。吸入口为水平方向,吐出口为垂直方向,用拉紧螺栓将吸入段、中段、吐出段联接成一体。

TSWA型离心泵表示方法:

例:100TSWA×4

100——泵的吸入口直径 mm;

T——透平式;

S——单吸泵;

A——第一次更新;

4——泵的级数(即泵的叶轮数)。

TSW型分段式多级离心泵的性能见表3-14。

TSWA型分段式多级离心泵的性能见表3-15。

表 3-14 TSW型分段式多级离心泵性能

泵型号	级数	流量 Q		扬程 H (m)	转速 n (r/min)	功率 N		效率 η (%)	允许吸上真空高度 H _s (m)	叶轮直径 D ₂ (mm)	泵重量 W (kg)
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率 (kW)	电机功率 (kW)				
50TSW	2	15	4.17	20	1450	1.48	3	55	7.6	182	122
		18	5	18.4		1.58		57	6.8		
		22	6.1	14		1.68		50	5		
	3	15	4.17	30	1450	2.22	5.5	55	7.6	182	140
		18	5	27.6		2.37		57	6.8		
		22	6.1	21		2.52		50	5		
	4	15	4.17	40	1450	2.96	5.5	55	7.6	182	158
		18	5	36.8		3.16		57	6.8		
		22	6.1	28		3.36		50	5		
	5	15	4.17	50	1450	3.7	7.5	55	7.6	182	177
		18	5	46		3.95		57	6.8		
		22	6.1	35		4.2		50	5		
	6	15	4.17	60	1450	4.44	7.5	55	7.6	182	194
		18	5	55.2		4.74		57	6.8		
		22	6.1	42		5.04		50	5		
	7	15	4.17	70	1450	5.18	7.5	55	7.6	182	215
		18	5	64.4		5.58		57	6.8		
		22	6.1	49		5.88		50	5		
	8	15	4.17	80	1450	5.92	11	55	7.6	182	234
		18	5	73.6		6.32		57	6.8		
		22	6.1	56		6.72		50	5		
	9	15	4.17	90	1450	6.66	11	55	7.6	182	251
		18	5	82.8		7.11		57	6.8		
		22	6.1	63		7.56		50	5		
75TSW	2	30	8.33	25	1450	3.14	5.5	65	7	206	162
		36	10	22.9		3.36		66	6.7		
		42	11.65	19		3.46		63	6.2		
	3	30	8.33	37.5	1450	4.71	7.5	65	7	206	179
		36	10	33.9		5.04		66	6.7		
		42	11.65	28.5		5.19		63	6.2		
	4	30	8.33	50	1450	6.28	11	65	7	206	214
		36	10	45.2		6.72		66	6.7		
		42	11.65	38		6.92		63	6.2		
	5	30	8.33	62.5	1450	7.85	11	65	7	206	240
		36	10	56.5		8.4		66	6.7		
		42	11.65	47.5		8.65		63	6.2		
	6	30	8.33	75	1450	9.42	18.5	65	7	206	265
		36	10	67.8		10.08		66	6.7		
		42	11.65	57		10.38		63	6.2		
	7	30	8.33	87.5	1450	10.99	18.5	65	7	206	281
		36	10	79.1		11.76		66	6.7		
		42	11.65	66.5		12.11		63	6.2		
	8	30	8.33	100	1450	12.56	22	65	7	206	315
		36	10	90.4		13.44		66	6.7		
		42	11.65	76		13.84		63	6.2		

(续表)

泵型号	级数	流量 Q		扬程 H (m)	转速 n (r/min)	功率 N		效率 η (%)	允许吸上真空高度 H_s (m)	叶轮直径 D_2 (mm)	泵重量 W (kg)
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率 (kW)	电机功率 (kW)				
	9	30	8.33	112.5	1450	14.13	22	65	7	206	344
		36	10	101.7		15.12		66	6.7		
		42	11.65	85.5		15.57		63	6.2		
100TSW	2	62	17.2	32.4	1450	8	11	68.5	7	228	280
		69	19.2	31.2		8.4		70	6.6		
		80	22.2	28		8.8		69	6		
	3	62	17.2	48.6	1450	12	22	68.5	7	228	328
		69	19.2	46.8		12.6		70	6.6		
		80	22.2	42		13.2		69	6		
	4	62	17.2	64.8	1450	16	22	68.5	7	228	371
		69	19.2	62.4		16.8		70	6.6		
		80	22.2	56		17.6		69	6		
	5	62	17.2	81	1450	20	30	68.5	7	228	417
		69	19.2	78		21		70	6.6		
		80	22.2	70		22		69	6		
	6	62	17.2	97.2	1450	24	37	68.5	7	228	491
		69	19.2	93.6		25.2		70	6.6		
		80	22.2	84		26.4		69	6		
	7	62	17.2	113.4	1450	28	37	68.5	7	228	536
		69	19.2	109.2		29.4		70	6.6		
		80	22.2	98		30.8		69	6		
	8	62	17.2	129.6	1450	32	45	68.5	7	228	583
		69	19.2	124.8		33.6		70	6.6		
		80	22.2	112		35.2		69	6		
	9	62	17.2	145.8	1450	36	55	68.5	7	228	624
		69	19.2	140.4		37.8		70	6.6		
		80	22.2	126		39.6		69	6		
125TSW	2	105	29.2	44	1450	17.74	22	71		268	435
		124	34.5	42		19.44		73			
		142	39.5	36.4		20.2		70			
	3	105	29.2	66	1450	26.61	30	71		268	520
		124	34.5	63		29.16		73			
		142	39.5	54.6		30.3		70			
	4	105	29.2	88	1450	35.48	45	71		268	605
		124	34.5	84		38.88		73			
		142	39.5	72.8		40.4		70			
	5	105	29.2	110	1450	44.35	55	71		268	690
		124	34.5	105		48.6		73			
		142	39.5	91		50.5		70			
	6	105	29.2	132	1450	53.22	75	71		268	775
		124	34.5	126		58.32		73			
		142	39.5	109.2		60.6		70			
	7	105	29.2	154	1450	62.09	75	71		268	860
		124	34.5	147		68.04		73			
		142	39.5	127.4		70.7		70			
	8	105	29.2	176	1450	70.96	100	71		268	945
		124	34.5	168		77.76		73			
		142	39.5	145.6		80.8		70			
	9	105	29.2	198	1450	79.83	100	71		268	1030
		124	34.5	189		87.48		73			
		142	39.5	163.8		90.9		70			

(续表)

泵型号	级数	流量 Q		扬程 H (m)	转速 n (r/min)	功率 N		效率 η (%)	允许吸上 真空高度 H_s (m)	叶轮直径 D_2 (mm)	泵重量 W (kg)
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率 (kW)	电机功率 (kW)				
150TSW	2	126	35	58	1450	28.4	45	70	6.9	302	595
		162	45	52		32.2		71	6.4		
		180	50	47		34.4		67	5.7		
	3	126	35	87	1450	42.6	75	70	6.9	302	710
		162	45	78		48.3		71	6.4		
		180	50	70.5		51.6		67	5.7		
	4	126	35	116	1450	56.8	90	70	6.9	302	825
		162	45	104		64.4		71	6.4		
		180	50	94		68.8		67	5.7		
	5	126	35	146	1450	71	110	70	6.9	302	940
		162	45	130		80.5		71	6.4		
		180	50	117.5		86		67	5.7		
	6	126	35	174	1450	85.2	115	70	6.9	302	1055
		162	45	156		96.6		71	6.4		
		180	50	141		103.2		67	5.7		
	7	126	35	203	1450	99.4	135	70	6.9	302	1170
		162	45	182		112.7		71	6.4		
		180	50	164.5		120.4		67	5.7		
	8	126	35	232	1450	113.6	155	70	6.9	302	1285
		162	45	208		128.8		71	6.4		
		180	50	187		137.6		67	5.7		
	9	126	35	261	1450	127.8	180	70	6.9	302	1400
		162	45	234		144.9		71	6.4		
		180	50	210.5		154.8		67	5.7		

表 3-15 TSWA 型分段式多级离心泵性能

泵型号	级数	流量 Q		扬程 H (m)	转速 n (r/min)	功率 N		效率 η (%)	允许吸上 真空高度 H_s (m)	叶轮直径 D_2 (mm)	汽蚀余量 Δh (m)
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率 (kW)	电机功率 (kW)				
50TSWA	2	15	4.17	20	1450	1.28	2.2	64	7.6		
		18	5	18.4		1.36		66	7.2		
		22	6.1	16.8		1.55		65	6.5		
	3	15	4.17	30	1450	1.92	3	64	7.6		
		18	5	27.6		2.05		66	7.5		
		22	6.1	25.2		2.32		65	6.5		
	4	15	4.17	40	1450	2.55	4	64	7.6		
		18	5	36.8		2.73		66	7.2		
		22	6.1	33.6		3.09		65	6.5		
	5	15	4.17	50	1450	3.19	5.5	64	7.6		
		18	5	46		3.42		66	7.2		
		22	6.1	42		3.87		65	6.5		
	6	15	4.17	60	1450	3.83	5.5	64	7.6		
		18	5	55.2		4.09		66	7.2		
		22	6.1	58.4		4.65		65	6.5		
	7	15	4.17	70	1450	4.46	7.5	64	7.6		
		18	5	64.4		4.78		66	7.2		
		22	6.1	58.8		5.42		65	6.5		
	8	15	4.17	80.0	1450	5.1	7.5	64	7.6		
		18	5	73.6		5.47		66	7.2		
		22	6.1	67.2		6.19		65	6.5		

(续表)

泵型号	级数	流量 Q		扬程 H (m)	转速 n (r/min)	功率 N		效率 η (%)	允许吸上 真空高度 H_g (m)	叶轮直径 D_2 (mm)	汽蚀余量 Δh (m)
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率 (kW)	电机功率 (kW)				
75T5WA	9	15	4.17	90	1450	5.74	7.5	64	7.6		
		18	5	82.8		6.14		66	7.2		
		22	6.1	75.6		6.97		65	6.5		
	2	30	8.33	25	1450	3.00	5.5	68	7.3	200	
		36	10	23		3.22		70	7.0		
		42	11.65	20		3.36		68	6.5		
	3	30	8.33	37.5	1450	4.5	7.5	68	7.3	200	
		36	10	34.5		4.83		70	7.0		
		42	11.65	30		5.04		68	6.5		
	4	30	8.33	50	1450	6	11	68	7.3	200	
		36	10	46		6.44		70	7.0		
		42	11.65	40		6.72		68	6.5		
	5	30	8.33	62.5	1450	7.5	11	68	7.3	200	
		36	10	57.5		8.05		70	7.0		
		42	11.65	50		8.4		68	6.5		
	6	30	8.33	75	1450	9	15	68	7.3	200	
		36	10	69		9.66		70	7.0		
		42	11.65	60		10.08		68	6.5		
	7	30	8.33	87.5	1450	10.5	15	68	7.3	200	
		36	10	80.5		11.27		70	7.0		
		42	11.65	70		11.76		68	6.5		
	8	30	8.33	100	1450	12	18.5	68	7.3	200	
		36	10	92		12.88		70	7.0		
		42	11.65	80		13.44		68	6.5		
	9	30	8.33	112.5	1450	13.5	18.5	68	7.3	200	
		36	10	103.5		14.49		70	7.0		
		42	11.65	90		15.12		68	6.5		
100T5WA	2	62	17.2	32.4	1450	7.65	11	71.5	7.3		
		69	19.2	31.2		8.03		73	7		
		80	22.2	28		8.59		71	6.2		
	3	62	17.2	48.6	1450	11.48	15	71.5	7.3		
		69	19.2	46.8		12.05		73	7		
		80	22.2	42		12.89		71	6.2		
	4	62	17.2	64.8	1450	15.3	18.5	71.5	7.3		
		69	19.2	62.4		16.06		73	7		
		80	22.2	56		17.18		71	6.2		
	5	62	17.2	81	1450	19.13	30	71.5	7.3		
		69	19.2	78		20.08		73	7		
		80	22.2	70		21.48		71	6.2		
	6	62	17.2	97.2	1450	22.95	30	71.5	7.3		
		69	19.2	93.6		24.09		73	7		
		80	22.2	84		25.78		71	6.2		
	7	62	17.2	113.4	1450	26.78	37	71.5	7.3		
		69	19.2	109.2		28.11		73	7		
		80	22.2	98		30.07		71	6.2		
	8	62	17.2	129.6	1450	30.61	45	71.5	7.3		
		69	19.2	124.8		32.12		73	7		
		80	22.2	112		34.37		71	6.2		
	9	62	17.2	145.8	1450	34.43	45	71.5	7.3		
		69	19.2	140.4		36.14		73	7		
		80	22.2	126		38.66		71	6.2		

(续表)

泵型号	级数	流量 Q		扬程 H (m)	转速 n (r/min)	功率 N		效率 η (%)	允许吸上 真空高度 H_s (m)	叶轮直径 D_2 (mm)	汽蚀余量 Δh (m)	
		(m ³ /h)	(L/s)			轴功率 (kW)	电机功率 (kW)					
I25T5WA	2	72	20	46	1450	12.8	22	70	7.2	268		
		90	25	43.2		14.4		74				6.8
		108	30	40		15.6		75.5				6.2
	3	72	20	69	1450	19.2	30	70	7.2	268		
		90	25	64.8		21.6		74				6.8
		108	30	60		23.4		75.5				6.2
	4	72	20	92	1450	25.6	45	70	7.2	268		
		90	25	86.4		28.8		74				6.8
		108	30	80		31.2		75.5				6.2
5	72	20	115	1450	32	55	70	7.2	268			
	90	25	108		36		74				6.8	
	108	30	100		39		75.5				6.2	
6	72	20	138	1450	38.4	75	70	7.2	268			
	90	25	129.6		43.2		74				6.8	
	108	30	120		46.8		75.5				6.2	
7	72	20	161	1450	44.8	75	70	7.2	268			
	90	25	151.2		50.4		74				6.8	
	108	30	140		54.6		75.5				6.2	
8	72	20	184	1450	51.2	90	70	7.2	268			
	90	25	172.8		57.6		74				6.8	
	108	30	160		62.4		75.5				6.2	
9	72	20	207	1450	57.6	90	70	7.2	268			
	90	25	194.4		64.8		74				6.8	
	108	30	180		70.2		75.5				6.2	
I50T5WA	3	119	33	97.4	1480	43.5	75	72.6	2.1			
		155	43	90		49.3		77				2.5
		191	53	82.3		54.3		78.8				3.5
	4	119	33	129.9	1480	58	90	72.6	2.1			
		155	43	120		65.8		77				2.5
		191	53	109.7		72.4		78.8				3.5
	5	119	33	162.3	1480	72.4	110	72.6	2.1			
		155	43	150		82.2		77				2.5
		191	53	137.2		90.6		78.8				3.5
	6	119	33	194.8	1480	87	135	72.6	2.1			
		155	43	180		98.7		77				2.5
		191	53	164.6		108.7		78.8				3.5
	7	119	33	227.3	1480	101.5	155	72.6	2.1			
		155	43	210		115.1		77				2.5
		191	53	192		126.7		78.8				3.5
	8	119	33	259.7	1480	115.9	180	72.6	2.1			
		155	43	240		131.6		77				2.5
		191	53	219.5		144.9		78.8				3.5
9	119	33	292.2	1480	130.4	180	72.6	2.1				
	155	43	270		148		77				2.5	
	191	53	246.9		163		78.8				3.5	

② BG 型管道离心泵。管道泵用于空调系统中,具有:泵的体积小,重量轻,且进水管口均在一直线上,因此可以直接安装于直线管道中,具有安装方便,占地面积小,采用机械密封,其性能好,运行时不易泄漏,效率高,耗电少,噪声低等特点。

BG 型管道离心泵的性能范围为:

流量:2.5~25m³/h,

扬程:4~20mH₂O。

BG 型管道泵的型号表示为:

例:BG50—20A

50——管道泵的入、出口道直径(mm);

20——泵设计点扬程(mH₂O);

A——泵叶轮直径经第一次切割。

BG 型管道离心泵的性能见表 3-16。

BG 型管道离心泵外形和安装尺寸图见图 3-45。

BG 型管道离心泵外形和安装尺寸见表 3-17。

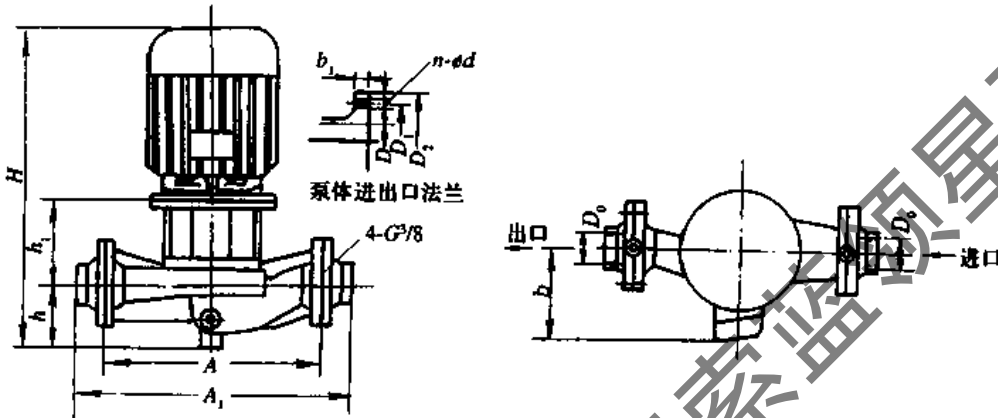


图 3-45 BG 型泵外形和安装尺寸

表 3-16 BG 型管道离心泵性能

泵型号	流量 Q		扬程 H (m)	转速 n (r/min)	功率 V		效率 η (%)	允许吸上真空高度 H _s (m)	汽蚀余量 Δh (m)	叶轮直径 D ₂ (mm)	泵重量 W (kg)
	(m ³ /h)	(L/s)			轴功率 (kW)	电机功率 (kW)					
BG40-8	4.8	1.33	9.6	2800	0.26	0.37	46	5.3	-	92	
	6.0	1.67	9.3		52		6				
	7.2	2.00	8.8		55		3.0				
BG40-12	3.8	1.07	13.6	2800	0.38	0.75	38	7.6	-	108	
	6.0	1.67	12.5		44		7.0				
	7.7	2.14	10.4		42		7.0				
BG50-12	10	2.78	13.8	2830	0.66	1.1	57	7.3		112	14
	12.5	3.47	13.2		60		7.5				
	15	4.17	12.7		62		7.5				
BG50-20	10	2.78	23	2860	1.25	2.2	50	7.3		138	14
	12.5	3.47	22.5		55		7.3				
	15	4.17	21		58		7.0				
BG50-20A	9.6	2.67	18.3	2860	0.89	2.2	50	7.3		125	14
	12	3.33	17.7		55		7.3				
	14.5	4.03	16.6		58		7.0				
BG65-20	17.5	4.86	22.5	2880	1.85	3	58	8.0		140	22
	24.5	6.8	22		66		7.5				
	30	8.33	21		69		7.0				
BG65-20A	17.5	4.86	16	2880	1.53	2.2	58	8.0		125	22
	21.5	6.19			66		7.5				
	26.0	7.44			68		7.1				

表 3-17 BG 型泵外形和安装尺寸(mm)

泵型号	泵外形和安装尺寸						进、出口法兰						结构形式	轴封型号	电机	
	A	A ₁	h	h ₁	H	b	D	D ₀	D ₁	D ₂	n-φd	b ₁			型号	功率
BG40-8	270	326	93	143	432	<95	40	G1½"	φ100	φ130	4-14	16	甲型	D20	1AD7112/T2	370W
BG40-12	270	326	89	143	461	<95	40	G1½"	φ100	φ130	4-14	16	甲型	D20	1AD7132/T2	750W
BG50-12	350	410	103	129	507	<140	50	G2"	φ110	φ140	4-14	16	乙型	D20	JO2-12-2/T2	1.1kW
BG50-20	370	430	93	152	555	<155	50	G2"	φ110	φ140	4-14	16	乙型	D20	JO2-22-2/T2	2.2kW
BG50-20A	370	430	93	152	555	-	50	G2"	φ110	φ140	4-14	16	乙型	D20	JO2-21-2/T2	1.5kW
BG65-20	452	516	113	152	595	<180	65	G2½"	φ130	φ160	4-14	16	乙型	D20	JO2-31-2/T2	3kW
BG65-20A	452	516	113	152	575	<155	65	G2½"	φ130	φ160	4-14	16	乙型	D20	JO2-22-2/T2	2.2kW

注: 1. 370W 电机根据用户需要也可供应单相 200V 电机(1BO7112/T2)。

2. 1.1kW 以上电机可供应防爆电机。

3. 生产厂:北京水泵厂。

③ ISG、IRG 型单级单吸清水、热水管道泵。ISG 型管道泵是采用 ISO2858 国际标准设计的一种立式管道泵,它是采用 IS 型离心泵的性能参数和常规管道泵的独特结构设计而成的。是有效率高、吸程好、体积小、安装方便、运行平衡、无渗漏、噪声低的特点,适用于输送介质

的温度≤80℃。流量范围为 1.5~400m³/h。

IRG 型管道泵与 ISG 管道泵具有相同的特点,只是该泵输送介质的温度可达 120℃。

ISG 型管道泵的性能见表 3-18。

表 3-18 ISG 型单级单吸清水管道泵性能表

型号规格	流量(m ³ /h)	扬程(m)	吸程(m)	型号规格	流量(m ³ /h)	扬程(m)	吸程(m)
ISG15-80	1.5	8	5	ISG65-200	25	50	7
ISG20-110	2.5	1.5	5	ISG65-250	25	80	7
ISG20-160	2.5	32	7	ISG80-100	50	12.5	7
ISG25-110	4	15	7	ISG80-125	50	20	7
ISG25-125	4	20	7	ISG80-160	50	32	7
ISG25-160	4	32	7	ISG80-200	50	50	7
ISG32-125	5	20	7	ISG80-250	50	80	7
ISG40-100	6.3	12.5	7	ISG100-100	100	12.5	7
ISG40-125	6.3	20	7	ISG100-125	100	20	7
ISG40-160	6.3	32	7	ISG100-160	100	32	7
ISG40-200	6.3	50	7	ISG100-200	100	50	7
ISG40-250	6.3	80	7	ISG100-250	100	80	7
ISG50-100	12.5	12.5	7	ISG150-200	200	12.5	7
ISG50-125	12.5	20	7	ISG150-250	200	20	7
ISG50-160	12.5	32	7	ISG150-315	200	32	7
ISG50-200	12.5	50	7	ISG150-400	200	50	7
ISG50-250	12.5	80	7	ISG200-200	400	12.5	7
ISG65-100	25	12.5	7	ISG200-250	400	20	7
ISG65-125	25	20	7	ISG200-315	400	32	7
ISG65-160	25	32	7	ISG200-400	400	50	7

DRG 型系列低噪声热水泵 此型泵也属于单级单吸离心泵,转速为 1450r/min,输液温度为 0~100℃,系统压力 1.0MPa。

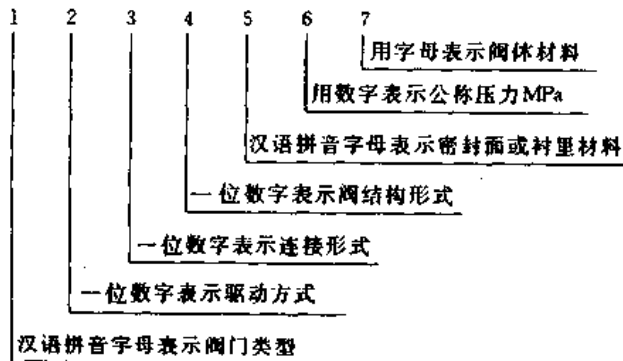
型号说明:例 DRG80-200-A
DRG——低噪声热水管道泵;
80——进出口直径(mm);

200——叶轮名义直径 (mm);

A——叶轮一次切削。

(3) 阀门。在空调系统中常用的阀门有截止阀、闸阀、止回阀、减压阀、安全阀、排气阀、疏水器等。

1) 阀门型号的意义。阀门的型号表示有七个单元组成,用来表示阀门的类别、驱动种类、连接型式和结构型式、密封面或衬里材料、公称压力及阀体材料。



2) 阀门类型代号(见表 3-19)。

表 3-19 阀门类型代号

类 型	代 号	类 型	代 号
闸 阀	Z	旋塞阀	X
截止阀	J	止回阀和底阀	H
节流阀	L	安全阀	A
球 阀	Q	减压阀	Y
蝶 阀	D	疏水阀	S
隔膜阀	G		

注: 低温(低于 -40℃)和保温(带加热套)的阀门,在类型代号前分别加“D”和“B”汉语拼音字母。

3) 阀门的驱动方式。对于手轮、手柄或扳手等直接驱动的阀门或自动阀门,则此项省略。在空调系统中常用的阀门,除电磁阀、电动调节阀外,一般多为手动阀。

4) 阀门的连接形式(见表 3-20)。

表 3-20 阀门连接形式代号

连接形式	代 号	连接形式	代 号
内螺纹	1	对 夹	7
外螺纹	2	卡 箍	8
法 兰	4	卡 套	9
焊 接	6		

注: 焊接包括对焊和承插焊。

5) 阀门的结构代号(表 3-21~表 3-30)。

表 3-21 闸阀结构形式代号

结 构 形 式			代 号	
明杆	模 式	弹性闸板		0
		刚性	单闸板	1
	双闸板		2	
	平行式		单闸板	3
			双闸板	4
	暗杆模式	单闸板	5	
双闸板		6		

表 3-22 截止阀和节流阀结构形式代号

结构形式		代号
直通式		1
角 式		4
直流式		5
平衡	直通式	6
	角 式	7
波纹管式		8

表 3-23 球阀结构形式代号

结构形式		代 号	
浮动	直通式		1
	L 型	三通式	4
	T 型		5
固定直通式		7	

表 3-24 旋塞阀结构形式代号

结构形式		代号
填 料	直通式	3
	T 型三通式	4
	四通式	5
油 封	直通式	7
	T 型三通式	8

表 3-25 止回阀和底阀结构形式代号

结构形式		代号
升 降	直通式	1
	立 式	2
旋 启	单瓣式	4
	多瓣式	5
	双瓣式	6

表 3-26 安全阀结构形式代号

结构形式			代号	
弹 簧	带散热片	全启式	0	
		微启式	1	
	封 闭	全启式		2
		带板手	双弹簧微启式	3
			全启式	4
			微启式	7
	不 封 闭	全启式	8	
		带控制机构	全启式	6
	杠杆式			5
	脉冲式			9

表 3-27 减压阀结构形式代号

结构形式	代号
薄膜式	1
弹簧薄膜式	2
活塞式	3
波纹管式	4
杠杆式	5

表 3-28 疏水阀结构形式代号

结构形式	代号
浮球式	1
钟形浮子式	5
脉冲式	8
热动力式	9

表 3-29 蝶阀结构形式代号

蝶阀结构形式	代号
杠杆式	0
垂直板式	1
斜板式	3

表 3-30 隔膜阀结构形式代号

隔膜阀结构形式	代号
屋脊式	1
截止式	3
闸板式	7

6) 密封面或衬里材料代号(表 3-31)。

表 3-31 阀座密封面或衬里材料代号

材料	代号	材料	代号
铜合金	T	渗氮钢	D
橡胶	X	硬质合金	Y
尼龙塑料	SN	衬胶	CJ
锡基轴承合金(巴氏合金)	B	衬铅	CQ
合金钢	H	搪瓷	TC
氟塑料	SA	渗硼钢	P

注:由阀体直接加工的阀座密封面材料代号用“W”表示;当阀座和阀瓣(闸板)密封面材料不同时,用低硬度材料代号表示(隔膜阀除外)。

7) 阀体材料代号(见表 3-32)。

表 3-32 阀体材料代号

材料	代号	材料	代号
HT25-47	Z	Cr5Mo	I
KT30-6	K	1Cr18Ni9Ti	P
QT40-15	Q	Cr18Ni12Mo2Ti	R
H62	T	12Cr1MoV	V
ZG25II	C		

注:PN≤1.6MPa的灰铸铁阀体和PN≥2.5MPa的碳素钢阀体,省略本代号。

对于PN<1.6MPa的灰铸铁阀门或PN≥2.5MPa的碳钢阀门则省略比较。

阀体上常用的标志含义:

阀体上常用的标志含义见表 3-33。

各种阀门的特点与用途:

1) 闸阀是由阀杆带动闸板,用于关断和全开的管路系统中。其特点是流动阻力小。闸阀分为平行闸板和楔形闸板;明杆及暗杆两种。明杆阀门的螺杆外露,开启时阀杆伸出手轮。但在使用中,闸板有时会产生脱落现象且不易发现。

2) 截止阀也是一种阀芯沿阀座中心升降的阀门,主要用于管路系统中流动介质的切断和流通,在某种程度上也可以起调节流量的作用。截止阀分为直通式、角式和直流式三种。也有明杆和暗杆之分。

3) 节流阀是通过阀芯的升降以改变通道截面来调节通过阀体的流体量,它也属于截止阀类,其阀芯大多采用圆锥形。主要用于流量的调节。

4) 球阀和旋塞基本上属于同一类阀门,它的阀芯为一带有孔道的球体。用球体绕阀体中心线的旋转来达到阀门的启、闭。在管道系统中主要作切断和迅速疏通用。

表 3-33 阀体上标志的含义

标志形式	阀门的规格及特性					
	阀门规格				阀门型式	介质流动方向
	公称通径 (mm)	公称压力 (kgf/cm ²)	工作压力 (kgf/cm ²)	介质温度 (℃)		
$\frac{P_G 40}{50} \rightarrow$	50	40			直通式	介质进口与出口的流动方向在同一或相平行的中心线上
$\frac{P_{S1} 100}{100} \rightarrow$	100		100	510		
$\frac{P_G 40}{50} \nearrow$	50	40			直角式	介质进口与出口的流动方向成 90°角
$\frac{P_{S1} 100}{100} \nearrow$	100		100	510		
$\frac{P_G 40}{50} \downarrow$	50	40				
$\frac{P_{S1} 40}{100} \downarrow$	100		100	510		介质作用在关闭件上

(续表)

标志形式	阀门的规格及特性					
	阀门规格				阀门型式	介质流动方向
	公称通径 (mm)	公称压力 (kgf/cm ²)	工作压力 (kgf/cm ²)	介质温度 (℃)		
$\frac{P_G 16}{50}$	50	16			三通式	介质具有几个流动方向
$\frac{P_S 100}{100}$	100		100	510		

注: $1\text{kgf/cm}^2 = 9.81 \times 10^4 \text{Pa}$ 。

其特点为阻力小,结构简单,密封性能好。

5) 减压阀是通过阀瓣的节流,将流动介质压力降低,并借阀后压力的直接作用使阀后压力自动保持在一定范围内。减压阀根据其结构的不同,分为薄膜式、弹簧薄膜式、活塞式、波纹管式和杠杆式等几种。

6) 安全阀主要用于排除管道及设备内超过规定压力值的介质,防止发生事故。主要有弹簧式和杠杆式两种。弹簧式是指阀瓣与阀座的密封靠弹簧的作用力,杠杆式则是靠杠杆和重锤的作用力。当介质压力超过规定数值时,介质对阀瓣的作用力大于弹簧或杠杆重锤的作用力时,使阀瓣开启,对管道或容器进行泄压,起到安全的作用。

7) 止回阀(又称单向阀),主要用于防止管道中介质的倒流。当介质倒流时,阀瓣能自动关闭,截断介质的流动,避免发生事故。止回阀主要有升降式和旋启式两类。

8) 疏水器(又称回水器)主要用于蒸汽设备和管路上。供排除冷凝水,防止蒸汽损耗和泄漏。根据其结构不同,主要有:热动力式、脉冲式、倒吊桶式、钟形浮子式和浮筒式等多种。浮桶式、吊桶式、浮球式都是利用水重气轻,使浮子上下启闭阀孔;热膨胀式、汽体膨胀式和隔膜式主要利用蒸汽比冷凝水温度高,使感温元件胀缩而控制阀门;热动力式则是利用蒸汽在流动中由于压差产生膨胀阻塞而使阀片关闭。

2. 汽水加热系统中应注意的问题

(1) 蒸汽加热系统中应注意的问题。

1) 正确调节蒸汽的减压装置,使用于空气加热的蒸汽压力相对稳定,力求避免压力波动过大。在加热系统的运行中,如果所供蒸汽压力波动过大和过于频繁将会引起加热器处理空气温度的频繁波动而难以稳定。

2) 防止加热系统蒸汽管路中阀门(包括截止阀、电动调节阀)的内泄漏,而造成加热器出风温度的失调。加热系统中无论是电动调节阀(或手动调节阀)还是旁通阀的内漏(即通过阀体内阀芯处的泄漏),一般不易被发现。一旦发生泄漏,尤其在所需加热量较小或不需加热时,将会造成加热失控现象。如果作为送风温度的调节,将无法保证调节参数的要求。

3) 加热系统在启动时,应首先检查系统中的所有阀件,使其处于应该处于的开启或关闭位置。并且通过疏水器的旁通管路或疏水器前的冲洗管路将加热器内积存的凝结水排出去,避免在加热系统运行中造成升温过慢或不工作状态。

4) 加热系统运行中,严禁将加热调节的旁路和疏水器旁路上的阀门打开,以免造成加热失控现象。

5) 对凝结水管路中,疏水器之前的污物过滤器应定期进行清洗,避免由于过滤器的堵塞而造成加热系统中凝结水无法排出而使加热系统无法工作的状况。

6) 加热系统运行中应注意疏水器的运行检查,避免由于疏水器失灵而造成加热失控和不工作状态。

疏水器运行的好坏,对于蒸汽加热系统能否正常工作起着重要的作用。在加热系统运行中,由于加热器排出的蒸汽凝结水所带走的热量约占蒸汽热量的12%~15%。如果由于疏水器失灵,旁通阀未关或关闭不严,都会造成蒸汽窜入凝结水的管道中,这样一方面增大了由于漏汽、跑汽所造成的蒸汽热量损失,另一方面也会影响回水系统的正常运行,降低回水率,造成热能的浪费。

由于蒸汽管道和加热系统中不可避免的存在有一些锈渣、水垢等颗粒或块状污物,它们如果随着蒸汽和冷凝水进入污物过滤器或疏水器,便很有可能堵塞过滤网和疏水器的阀芯,阀座的孔道或间隙处,使排水不畅,阻汽不严或使冷凝水无法排出。

疏水器在工作中,一般情况下排水、阻汽性能良好,且阻汽时间大于排水时间,阻汽时间约为排水时间的1~4倍,动作周期约有30s左右,此时则说明疏水器运行正常,疏水器性能良好。如果疏水器不排水、不漏汽,久久没有动作,加热器内冷凝水无法排出,加热量远不能满足要求,在冬季还会冻坏加热器排管。

疏水器堵塞的原因大致有:

疏水器前的阀门未打开,管路、设备或过滤器被堵死,疏水器的动作机构损坏或卡死,如阀孔堵塞,吊桶的放气孔阻塞,浮桶过轻、浮球压坏等。

如果疏水器持续排水,久排不闭则说明用汽设备还在升温启动阶段,否则为疏水器选用过小或者为过滤器已有部分堵塞。产生漏气的原因有:疏水器安装质量问题,阀座积聚脏物,或阀芯、阀板经撞击磨损而关闭不好所致。对于浮桶式、吊桶式疏水器,如果疏水器体内没有凝结水存在,也会持续的漏汽,此时只要关闭疏水器出口几分钟,使阀体内积存一定凝水,即可正常工作。

7) 在加热器运行初期,应采用逐步升温的方法,以防升温速度过快,使加热设备及连接管路、管件的急剧膨胀而造成泄漏和损坏。

8) 加热器在运行中应检查加热器表面温度是否基本均匀,如果加热器表面上部与下部温差较大,则有可能

为下部积存冷凝水过多,应设法排除而使其工作正常。

9) 注意加热器的运行情况,要严防由于加热器本体和连接件处的蒸汽泄漏而造成空调房间的过湿。

(2) 热水加热系统运行中应注意的问题。

1) 检查换热器的水加热系统的工作情况。包括换热器热水进、出口处的温度、压力、热媒(如高温水、蒸汽)的温度、压力。各有关接口处的泄漏,各阀门的调整情况等。

2) 检查热水循环泵的工作情况。热水泵在启动时,应缓慢打出口阀,调整出口压力使之达到额定值,以保证要求的供热量。

3) 定期通过排污口将热水系统中的锈渣、水垢等杂质排出,避免热水系统管路及加热器排管的堵塞。

4) 定期对热水系统中的水垢进行清洗、冲刷、排放,避免换热器传热效率过多的降低,来满足系统运行的需要。

5) 其他项目同(1)项中的(2)、(4)、(5)、(7)、(8)。

3.3.7 汽水加热系统中空气加热器的修补

在目前的空调系统中,对空气进行加热处理时除采用电加热器外,一般大多采用钢管绕片式的 GL、SRZ、SRL 型及其他型号加热器作为空气加热器使用。在加热系统的长期运行中,由于锈蚀作用往往使加热器两端的联箱或集水(汽)管腐烂、穿孔或使加热器的肋片管损坏而使加热系统无法工作。为保证空调系统的正常运行,必须进行必要的修理或更换。

常用的处理方法

1. 联箱的修补

(1) 如果联箱大部分地方锈蚀比较严重,破损、穿孔时可采用 $\delta=1.5\sim 2.0\text{mm}$ 左右的钢板成型(与联箱体、大小一致)扣在联箱上,采用满焊的方法修补。

(2) 如果联箱只是个别地方锈蚀严重而发生破损、穿孔时,可采用(1)的方法进行局部修补。

(3) 加热器如果在使用中采用立式安装法(即进汽(水)口在上方,回水口在下方)时,由于下部容易积存水而锈蚀比上部较重。根据情况可采用上述(1)或(2)的修补办法进行修补。修补后的加热器最好倒置(即原来的进口作为出口,原来的出口作为进口)安装。

2. 肋片管的修理

(1) 如果加热器在使用中有个别肋片管裂缝或穿孔时,如果散热面积有富裕量时,可将损坏的肋片管切断,同时将断口两端用焊接方法封死。

(2) 如果加热器肋片管中个别裂缝或穿孔时,同时将裂缝或穿孔管封死时,散热量减少较多,无法满足系统运行需要,可更换肋片管。

3. 加热器更换

如果加热器腐蚀严重,肋片管损坏较多,同时又无法修补,或修补不经济(即修补费用高于购置更换费)时可采用更换的办法。更换时应尽量采用与原加热器型号、排数、性能相同的进行替换。如果确实无法购到与原加热器完全相同的进行替换时,可使用与加热器型号、规格相近的替换,但应注意:

(1) 所采用的新加热器外型尺寸以原位置能装上为

准。

(2) 新加热器的散热面积不低于原加热器的散热面积。新加热器的空气阻力不大于原加热器的空气阻力,新加热器的通风面积不小于原加热器的通风面积。

(3) 接管尺寸尽量与原加热器一致。

(4) 耐腐蚀性,水阻力不高于原加热器的水阻力。

3.4 电加热器

3.4.1 电加热

对于空气的加热处理除可利用喷水室和表面式换热器外,还可以使用电加热器来实现这一变化过程。电加热器是让电流通过电阻丝发热来实现加热空气的。

电加热器一般用在空调房间内温度允许波动范围较小($\Delta t \leq \pm 0.5^\circ\text{C}$)时,在二次加热器将系统送风温度处理到一定值时,再进行“精加热”,也就是专门用来补偿空调房间内热量的波动(干扰量)的第三次加热,因此又称为三级加热器。

由于电加热器表面温度均匀,供热量稳定,效率高,体积小,反应灵敏,控制方便等优点,因而在高精度的空调系统中,空调机组和小型空调系统中得到广泛的应用。在集中空调系统中,电加热器一般安装在空调房间送风口之前的送风管路上,以便灵敏而准确地控制房间的温度。

电加热器在空调系统中应用的有裸露电阻丝(裸线式)和电热元件(管式电加热器)两类。

(1) 裸线式电加热器是采用电阻丝暴露在空气之中,流过电阻丝的空气被热的电阻丝所加热,其结构原理图如图 3-46 所示。加热器的外壳用双层钢板中间衬垫以绝缘层,在钢板上安装固定电热丝的绝缘子,电阻丝的排数多少根据需要而定。在定型的产品中通常做成抽屉式,以便检修。

裸线式电加热器热惰性小,加热迅速,结构简单,但容易断丝漏电,安全性差。

(2) 管式电加热器。这种电加热器是由管状电热元件组成。这种电热元件是将电阻丝装在特制的金属套管内,中间填充导热性好的绝缘材料,如结晶氧化镁等,如图 3-47 所示。管状电加热器可以做成直线形和蛇形,图 3-49 所示为 SRK3 型电加热器。它的芯子是将交错排列的蛇形管式电热元件紧固在用钢板加强了石棉绝缘板上而构成的,在风道上开一个洞,将芯子插入风道即成管状抽屉式电加热器。

管式电加热器由于机械强度高,电阻丝又封闭在套管内,所以无论在使用寿命或安全上都比裸线式要好,另外这种电加热器的加热量稳定,加热均匀。但热惰性比裸线式大。

电加热器在使用中必须采取相应的安全防护措施。如与风机连锁和无风保护装置。在与系统风机连锁时,系统只有在风机投入运行后,电加热器的电源才能接通。风机停运时,电加热器电源自动断开。无风保护装置是安装在风道内的一种保护装置,当风道内无风通过时,电加热器附近空气温度升高到一定值时,电加热器电源即

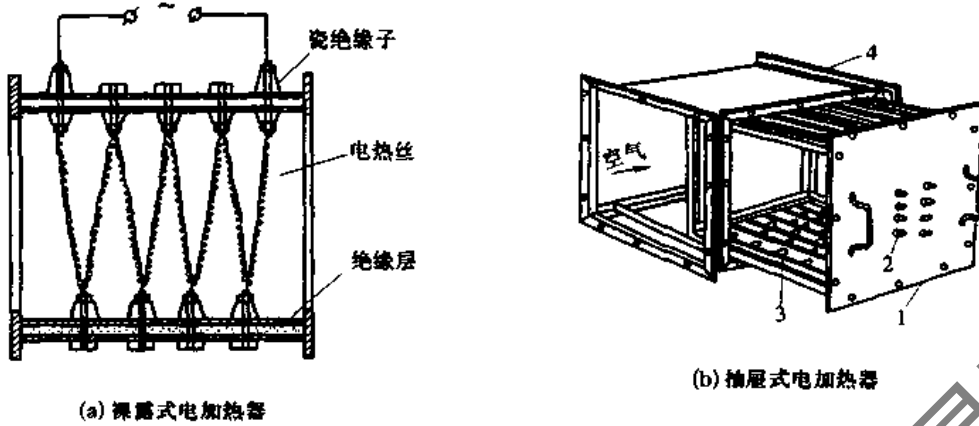


图 3-46 裸线式和抽屉式电加热器
1- 抽屉式电加热器; 2- 接线端子; 3- 绝缘瓷珠; 4- 送风管

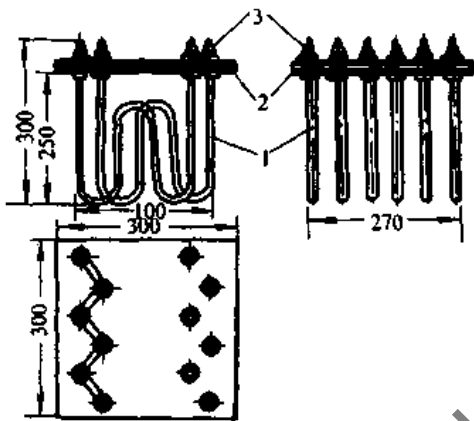


图 3-47 管状电热元件及 SRK3 型管式电加热器
1- 蛇形管电热元件; 2- 石棉绝缘板; 3- 接线端

自动断开,产生保护作用。

3.4.2 电加热器的运行安全保护

据有关资料介绍,在空调系统所发生的火灾事故中,大部分是由于系统中的电加热器使用不当所引发的。由于空调房间内灭火比较困难,洁净室内的灭火更是不易,一旦发生火灾将会造成不可估量的损失。因此对于空调系统的安全必须以预防为主,千方百计地把事故消灭在萌芽状态。

目前对使用电加热器的空调系统,为了避免发生火灾事故,一般采用下述两种防护措施。一是将电加热器电源串接在风机主电源上,与风机形成联锁,当风机运行时电加热器才能投入,一旦风机由于各种原因而停顿时,电加热器电源自动切断。二是在靠近电加热器的送风管道内安装无风断电装置,在风机正常运行中,一旦风管内温度超过一定值时,电加热器电源自动切断,以保证运行的安全。如图 3-48 所示为 ZK 可控硅电压调整器、TA-096 温度调节器组成的电加热器控制系统。

在运行中,如果由于其他原因,防烟防火阀闭合时,

只要 1JH 或 2JH 两个常开触头有一个闭合,则 1ZJ 中间继电器吸合,串接风机控制回路中的 1ZJ 常闭触头断开,或者当风道内靠近电加热器的温度达到一定值(电接点双金属温度计 WS 整定上限温度值)时,上限接通,2# 中间继电器 2ZJ 线圈吸合,与电接点双金属温度计并联的 2ZJ 常开触头闭合,1HD 红色指示灯亮,串接在风机控制回路中的 2ZJ 常闭触头断开,风机即停止运转。此时 2CQ 交流接触器电磁线圈及常开辅助触点断开,处于电加热控制线路中的 2CQ 常开触头则处于断开位置,电加热器将断开停止加热。由于 2CQ 的作用,使电加热器与风机形成连锁,只有风机运行,电加热器才能投入工作,只要风机停止运行,电加热器就不可能投入工作,起到保护作用。

3.4.3 电加热器运行中注意事项

由于电加热器一般是作为送风调节,多用于空调房间温度控制精度为 $< \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的空调系统中,且置于送风管内,又大多位于技术夹层之中。因而在具有电加热器的空调系统在运行中,电加热器发生的事故比较难以及时发现,稍有不慎将会造成重大事故。因此,空调运行管理人员在运行中如何避免发生事故是首要的任务。

电加热器在空调系统的运行中应注意事项如下:

(1) 空调系统送风机在启动之前,绝对避免将电加热器送电,在系统送风机停机之前必须首先停止电加热器工作。以避免在送风管内无风时,由于电加热器的工作而造成风管局部的高温 and 引发事故。

(2) 在具有电加热器与系统送风机联锁的空调系统中,要随时注意检查风机运行情况,以免造成风机停运而控制系统风机运行指示灯亮的假象,如发现此种情况,应立即关闭电加热器电源。

(3) 在空调系统运行中,如发现空调房间或系统内有异常的焦糊气味时,应首先停电加热器电源,检查电加热器处有无异常,待查明原因并排除后方可使系统投入运行。

(4) 应经常检查系统运行情况,如在正常运行中发

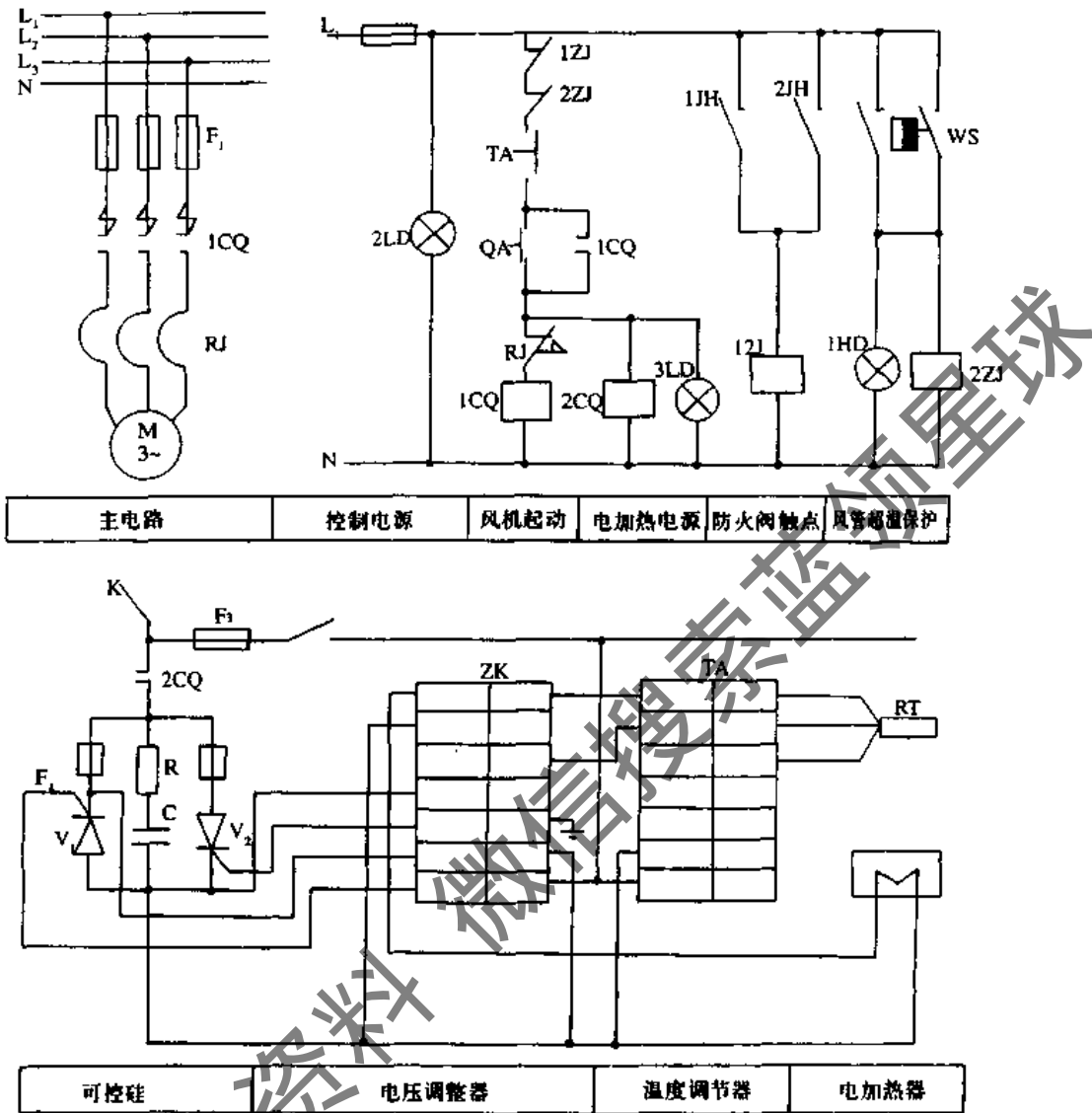


图 3-48 电加热器的保护控制原理

现空调房间温度始终低于要求值,则应怀疑电加热器产生断路的可能性。此时可停电源对电加热器检查处理后再投入运行。

(5) 在装有风断电(即风道超温保护)的电加热空调系统,应经常检查电接点温度计的完好情况和灵敏度,发现异常及时进行处理。

3.5 水冷式表面冷却器处理空气

在空调系统中,对空气的冷却处理除了采用喷水室处理外,还常采用表面式冷却器来对空气进行冷却处理。从构造上看,表面式空气冷却器与空气的汽、水加热器基本相同,只是空气加热器在使用时,肋片管内通过的为蒸汽或热水,而表面式空气冷却器在使用时,其肋片管内通过的是冷水或其他冷媒。如果使用同一台表面式换热器,根据不同的季节分别通以冷媒或热媒来冷却或加热

空气,这种设备称为“冷热交换器”。

根据采用的冷媒不同,表面式冷却器分为两种,一种是以深井水、冷冻水等为冷媒的称为水冷式表面冷却器,另一种是以制冷剂(如氟利昂)为冷媒的称为直接蒸发式表面冷却器。

目前在空调系统中常用的水冷式表面冷却器除在空气的汽水加热设备中介绍的 GL II、I、B、U II 型外还有钢管镶铝片的 SXL-B 型、钢管绕光滑铝片的 JW 型以及铝管轧片的 KL-1、KL-2、KL-3 型及铝管套铝片的 BLQ 型等数种。

表面式空气冷却器的肋片管排列一般采取叉排方式,但也有个别的采取顺排方式。这主要是由于叉排的换热效果好。

表面式空气冷却器的使用台数和组合方式是根据处理的空气量多少和所需冷量由设计者来决定的。按空气的流向,几台表面式空气冷却器既可以并联,也可以串

联,连接管路也采取相应的并联和串联方式。

表面式空气冷却器的供水管连接应使空气流过表冷器的方向与冷水流过表冷器的方向相反。

表面式冷却器既可以垂直安装又可以水平安装。但应注意使肋片处于立向,以便于凝结水的排除。如果两台表冷器采用上下安装方式时,应在上、下两台之间设滴水盘。其目的是为了排除上面冷却器的凝结水,防止下面冷却器上流水过多,影响其冷却性能。

3.5.1 水冷式表面冷却器处理空气的过程及热工特性

1. 水冷式表面冷却器处理空气的两种过程

喷水室处理空气时根据喷水的温度不同可以实现七种空气处理过程。而采用水冷式表面冷却器处理空气时,只能实现两种处理过程。即当水冷式表面冷却器的表面平均温度(即冷水温度)低于空气的干球温度,但高于空气的露点温度时,可以实现空气的等湿冷却过程,即干式冷却;当水冷式表面冷却器表面的平均温度低于空气的露点温度时,空气温度降低,空气中的水蒸气将会凝结成水滴从空气中分离出来,称为冷却去湿过程,又称冷

却干燥过程。

在冷却去湿的空气处理过程中,冷却器表面温度低于空气初状态的露点温度,空气中的水蒸气便会在冷水式表面冷却器表面凝结并形成一层薄薄的水膜,水膜的温度基本上等于冷却器表面温度,在贴近水膜表面则有一层很薄的饱和空气层。因此这与喷水室内空气与水直接接触时的热、湿交换情况基本相似。也就是由于空气与冷却器表面水膜间的温差所造成的显热交换,被处理空气的主体部分与水膜表面薄的饱和空气层的水蒸气分压力差而造成的湿交换和伴随而来的潜热交换。因此,表面冷却器在湿工况下冷却处理空气的能力比干工况下大。

2. 常用水冷式表面冷却器的技术性能

常用水冷式表面冷却器的技术数据见表 3-34。

常用水冷式表面冷却器的传热系数、空气阻力、水阻力见表 3-35、表 3-36 及表 3-37。

部分空气冷却器的接触系数 ϵ_c 见表 3-38。

(1) 水冷式表面冷却器的传热系数。由于在对空气进行冷却去湿处理过程中,空气中将会有一部分水蒸气凝结并从中析出,用 ϵ 来表示表面式冷却器的析湿系数。则有:

表 3-34 空气冷却器性能参数

序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
型号	U II	GL II	JW	SXL-B	KL-2	PB	LT	CR	TSL	JKW	*
肋片特性	材料	铜	钢	铝	铝	铝	铝	铝	铝	铝	铝
	片型 (mm)	皱折绕片	皱折绕片	光滑绕片	镍片	轧片	轧片	波纹套片	条缝套片	平板套片	平板套片
	片厚 (mm)	0.3	0.3	0.3	0.4	0.3	0.4	0.2	0.2	0.2	0.2
	片距 (mm)	3.2	3.2	3.0	2.32	2.5	3.5	3.2	3.5	2.5	2.43
管子特性	材料	铜	钢	铜	钢	铝	铝	铜	铜	铜	铜
	外径 (mm)	16	18	16	25	20	26	16	16	16	16
	内径 (mm)	14	14	12	19	16	20	14	15	14.5	14
	管间距 (mm)	35.33	39	34	60	41	50	50.3	40	37.5	37
	排间距 (mm)	30.6	33.8	29.4	52.0	35.5	43.3	35.7	34.64	32	34.64
每 m 传热面积 (m ²)	0.55	0.64	0.45	1.825	0.775	0.63	0.94	0.766	0.841	0.867	1.072
肋化系数	12.3	14.56	11.9	30.4	15.4	10.0	16.0	16.17	18.83	20.48	22.64
肋通系数 α	15.8	15.8	12.3	28.5	19.3	12.7	18.71	19.14	22.42	23.42	26.8
传热系数 K (W/m ² ·°C)	59.7	58.2	69.4	37.6	60.8	64.2	47.3	57.2	48	38.5	43.8
K_c	943.26	919.56	853.62	1071.6	1173.44	815.34	884.98	1094.81	1076.16	901.67	1173.84
旁通系数	0.252	0.371	0.232	0.058	0.238	0.267	0.232	0.143	0.135	0.139	0.106
焓降 Δh (kJ/kg)	16.5	16.6	15.0	17.2	19.4	15.1	15.3	17.8	17.6	15.4	18.4
通水截面积 $\times 10^{-3}$ (m ²)	3.08	2.77	2.26	3.26	3.62	4.40	2.16	3.18	2.97	2.77	2.77

(续表)

序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
型号	U II	GL II	JW	SXL-B	KL-2	PB	LT	CR	TSL	JKW	*
水温升(°C)	2.26	2.53	2.79	2.22	2.25	1.45	3.00	2.37	2.49	2.34	2.80
水量(kg/h)	10888	9976	8136	11736	13032	15833	7758	11451	10700	9976	9976
水压力损失(kPa)	44	44	12.8	15.8	22.1	23	19.8	19.3	8.5	51.7	8.76
空气压力损失 Δp (Pa)	161	175	109	137	132	121	112	126	99	120	136
E_w	221	199	47	84	136	165	69	100	41	234	40
E_A	337	367	227	287	276	254	234	251	207	250	285
COP_A	87	80	100	106	124	106	116	125	150	109	114
COP	52.2	51.8	96.2	81.7	82.9	63.5	89.2	89.8	125.0	56.1	99.7
冷量 Q (kW)	29.1	29.3	26.4	30.3	34.1	26.6	27.1	31.5	31.0	27.2	32.4
单位体积冷量 Q_v (kW/m ³)	254	243	234	198	276	193	217	257	261	138	265

注:第11项*,型号未定。

表 3-35 空气冷却器的传热系数和压力损失试验公式

型号	排数	作为冷却用的传热系数 K (W/m ² ·°C)	干冷时空气压力损失 Δp_k 和 湿冷时空气压力损失 Δp_s	水压力损失 Δh (kPa)	作为热水加热用的传热系数 K (W/m ² ·°C)	试验时用的 型号
LT	4	$K = \left[\frac{1}{52.1 v_y^{0.450} \xi^{0.670}} + \frac{1}{219.7 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 15.11 v_y^{1.883}$ $\Delta p_s = 30.613 v_y^{1.673}$	$\Delta h = 17.59 w^{0.92}$		小型试验 样品
B或 U-II型	2	$K = \left[\frac{1}{34.3 v_y^{0.781} \xi^{1.03}} + \frac{1}{207 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 20.97 v_y^{1.341}$			B-2R-6- 27
B或 U-II型	6	$K = \left[\frac{1}{31.4 v_y^{0.857} \xi^{0.87}} + \frac{1}{281.7 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 29.75 v_y^{1.886}$ $\Delta p_s = 38.93 v_y^{1.84}$	$\Delta h = 64.68 w^{1.854}$		B-6R-8- 24
GL或 GL-II型	6	$K = \left[\frac{1}{21.1 v_y^{0.845} \xi^{1.15}} + \frac{1}{216.6 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 19.99 v_y^{1.862}$ $\Delta p_s = 32.05 v_y^{1.695}$	$\Delta h = 64.68 w^{1.854}$		GL-6R-8- 24
JW	2	$K = \left[\frac{1}{42.1 v_y^{0.52} \xi^{1.03}} + \frac{1}{332.6 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 5.68 v_y^{1.89}$ $\Delta p_s = 25.28 v_y^{0.895}$	$\Delta h = 8.18 w^{1.93}$	$K = 34.77 v_y^{0.4} w^{0.079}$	小型试验 样品
JW	4	$K = \left[\frac{1}{39.7 v_y^{0.52} \xi^{1.03}} + \frac{1}{332.6 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 11.96 v_y^{1.72}$ $\Delta p_s = 42.8 v_y^{0.992}$	$\Delta h = 12.54 w^{1.93}$	$K = 31.87 v_y^{0.48} w^{0.08}$	小型试验 样品
JW	6	$K = \left[\frac{1}{41.5 v_y^{0.52} \xi^{1.02}} + \frac{1}{325.6 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 16.66 v_y^{1.75}$ $\Delta p_s = 62.23 v_y^{1.1}$	$\Delta h = 14.5 w^{1.93}$	$K = 30.7 v_y^{0.485} w^{0.08}$	小型试验 样品
JW	8	$K = \left[\frac{1}{35.5 v_y^{0.58} \xi^{1.0}} + \frac{1}{353.6 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 23.8 v_y^{1.74}$ $\Delta p_s = 70.56 v_y^{1.21}$	$\Delta h = 20.19 w^{1.93}$	$K = 27.3 v_y^{0.58} w^{0.075}$	小型试验 样品
SXL-B	2	$K = \left[\frac{1}{27 v_y^{0.42} \xi^{0.74}} + \frac{1}{157 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 17.35 v_y^{1.54}$ $\Delta p_s = 35.28 v_y^{1.4} \xi^{0.183}$	$\Delta h = 15.48 w^{1.97}$	$K = \left[\frac{1}{21.5 v_y^{0.320}} + \frac{1}{319.8 w^{0.8}} \right]$	
KL-1	4	$K = \left[\frac{1}{32.6 v_y^{0.57} \xi^{0.987}} + \frac{1}{350.1 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 24.21 v_y^{1.823}$ $\Delta p_s = 24.01 v_y^{1.913}$	$\Delta h = 18.03 w^{2.1}$	$K = \left[\frac{1}{28.6 v_y^{0.656}} + \frac{1}{286.1 w^{0.8}} \right]$	
KL-2	4	$K = \left[\frac{1}{29 v_y^{0.622} \xi^{0.758}} + \frac{1}{385 w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 27 v_y^{1.43}$ $\Delta p_s = 42.2 v_y^{1.2} \xi^{0.18}$	$\Delta h = 22.5 w^{1.8}$	$K = 11.16 v_y + 15.54 w^{0.276}$	KL-2-4- 6-10/600

(续表)

型号	排数	作为冷却用的传热系数 $K(W/m^2 \cdot ^\circ C)$	干冷时空气压力损失 Δp_k 和 湿冷时空气压力损失 Δp_s	水压力损失 $\Delta h(kPa)$	作为热水加热用的传热系数 $K(W/m^2 \cdot ^\circ C)$	试验时用的 型号
KL-3	6	$K = \left[\frac{1}{27.5 v_y^{0.778} \xi^{0.843}} + \frac{1}{460.5 t_c^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = 26.3 v_y^{1.75}$ $\Delta p_s = 63.3 v_y^{1.2} \xi^{0.15}$	$\Delta h = 27.9 t_c^{1.89}$	$K = 12.97 v_y + 15.08 t_c^{0.13}$	KL-3-6 -10/600
CR	2~8	$K = B \left[\frac{1}{31.89 v_y^{0.422} \xi^{0.602}} + \frac{1}{180.74 t_c^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta p_k = B_k 6.83 v_y^{1.743}$ $\Delta p_s = B_s 8.91 v_y^{1.759} \xi^{0.256}$	$\Delta h = 19 t_c^{1.21}$		

注: CR 排数修正系数

	2	4	6	8
B	1.228	1.298	1.340	1.371
B_k	1.56	2.43	3.14	3.78
B_s	1.67	2.46	3.20	3.86

表 3-36 空气冷却器空气压力损失 (kPa)

型号	冷却过程	排数	迎面风速 $v_y(m/s)$										
			1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0
JW	干冷	2	5.8	8.2	11.0	14.1	17.6	21.5	25.7	30.3	35.3	40.6	46.3
		4	12.2	16.7	21.8	27.4	33.5	40.2	47.4	55.0	63.1	71.7	80.7
		6	17.0	23.4	30.6	38.7	47.6	57.1	67.6	78.7	90.5	103.0	116.3
		8	24.3	33.4	43.6	55.1	67.6	81.2	95.8	111.5	128.1	145.8	164.4
	湿冷	2	25.8	30.4	34.9	39.3	43.7	48.0	52.3	58.5	60.7	64.8	69.0
		4	43.7	52.4	61.0	69.7	78.3	86.9	95.5	104.1	112.8	121.4	130.0
		6	63.5	77.6	91.9	106.5	121.2	136.1	151.2	166.3	181.7	197.1	212.6
		8	72.0	89.8	108.2	127.2	146.6	166.6	186.9	207.7	228.8	250.3	272.1
GLII	干冷	2	6.8	9.6	12.8	16.4	20.4	24.8	29.6	34.8	40.2	46.2	52.6
		4	13.6	19.2	25.6	32.8	40.8	49.6	59.2	69.6	80.4	92.4	105.2
		6	20.4	28.8	38.4	49.2	61.2	74.4	88.8	104.4	120.6	138.6	157.8
		8	27.2	38.4	51.2	65.6	81.6	99.2	118.4	139.2	160.8	184.8	210.4
	湿冷	2	10.9	14.8	19.2	24.2	29.6	35.4	41.4	48.0	55.0	62.4	70.2
		4	21.8	29.6	38.4	48.4	59.2	70.8	82.8	96.0	110.0	124.8	140.4
		6	32.7	44.1	57.6	72.6	88.8	106.2	124.2	144.0	165.0	187.2	210.6
		8	43.6	59.2	76.8	96.8	118.4	141.6	165.6	192.0	220.0	249.6	280.8
UII	干冷	2	10.1	14.6	19.8	25.6	32.4	40.0	48.2	57.2	67.2	77.4	89.2
		4	20.2	29.2	39.6	51.2	64.8	80.0	96.4	114.4	134.4	158.4	178.4
		6	30.3	43.8	59.4	76.8	97.2	120.0	144.6	171.6	201.6	232.2	267.6
		8	40.4	58.4	79.2	102.4	129.6	160.0	192.8	228.8	268.8	309.6	356.8
	湿冷	2	13.2	18.6	24.6	31.4	39.0	47.4	56.4	66.4	76.8	88.0	100.0
		4	26.5	37.2	49.2	62.8	78.0	94.8	112.8	132.8	153.6	176.0	200.0
		6	39.6	55.8	73.8	94.2	117.0	142.2	169.2	199.2	230.4	264.0	300.0
		8	53.0	74.4	98.4	125.6	156.0	189.6	225.6	265.6	307.2	352.0	400.0
KL-1	干冷	2	12.2	17.0	22.6	28.8	35.6	43.2	51.4	60.4	69.8	79.8	90.6
		4	24.4	34.0	45.2	57.6	71.2	86.4	102.8	120.8	139.6	159.6	181.2
		6	36.6	51.0	67.8	86.4	106.8	129.6	154.2	181.2	209.4	239.4	271.8
		8	48.8	68.0	90.4	115.2	142.4	172.8	205.6	241.6	279.2	319.2	362.4
	湿冷	2	12.2	17.4	23.2	30.0	37.6	46.0	55.2	65.2	76.0	87.4	99.8
		4	24.4	34.8	46.4	60.0	75.2	92.0	110.4	130.4	152.0	174.8	199.6
		6	36.6	52.2	69.6	90.0	112.8	138.0	165.6	195.6	228.0	262.2	299.4
		8	48.8	69.6	92.8	120.0	150.4	184.0	220.8	260.8	304.0	349.6	399.2
LT	干冷	4	15.1	21.3	28.5	36.6	45.7	55.7	66.7	78.6	91.3	105.0	119.6
	湿冷	4	30.6	41.5	53.8	67.2	81.8	97.6	114.5	132.4	151.4	171.4	192.4

(续表)

型号	冷却过程	排数 N	析湿系数 ξ	迎面风速 v_x (m/s)										
				1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0
SXL-B	干冷	2	1.0	9.0	12.0	15.2	18.6	22.2	26.2	30.4	34.6	39.2	44.0	48.8
		4		18.0	24.0	30.4	37.2	44.4	52.4	60.8	69.2	78.4	88.0	97.6
		6		27.0	36.0	45.5	55.8	66.6	78.6	91.2	103.8	117.6	132.0	146.4
		8		36.0	48.0	60.8	74.4	88.8	104.8	121.6	138.4	156.8	176.0	195.2
	湿冷	2	1.2	19.6	25.2	31.4	36.6	44.6	51.6	59.0	66.6	74.6	82.8	91.2
			1.4	22.2	28.8	37.8	41.6	50.6	60.4	67.0	75.8	84.8	94.0	103.6
		4	1.2	39.2	50.4	62.8	73.2	89.2	103.2	118.0	133.2	149.2	165.6	182.4
			2.4	44.4	57.6	75.6	83.2	101.2	120.8	134.0	151.6	169.0	188.0	207.2
		6	1.2	58.8	75.6	94.2	109.8	133.8	154.8	177.0	199.8	223.8	248.4	273.6
			2.4	66.6	86.4	113.4	124.8	151.8	181.2	201.0	227.4	254.4	282.0	310.8
		8	1.2	78.4	100.8	125.6	146.4	178.4	206.4	236.0	266.4	298.4	331.2	364.8
			2.4	88.8	115.2	151.2	166.4	202.4	241.6	268.0	303.2	339.2	376.0	414.4
KL-2	干冷	2	1.0	13.8	18.0	22.4	27.0	32.0	37.2	42.6	48.2	54.2	60.2	66.4
		4		27.6	36.0	44.8	54.0	64.0	74.4	85.2	96.4	108.4	120.4	132.8
		6		41.4	54.0	67.2	81.0	96.0	111.6	127.8	144.6	162.6	180.6	199.2
		8		55.2	72.0	89.6	108.0	128.0	148.8	170.4	192.8	216.8	240.8	265.6
	湿冷	2	1.2	22.2	27.4	32.6	37.8	43.2	48.8	54.2	59.8	65.6	71.2	77.0
			2.4	25.2	31.1	37.0	42.9	49.1	55.4	61.6	67.9	75.4	80.9	87.5
		4	1.2	44.4	54.8	65.2	75.6	86.4	97.6	108.4	119.6	131.2	142.4	154.0
			2.4	50.4	62.2	74.0	85.8	98.2	110.8	123.2	135.8	149.0	161.8	175.0
		6	1.2	66.6	82.2	97.8	113.4	129.6	146.4	162.6	179.4	196.8	213.6	231.0
			2.4	75.6	93.3	111.0	128.7	147.3	166.2	184.8	203.7	223.5	242.7	262.5
		8	1.2	88.8	109.6	130.4	151.2	172.8	195.2	216.8	239.2	262.4	284.8	308.0
			2.4	100.8	124.4	148.0	171.6	196.4	221.6	246.4	271.6	298.0	323.6	350.0
KL-3	干冷	2	1.0	8.9	12.2	16.0	20.4	25.0	30.0	35.4	41.2	47.4	54.0	61.0
		4		17.8	24.4	32.0	40.8	50.0	60.0	70.8	82.4	94.8	108.0	122.0
		6		26.8	36.6	48.0	61.2	75.0	90.0	106.2	123.6	142.2	162.0	183.0
		8		35.7	48.8	64.0	81.6	100.0	120.0	141.6	164.8	189.6	216.0	244.0
	湿冷	2	1.2	22.2	27.8	33.4	39.2	45.0	51.2	57.4	63.6	70.0	76.6	83.2
			2.4	24.6	30.8	37.0	43.4	49.8	56.7	63.5	70.4	77.5	84.8	92.1
		4	1.2	44.4	55.6	66.8	78.4	90.0	102.4	114.8	127.2	140.0	153.2	166.4
			2.4	49.2	61.6	74.0	86.8	99.6	113.4	127.0	140.8	155.0	169.6	184.2
		6	1.2	66.6	83.4	100.2	117.6	135.0	153.6	172.2	190.8	210.0	229.8	249.6
			2.4	73.8	92.4	111.0	130.2	149.4	170.1	190.5	211.2	232.5	254.4	276.3
		8	1.2	88.8	111.2	133.6	156.8	180.0	204.8	229.6	254.4	280.0	306.4	332.8
			2.4	98.4	123.2	148.0	173.6	199.2	226.8	254.0	281.6	310.0	339.2	368.4

表 3-37 空气冷却器水压力损失(kPa)

型号	排数 N	水 速 w (m/s)											
		0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6
JW	2	1.4	3.1	5.4	8.3	11.9	15.9	20.7	26.0	31.8	38.2	45.3	52.8
	4	2.2	4.8	8.3	12.8	18.2	24.4	31.7	39.8	48.8	58.6	69.4	79.6
	6	2.5	5.5	9.6	14.8	21.0	28.3	36.7	46.0	56.4	67.8	80.2	93.5
	8	3.5	7.7	13.4	20.6	29.3	39.3	51.1	64.1	78.5	94.3	111.7	130.2
UⅡ GLⅡ	2	4.0	8.5	14.5	22.0	30.8	41.1	52.6	65.4	79.5	94.9	111.5	129.4
	4	8.1	17.1	29.1	44.0	61.6	82.1	105.2	130.9	159.1	189.8	223.0	258.7
	6	12.1	25.6	43.6	66.0	92.4	123.2	157.7	196.3	238.6	284.7	334.6	388.1
	8	16.1	34.1	58.2	88.0	123.2	164.2	210.3	261.7	318.1	379.6	446.1	517.4

(续表)

型号	排数 N	水 速 $w(m/s)$											
		0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6
SXL-B	2	1.3	2.9	5.2	8.0	11.5	15.5	20.2	25.5	31.3	37.8	44.9	52.6
	4	2.6	5.9	10.3	16.0	22.9	31.0	40.4	50.9	62.7	75.6	89.8	105.1
	6	3.8	8.8	15.5	24.0	34.4	46.6	60.6	76.4	94.0	113.4	134.7	157.7
	8	5.1	11.7	20.6	32.0	45.8	62.1	80.8	101.9	125.4	151.3	179.6	210.2
KL-1	2	1.3	3.2	5.8	9.2	13.5	18.7	24.7	31.6	39.4	48.2	57.8	68.4
	4	2.7	6.3	11.5	18.4	27.0	37.3	49.4	63.2	78.9	96.4	115.7	136.9
	6	4.0	9.4	17.3	27.6	40.5	55.9	74.1	94.8	118.3	144.5	173.5	205.3
	8	5.4	12.6	23.0	36.8	54.0	74.6	98.7	126.4	157.8	192.7	231.4	273.7
KL-2	2	2.2	4.6	7.7	11.5	16.0	21.1	26.8	33.1	40.0	47.5	55.6	64.2
	4	4.4	9.2	15.4	23.0	32.0	42.2	53.6	66.2	80.1	95.1	111.2	128.4
	6	6.6	13.8	23.1	34.5	48.0	63.3	80.4	99.4	120.1	142.6	166.8	192.6
	8	8.8	18.4	30.8	46.0	64.0	84.4	107.2	132.3	160.2	190.2	222.4	256.9
KL-3	2	1.8	3.8	6.4	9.6	13.4	17.7	22.5	27.8	33.7	40.0	46.8	54.1
	4	3.7	7.6	12.8	19.2	26.7	35.3	44.9	55.6	67.3	80.0	93.6	108.3
	6	5.5	11.4	19.2	28.8	40.1	53.0	67.4	83.5	101.0	120.0	140.5	162.4
	8	7.3	15.3	25.7	38.4	53.4	70.6	89.9	111.3	134.6	160.0	187.3	216.5
LT	4	7.6	11.0	14.3	17.6	20.8	24.0	27.1	30.2	33.3	36.3	39.4	42.4

表 3-38 部分空气冷却器的接触系数 ϵ_2

冷却器型号	排数 N	迎面风速 $v_v(m/s)$			
		1.5	2.0	2.5	3.0
U II 型 GL II 型	2	0.543	0.518	0.499	0.484
	4	0.791	0.767	0.748	0.733
	6	0.905	0.887	0.875	0.863
	8	0.957	0.946	0.937	0.930
JW 型	2	0.590	0.545	0.515	0.490
	4	0.845	0.797	0.768	0.745
	6	0.940	0.911	0.888	0.872
	8	0.977	0.964	0.954	0.945
SXL-B 型	2	0.826	0.780	0.760	0.740
	4	0.97	0.952	0.942	0.932
	5	0.995	0.989	0.986	0.982
	6	0.999	0.997	0.996	0.995
KL-1 型	2	0.466	0.440	0.423	0.408
	4	0.715	0.686	0.665	0.649
	6	0.848	0.800	0.806	0.792
	8	0.917	0.824	0.887	0.877
KL-2 型	2	0.553	0.530	0.511	0.493
	4	0.800	0.780	0.762	0.743
	6	0.909	0.896	0.886	0.870
KL-3 型	2	0.450	0.439	0.429	0.416
	4	0.700	0.685	0.672	0.660
	6	0.834	0.823	0.813	0.802
CR 型	2	0.768	0.696	0.661	0.625
	4	0.890	0.868	0.857	0.846
	6	0.949	0.940	0.936	0.932
	8	0.962	0.959	0.957	0.956
LT 型	4	0.940	0.927	0.914	0.901

式中 t_{w1} 、 t_{w2} ——表面式空气冷却器进、出水温度。

3.5.2 提高表面式换热器传热性能的主要途径

对于已定型的表面换热器,其迎风面积 F_y 、散热面积 F 、通风截面积 f_w 、肋通系数、肋化系数等有关参数已为定值,表面换热器的换热能力主要取决于其传热系数 K 的大小,传热系数的大小将直接影响到使用表面换热器的经济效益。

表面式换热器的传热系数

$$K_s = \left[\frac{1}{\alpha_w \phi_0 \xi} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\tau}{\alpha_n} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{Av_p^n \xi \rho} + \frac{1}{Bw^n} \right]^{-1} \quad (3-44)$$

式中 α_w 、 α_n ——内外表面换热系数;

δ ——管壁厚度;

ξ ——析湿系数;

λ ——管壁的导热系数;

ϕ_0 ——肋表面全效率,与肋管结构特性和外表传热系数有关;

τ ——肋化系数。

由上式可知,对于已定型的表面换热器的传热系数 K 的大小主要取决于内外表面的换热系数 α_w 、 α_n 和空气处理过程中的析湿系数 ξ 。而 α_w 与通过表面换热器的质量速度 v_p (即迎面风速 v_y) 有关。 α_n 与表面换热器管内水流速度 w 有关。因此可采取下列措施来提高冷却器的换热性能。

1. 加大空气质量流速

由传热系数公式可以看出,空气的质量流速 v_p 越大,传热系数 K 值也越大,但由于表面换热的空气阻力 $\Delta H = B(v_p)^2$ 可知, v_p 越大,空气阻力 ΔH 也随之增大,当 v_p 增到一定程度后,传热系数几乎不变。由于在 v_p 增大的同时,空气阻力增大,由风机的轴功率:

$$N_z = \frac{L \times \rho_a}{102 \times 3600 \times n_1 \times n_2} \times \frac{1}{102 \times 3600 \times n_1 \times n_2} = \alpha, \quad \text{则 } N_z = \alpha \cdot L \cdot \rho_a \quad (3-45)$$

由上式可看出:在风机输送的空气量不变时,其轴功率将会随风机的全压增大而增大。因此,在 v_p 增加同时,风机运行的耗电量也将随之增加,从而提高了运行费用。为此,在国标 GB19-87《采暖通风与空气调节设计规范》中规定,冷却器迎面的经济质量流速为 $2.5 \sim 3.5 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 。

2. 提高冷却器内的水流速

同样,增加表面冷却器管内水流速 w 也有利于提高表冷器的传热系数。但 w 过大, K 值增加到极限时,水管内阻力急剧增加,这样也就增加了水泵的电能消耗。因此规范也规定了表面冷却器管内水流速 $w = 0.6 \sim 1.8 \text{ m/s}$ 。

3. 降低供水温度 t_{w1}

我们知道:表面冷却器在运行中空气所放出的热量等于表面冷却器内水吸收的热量。即:

$$Q = KF(t_{w2} - t_{w1}) = KF\Delta t. \quad (3-46)$$

对于已定型号的表面冷却器,其散热面积 F 为一定数,要提高其换热量则只有增大传热温差,即降低供水温度。

3.5.3 表面冷却器性能测定

(1) 空气通过表面冷却器的阻力也是使用毕托管和微压计测量其前后的全压差来确定的。如果表面冷却器前后的空气流通断面面积相等时,也可由其前后的静压差来表示。

(2) 表面冷却器的冷却能力和冷却效率的测定与计算。在对表面冷却器的冷却能力和冷却效率的测定中所使用的仪器、测点的布置、各种参数取得的方法基本与喷水室性能测定的方法相同。对于表面冷却器前后干、湿球温度测定点的确定方法也是在气流比较稳定且其值接近于速度和温度平均值的位置。

表面冷却器的实际冷却能力就是空气经过表冷器时失去的热量(也即是通过表冷器内冷水或制冷剂蒸发所获得的热能,两者应在其数值上基本相等)。根据表冷器前后所测出的空气干、湿球温度在相应的 $h-d$ 图上确定空气状态的焓值,并用下式计算:

$$Q_L = L \cdot \gamma \cdot (h_1 - h_2) \text{ (kW)},$$

$$Q_L = W \cdot c \cdot (t_{w2} - t_{w1}) \text{ (kW)},$$

且应有:

$$\frac{Q_L - Q'_L}{Q_L} \times 100\% \geq 10\%$$

同时计算:换热效率系数: $\epsilon_1 = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{w1}}$,

$$\text{接触系数: } \epsilon_2 = 1 - \frac{t_2 - t_{w2}}{t_1 - t_{w1}}$$

(3) 表面冷却器冷却能力调整。通过对表面冷却器冷却能力、换热效率系数及接触系数的测定和计算后,可与表面冷却器性能资料中所提供的数据相对照,基本吻合方可。否则,则应进行调整,其调整方法与空气加热器调整方法相似。

3.5.4 表面冷却器在运行中应注意的问题

(1) 表面冷却器在进入冬季运行之前,必须排尽表冷器内部积水,以防冬季气温低于 0°C 时发生冻坏、冻裂等设备事故。

(2) 表面冷却器使用一段时间后,其表面往往会覆盖一层积灰,因而降低了传热系数。故应及时清除,其清除方法可采用钢丝刷、冲洗去除和压缩空气吹除的方法,以防止其传热系数的下降,保证系统的正常运行。

(3) 由于表面冷却器的结构基本上都是由肋片管按一定的排列方式组成,其肋片管有铜、铝管等,肋片有铝片、铜片等,有串片、绕片及轧片等,依靠这些肋片增加其传热面积。因此在使用中应注意和避免肋片脱落、粘连等,造成传热面积的下降,从而造成冷却能力的下降。如发生粘连、窜动时可使用镊子逐一校正。

(4) 空调系统在正常运行时,如果供冷正常,手摸表面冷却器表面,如果没有感觉明显的低温,则说明表面冷却器肋管内被杂质所堵塞,冷水无法通过。当肋片管堵塞数量较多,冷却能力明显下降,且其低于正常运行中处

理空气所需的冷量,则需拆除更换和修理。

3.6 直接蒸发式表面冷却器与喷水的水冷式表面冷却器冷却空气

3.6.1 直接蒸发式表面冷却器

凡是直接采用制冷剂(如氟利昂)做冷媒的表面式冷却器称为直接蒸发式表面冷却器。一般在空调机组中大都采用直接蒸发式表面冷却器来对空气进行冷却处理。

采用直接蒸发式表面冷却器的特点为:

(1) 由于大多数空调机组中采用的直接蒸发式表面冷却器以氟利昂为制冷剂,对人无毒无害。

(2) 由于制冷系统中减少了中间介质(如水或盐水)的循环,而直接靠制冷剂的蒸发来吸收空气中的热量。因此,一方面可以减少中间介质的循环环节,另一方面又可以减少冷量的损失。

(3) 系统启动快,可以做到很快投入运行,从而对空气的冷却处理速度较快。

(4) 结构紧凑,占地面积小,安装方便,易于实现自动控制等。

(5) 与设有中间冷水池的系统相比,没有充分蓄冷的可能性。

(6) 不易对空调房间实现高精度的湿度控制。

直接蒸发式表面冷却器是制冷循环系统中的一个蒸发器,与水冷式表面冷却器具有同样的功能,根据直接蒸发式表面冷却器的表面平均温度(即制冷剂的蒸发温度)可以实现对空气的等湿冷却和去湿冷却的处理过程。

3.6.2 表面喷水的水冷式表面冷却器

为了克服表面式冷却器对空气相对湿度不易控制的缺点,同时为增强表面冷却器的换热能力,采用在冷却器表面喷循环水的喷水式表面冷却器。

实践证明,表面喷水的冷却器的传热系数比不喷水的表面式冷却器的传热系数增大许多。其主要原因一方面是由于喷水促使沿肋管表面流下的空气中的凝结水与喷水的混合薄膜加速流动,相当于增加了冷却器的表面积,另一方面由于喷水扰动了冷却器表面(即混合水膜的表面)的饱和空气层而增加了空气主体部分与贴近流动的薄膜表面的饱和空气层之间的湿交换。且热湿交换的增强随着冷却器的表面积和排数的增加而减少。

由于表面喷水的作用,空气通过的阻力增加 30%~70%,平均增加 45%~50%。

同时还由于喷的水为循环水,经过一段时间后,水温便趋于稳定,并保持在低于空气露点温度但高于冷媒的温度范围。而且经喷水后空气的终状态接近饱和。由于喷水温度不变,这就有可能按露点法控制空气的相对湿度,同时也可以实现表面冷却器对空气的加湿冷却处理过程。图 3-50(a)表明不喷水的表面冷却器处理空气的季节性工况。在夏季,空气由状态点 1 处理到状态点 2,随着室外气象的变化,处理空气的初状态点由点 1 变为点 1',由于表面冷却器不能对空气加湿,因此不可能将

空气由状态点 1' 处理到状态点 2,而有可能处理到点 2'。如果采用表面喷水的方法,就有可能使处于状态点 1' 的空气处理到状态点 2。由状态点 1' 到点 2 的处理过程如图 3-50(b)所示。即处理过程可分为两个阶段,首先空气在表面喷水作用下按等焓加湿过程由点 1' 变化到点 1'', 继而由点 1'' 再冷却去湿达到状态点 2。我们也可以认为在此处理方式下,空气可以直接由状态点 1' 处理到状态点 2。

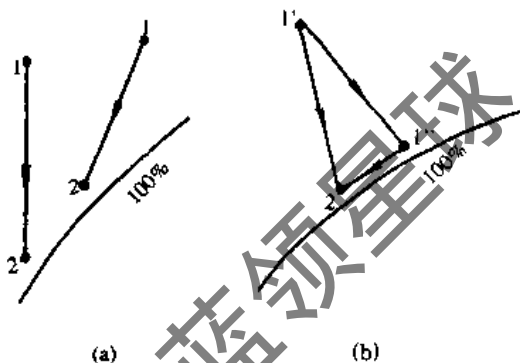


图 3-50 喷水式表面冷却器与不喷水表面冷却器处理空气过程比较

(a) 冷却器表面不喷水的处理过程;
(b) 冷却器表面喷水的处理过程

因此,可采用此种空气处理方式来解决冬、春季的加湿问题。

3.7 空气的加湿与去湿

3.7.1 湿度环境的重要性

1. 湿度和工业产品的质量

经验告诉我们,以下几项因素对产品质量、产量和成本产生较大影响。

- (1) 含水量的散失或增加。
- (2) 化学反应率。
- (3) 生物反应率。
- (4) 结晶率。
- (5) 静电。
- (6) 准确度、一致性和总体产品质量。

在吸湿性产品如纺织品、纸制品、木材制品、皮革制器、塑料制品、烟草、食品等的生产、加工和贮存过程中,空气温度和相对湿度对它们的产量、质量、强度、外观等,将有极大影响。过干的空气将从这些产品中吸取水分而使其收缩、硬化、龟裂、肢解或丧失重量、破坏组织。

半导体器件、电子设备和高灵敏度仪器等设备如果处于过分干燥的空气环境中,就会使产品损坏,而且还能因产生静电而影响生产或使用。

2. 湿度和静电

湿度太低是产生静电的主要原因之一。在某些要求较高的环境如计算机房、实验室、工业洁净室,静电会产生很严重问题。医院要求保持一定的空气湿度以控制在出现高浓度氧气和其他易爆气体混合物时不致产生静

电。

加工各种干燥细小粉状物质时,稍微增大水分可减少静电,使流动均匀而不结块。

在集成电路芯片加工过程中静电引起的放电将会破坏生产。

静电对建筑物的维护工作也会产生影响。顶棚空气散流器周围的污斑是受气流流向作用而感应带电的尘粒沉积在顶棚上而形成的。如果使相对湿度维持在40%~50%范围内,则上述产生静电的可能性可大大减少。这是因为当物体周围的湿度增加到一定程度时,其周围就可以形成很薄一层水汽层,它能够捕集飘浮在空气中的带电尘粒,从而提供了使静电流向大地的通道。

3. 湿度和舒适性

从皮肤感觉、生理反应和热效应为基础而获得的研究结果提出了“标准有效温度指数”,它表明相对湿度在20%~50%范围内干球温度在23~25℃范围内是人体感觉舒适的最佳温湿度环境。

4. 湿度和健康

不合适的湿度容易使人生病,影响人体健康。许多致病菌在过干或过湿的环境中寿命都较长,湿度过低时它们的活力极弱实际上成为空气中尘埃的一部分,吸入人体后在潮湿环境中又重现原有活性,在高湿环境中寿命更长。研究表明,在相对湿度为35%~50%时细菌的存活时间减少,因干燥而引起的皮肤病也相对减少。

5. 某些产品和加工工艺的湿度环境

(1) 木材及木材制品。木材是吸湿性材料,它会随本身含水量的改变而膨胀或收缩,因此其含水量平衡点在加工过程中不允许改变,这意味着从材料贮存到最终加工成成品,必须对温度、湿度加以控制。木材在不同干球温度和相对湿度下的含水量平衡点有不同的值,它可以作为确定木材贮存和加工所要求的环境条件的依据。例如,在干球温度18℃、相对湿度38%时,木材含水量稳定值为其全干重量的7.1%。

(2) 纺织品。要在最短断纱时间和最少次品条件下生产高质量纺织品,必须控制好环境温度和湿度。

合适而恒定的湿度可减少静电及因静电而产生的加工困难问题,还可使毗邻纤维之间摩擦均匀,在精纺制品中获得更均匀的纱线张力,以及增加经纱的抗摩性而使设备有更高的加工速度。一般毛纺比棉纺、合成纤维要求更高的相对湿度。

(3) 纸制品。从加工开始到结束的任何时候,纸的含水量变化均会造成尺寸变化,严重时会使加工品报废,因此在全部加工过程中使湿度保持在一定范围内是非常重要的,一般纸张含量5%~7%具有合适加工强度和性能,也就是说室内相对湿度应为40%~50%。

(4) 感光材料。感光材料在制造、处理和贮存过程中除了需要非常高的空气清洁度以外还需要精确控制温度和湿度。静电的产生和泄放将会在加工好的胶片上留下条痕,静电还会将污物和毛绒吸附到胶片上,在印刷电

影胶片尤其是彩色胶片时,为了要把多个彩色图像对齐以产生一幅清晰逼真的图像,必须维持合适的温度和湿度。一般胶片和电影胶片的贮存环境分别为温度15.6℃和10℃,相对湿度50%~40%,印相室温度21.1~26.7℃,相对湿度为40%~50%。

(5) 印刷品。印刷环境湿度控制不好会出现成品卷曲变形,平板纸或卷筒纸在印刷时起皱,多色套印不配准因而图像模糊、墨迹干得慢、排字滚筒膨胀或收缩、照相印刷中表面涂料感光性能破坏等问题。

(6) 食品。干酪制品在不同加工贮存过程中都要求湿润环境。

糖果生产在原材料贮存、加工和成品贮存、运输过程中要控制好温度和湿度。如巧克力的贮存温度和相对湿度分别为18℃、50%RH,鸡蛋为-1℃、85%~90%RH,果仁为7℃、60%~65%RH。

加工成成品的糖果的含水量决定了贮存环境的相对湿度,如含水量为12%~16%的牛奶软糖应贮存在65%RH环境中,含水量为5%~9%的花生糖、果仁糖等应贮存在50%~55%RH环境中,硬糖及其他具有2%或更低含水量的糖应贮存在45%RH环境中。

6. 特种工业建筑和公共建筑的湿度环境

(1) 洁净厂房(电子芯片工业)。为防止产生静电、结露、锈蚀、纤维折断及人体不舒适感需要进行恒温恒湿控制,即在不同季节分别采用对空气湿度不同处理方法。相对湿度大于50%易产生锈蚀,低于40%易产生静电。

(2) 环境试验装置。环境试验一般分为气候环境试验和动环境试验。气候环境试验包括温度、湿度、盐雾(耐腐蚀)、霉菌以及上述有关各项的综合试验,动环境试验包括振动、冲击、加速度、辐射及其他应力试验,多功能试验室的湿度适应范围一般较宽,分别为2%~85%和2%~98%RH。

3.7.2 空气的加湿处理

对于空调房间内相对湿度有一定要求的空调系统(除室内散湿量较大的外),一般在冬、春室外空气比较干燥的季节送入房间内的空气均需进行加湿处理。因此,对于某些工艺性空调和某些高级服务性房间,必须采取必要的满足相对湿度调节的加湿处理措施。

我们知道,采用喷水室或喷水表面式热交换器处理空气时,可以实现空气的加湿处理方式。除此之外,在空调系统中常采用的对空气加湿处理方式还有:喷蒸汽加湿、电加湿、直接喷水加湿和水表面的自然蒸发加湿等。从本质上讲,这些加湿方式可分为两类,一类是利用其他热源将水加热并使其蒸发,并将水蒸气混入到空气中去来实现空气的加湿处理,这类空气加湿过程一般属于等温加湿;另一类是由水吸收空气中的显热而蒸发加湿,这类加湿方法基本上为等焓加湿过程。

常用的空气加湿方法见表3-39,各种加湿方法的比较见表3-40,各种加湿器的加湿能力见表3-41。

表 3-39 常用的空气加湿方法

方法	加湿过程	特点	使用例
等温加湿		$t_1 = t_2$ 不存在显热交换, $d_2 > d_1$. 在湿量增加的同时, 潜热量增加, 故焓由 h_1 增加到 h_2	使用干蒸汽加湿器, 电极加湿器、电热加湿器等
等焓加湿		加湿过程中虽有显热和潜热交换, 但由于进行的速度相等, 因此空气的热焓不变, 即 $h_1 = h_2$, 而空气的温度由 t_1 降至 t_2	采用循环水喷淋、超声波和板面加湿器、透膜式加湿器等
加热加湿		水温高于空气的干球温度, 显热交换大于潜热交换量, 在 d_1 增至 d_2 的过程中, 空气温度相应由 t_1 升至 t_2	采用高于空气干球温度的热水对空气进行喷淋处理
冷却加湿		水温低于空气的湿球温度, 但高于空气的露点温度, 空气与水的接触过程中, 空气失去部分显热, 其干球温度下降, 水由于部分的蒸发, 从而空气的含湿量由 d_1 增至 d_2	采用低于空气湿球温度而又高于空气的露点温度的水对空气进行喷淋处理

表 3-40 各种加湿方法比较

序号	方法	优点	缺点
1	干蒸汽加湿器	加湿迅速、均匀、稳定、效率接近 100%, 不易带水滴, 不带细菌, 节省电能, 运行费用低, 装置灵活, 布置方便, 既可设在空调器内, 也可以布置在风管里	必须有汽源, 输汽管道, 设备结构比较复杂, 初投资高
2	电极(热)加湿器	加湿迅速、均匀、稳定; 控制方便, 灵活; 不带水滴, 不带细菌; 装置简单, 不需汽源, 无噪声	耗电量大, 运行费用高, 不使用软化水或蒸馏水时, 内部易结垢, 清洗较困难
3	超声波加湿器	体积小, 加湿强度大, 加湿迅速, 耗电量少; 使用灵活, 不需汽源, 控制性能好, 雾粒小而均匀, 加湿效率高	可能带菌, 单价较高, 使用寿命短(振离子寿命约为 5000h)加湿后尚需升温
4	喷雾室	可以利用循环水, 节省能源, 也不需汽源, 装置简单, 设备费与运行费均较低, 稳定可靠	可能带菌, 水滴较大, 存在冷热抵消
5	板面蒸发加湿器	加湿效果较好, 运行可靠, 费用低, 具有一定加湿速度, 板面垫层兼有过滤作用	易产生微生物污染, 必须进行水处理
6	红外线加湿器	加湿迅速, 不带水滴, 不带细菌, 使用灵活, 控制好, 装置简单	耗电量大, 运行费用高, 使用寿命长(5000-7000h), 价格高
7	透膜式加湿器	构造简单, 运行可靠, 具有一定的加湿速度, 初投资和经常费用均较低	易产生微生物污染, 必须进行水处理

表 3-41 各种加湿器的加湿能力

类型	加湿能力(kg/h)	耗电量(kW/kg·h)
干蒸汽加湿器	100~300	
超声波加湿器	1.2~2.0	0.05
电极式加湿器	4~20	0.78
红外线加湿器	2~20	0.89
喷水室	大容量	

1. 等温加湿(喷干蒸汽加湿)

将(温度为100℃左右,压力为0.1MPa表压力的)水蒸气与空气直接混合时,空气状态的变化过程近似为等温过程。这是一种最为简便的加湿方式,因而在空调的加湿中用得较多。

喷蒸汽加湿空气的显著特点是不但节约动力用电,而且加湿迅速、均匀、稳定、不带水滴、不带细菌,设备简单,运行费用低。配用适当的调节仪表则可以满足工艺对室内相对湿度波动范围小于±3%的控制要求。喷蒸汽加湿装置安装灵便,既可以设置在空气处理室内,也可以设置在风道内。喷蒸汽加湿空气方式不仅适用于表面式冷却器处理空气的空调系统在冬、春季室外空气干燥时进行加湿处理,而且也适用于喷水室的空气处理系统冬季加湿之用,尤其适用于工艺要求送风无菌的、不带水滴的洁净空调系统或相对湿度波动范围要求严格的空调房间,如医院的手术室、生物培育试验室、电子计算机室、半导体制造车间及热、湿试验室等。

如图3-51可知:如果需将G(kg/h)状态为1的空气,采用喷蒸汽加湿的处理方案,使之达到状态点2,则此时处理空气所需加湿量为:

$$W = G(d_2 - d_1) \quad (\text{kg/h}) \quad (3-47)$$

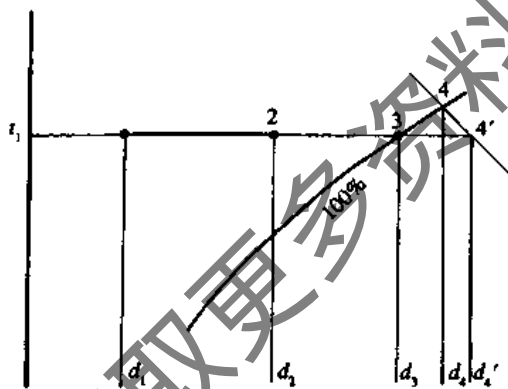


图 3-51 喷蒸汽加湿时空气状态的变化

如果在喷蒸汽加湿中,空气的相对湿度达到饱和状态3后仍继续加湿,此时多余的水蒸气将会凝结成水,凝结时放出的凝结热又会使空气的温度升高,即空气状态将会沿饱和湿度线上升到状态点4。点4位置的确定可按热平衡的原则或作图法求出。使用作图法时,先按加湿量大小在等温线的延长线上找到4'点,过4'点的等焓线与饱和湿度线的交点4即为所求的状态点。

除采用向空气喷水蒸气可以实现空气的等温加湿过程外,还有电加湿。所谓电加湿就是利用电能将水加热,而使其汽化转变为水蒸气进入空气中,以实现空气加

湿处理的目的。

在利用电加湿器对空气进行加湿处理时,所需的电功率可按下式计算:

$$N = W \cdot \Delta h \cdot K / 860 \quad (\text{kW}) \quad (3-48)$$

$$\text{或} \quad N = W \cdot h_{q1} \cdot K / 3.6 \times 10^3 \quad (\text{kW}) \quad (3-49)$$

式中 W ——处理空气时所需的加湿量(kg/h或kg/s);

Δh ——水蒸气的焓与进水的焓差,一般 $\Delta h = 630 \times 4.1868 \text{ kJ/kg} (630 \text{ kcal/kg})$;

h_{q1} ——水蒸气的焓值 $h_{q1} = 2690 \text{ kJ/kg}$;

K ——考虑使用中电热元件因结垢而影响的附加系数,又称污垢系数。当采用蒸馏水时, $K = 1.05$,当采用硬度较低的水时, $K = 1.10$;当采用硬度较高的水时, $K = 1.20$ 。

2. 等焓加湿(喷雾加湿)

将常温水喷成水雾直接混入空气中的加湿方式,称喷雾加湿。在喷雾加湿中,水雾吸收空气中的热量而蒸发成水蒸气进入空气中,达到加湿的目的。由于在喷雾加湿中一般使用常温水,且不大于30℃,因此在工程上一般将喷雾蒸发加湿空气的处理过程近似地看作等焓加湿过程。

属于喷雾加湿的有:压缩空气喷雾加湿,它是利用从喷嘴高速(200m/s)喷出的压缩空气,引射出水滴并使之雾化而实现加湿的目的。

喷雾机加湿、超声波加湿等也属于此例。

3.7.3 常用的加湿设备

1. 喷蒸汽加湿设备

目前在集中式空调系统中常用的喷蒸汽加湿设备有蒸汽喷管和干蒸汽加湿器。

(1) 蒸汽喷管。在相对湿度要求不高的地方一般使用蒸汽喷管作为加湿设备。普通的蒸汽喷管由略大于供蒸汽管径的管子组成,在其上开有许多 $\phi 2 \sim 3 \text{ mm}$ 的小孔。蒸汽在管网压力的作用下,由这些小孔中喷出,混入从蒸汽喷管周围流过的空气中。蒸汽喷管的长度一般小于1.00m,小孔的数目根据需要加湿量来决定,喷孔间距不小于50mm。

喷管中每个喷孔喷出的水蒸气量按下式决定:

$$w = 0.594 F (1 + p)^{0.97} \quad (\text{kg/h}) \quad (3-50)$$

式中 F ——单个喷孔的面积(mm^2);

p ——蒸汽的工作压力(表压),0.1MPa。

(2) 干蒸汽加湿器。使用喷管加湿器虽构造简单,容易加工,但喷出的蒸汽中往往易夹带凝结水滴,影响加湿效果的控制。为避免蒸汽喷管内产生的凝结水和蒸汽管网中的凝结水进入喷管而喷出,而造成空气相对湿度的不易控制,因此在空气相对湿度控制范围要求较高的集中式空调系统中往往采用干蒸汽加湿器。

目前在集中空调系统中常用的干蒸汽加湿器,按其结构特征和组合情况可分为整体式、组装式、散装式三种。

整体式干蒸汽加湿器通常将兼有分离、干燥功能的喷管组件连同电动或气动调节阀装配成一个整体。例如:

LZS-D型干蒸汽加湿器

组装式加湿器通常以喷管组件为一组,而带有电动或气动调节阀的分离干燥室为另一组,两组间以短管连接。

如QZS型干蒸汽加湿器

散装式干蒸汽加湿器,通常将兼有分离、干燥功能的喷管组件作为一个独立的器件,电动或气动调节阀作为另

一个独立器件,一般按设计图纸结合现场实际情况进行安装和配管。如ZKZ型、ZS型干蒸汽加湿器。

1) QZS、LZS型干蒸汽加湿器。QZS、LZS型干蒸汽加湿器是由带外套的喷管组件和带有电动或气动调节阀的蒸汽分离、干燥室两大部件组成。QZS为配用气动执行器的干蒸汽加湿器,LZS为配用ZAZ型电动执行器的干蒸汽加湿器。其结构如图3-52所示。

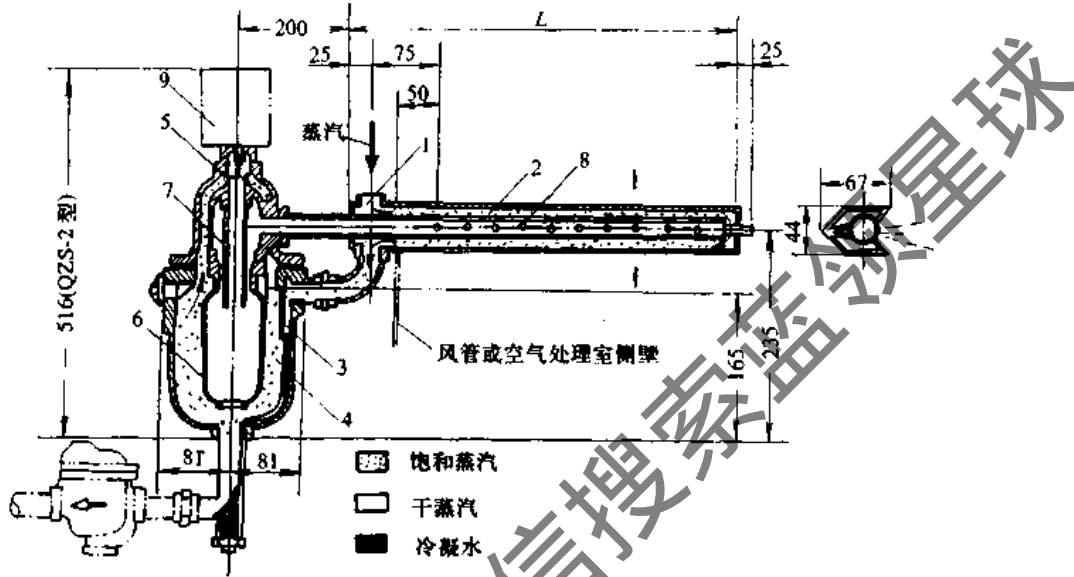


图 3-52 QZS-2型干蒸汽加湿器

- 1-接管;2-外套;3-挡板;4-分离室;5-阀孔;6-干燥室;
7-消声腔;8-喷管;9-电动或气动执行器

蒸汽由接管1进入外套2,它对喷管内的蒸汽起加热、保温、防止冷凝的作用。外套的外壁由于直接与处理的空气相接触,因此热交换的作用会有部分蒸汽被冷凝成水,随蒸汽一道进入分离室4,由于蒸汽和冷凝水受到惯性和分离板3的阻挡,冷凝水便被分离出来。同时由于分离室的通道面积加大,使蒸汽减速因而提高了分离冷凝水的效果。分离出冷凝水的蒸汽由顶部流经调节阀阀孔与减压,再进入干燥室6,在干燥室内,蒸汽经过急剧的方向改变,使蒸汽中残留的冷凝水滴第二次被分离出来;由于干燥室被包在分离室内,干燥室内第二次被分离的冷凝水滴在分离室内的高温蒸汽作用下,吸热后二次汽化。因此流经消声腔并从喷管小孔喷出的是干蒸汽。除消声腔外,喷管内另有消声设施,以减少蒸汽通过喷口时产生的噪声。

QZS-2型干蒸汽加湿器的性能及其静态、动态噪声值分别见图3-53和表3-42、表3-43。

加湿器的喷管长度L有300、450、600、900、1200、1500、1800、2100、2400、2700、3000、3300、3600等13种。

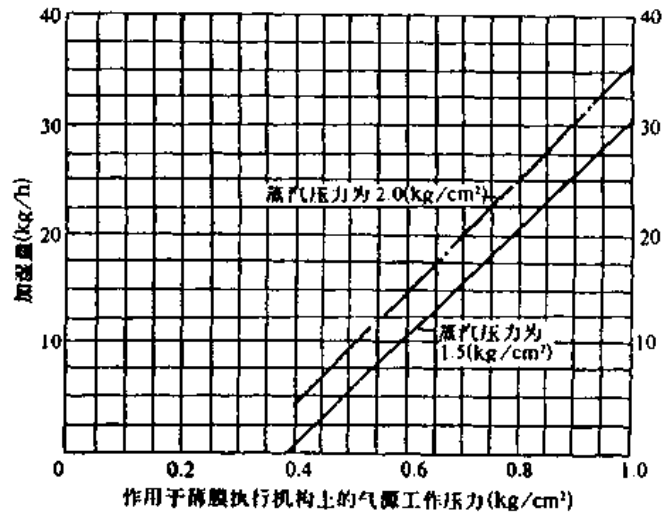


图 3-53 QZS-2型干蒸汽加湿器的加湿量

表 3-42 QZS-2 型干蒸汽加湿器静态噪声值

饱和蒸汽压力 (kg/cm ²)	压缩空气压力 (kg/cm ²)	测点位置	噪声 (dB)			
			L 线性	A 档	B 档	C 档
1.5	0.4	I	75.0	65.0	70.0	75.0
		II	75.0	71.0	70.5	74.0
		III	77.0	64.0	70.0	75.0
	0.6	I	76.5	66.0	70.0	75.0
		II	79.0	74.5	73.5	75.0
		III	76.0	69.0	69.0	73.0
	0.8	I	80.0	78.0	77.0	79.0
		II	85.0	84.0	83.0	84.0
		III	78.0	76.0	75.0	77.0
	1.0	I	82.0	80.0	80.5	84.0
		II	85.5	83.5	82.0	83.0
		III	84.5	84.5	83.0	75.5
1.0	室外(即本底)	77.5	64.5	72.0	75.5	

- 注: 1. 静态噪声系指只启用加湿器, 风机未投用时的噪声。
 2. 位置 I—吸风段加湿器前 3.5m 处风管内, 且面对加湿器喷口;
 位置 II—吸风段加湿器前 1.2m 处风管内, 且面对加湿器喷口;
 位置 III—吸风段加湿器后 4.5m 处风管内, 但背着加湿器喷口。

表 3-43 QZS-2 型干蒸汽加湿器动态噪声值

饱和蒸汽压力 (kg/cm ²)	压缩空气压力 (kg/cm ²)	测点位置	噪声 (dB)			
			L 线性	A 档	B 档	C 档
1.5	1.0	室外	88.5	79.5	84.5	87.5
		I	95.0	87.0	91.5	93.0
		IV	107.0	91.0	98.0	104.0

- 注: 1. 动态噪声值系指加湿器与风机同时工作时的噪声。
 由于现场条件限制, 噪声测定值有些误差, 但仍能基本反映设备的噪声性能。
 2. 位置 I—吸风段加湿器前 3.5m 处风管内, 且面对加湿器喷口。
 位置 IV—吸风段加湿器后 3.5m 处风管内, 但背着加湿器喷口。

2) LZS-D 型干蒸汽加湿器。LZS-D 型干蒸汽加湿器由带外套、内管的喷管组件和带有电动或气动执行器的套筒调节阀两大部件组成。LZS-Q 为配用气动执行器的干蒸汽加湿器; LZS-D 为配用 ZAZ 电动执行器的干蒸汽加湿器。如图 3-54 所示。

压力为 1.05kg/cm² 的蒸汽由接管 1 进入, 沿着外套 2 先自上而下, 流经外套底部后又重新自下而上流入阀腔 6。流经其间的蒸汽所携带的冷凝水(主要由于外套外壁直接与处理空气接触所致), 借助惯性, 突然降低流速和由于重力作用, 使其流至外套底部, 再从底部接管 9 及其下接的疏水器排出。而流入阀腔内的蒸汽经由套筒阀窗口 5 进入内管 7。由于蒸汽是在过热状态下进入内管的, 同时内管又处于一定温度的喷管 3 中, 因此蒸汽在内管向下流动而不致冷凝, 即使夹带极少量水滴也会重新汽化。从管内底口流出的蒸汽又再度向上折回, 并在内管与喷管之间的环形空间内流动。喷管外壁约有 $\frac{3}{4}$ 的圆周表面积被高温蒸汽所包围, 同时喷管内部又受高温内管夹护, 因此在喷管内的蒸汽不致冷凝, 经喷管小孔喷出的是干蒸汽。

这种加湿器的结构特征是在带外套的喷管中再插入一根内管, 借以增强吸热汽化的效应, 有利于蒸汽的干燥。阀的稳定性好, 拆装方便。LZS-D 型干蒸汽加湿器简要性能与规格见表 3-44。

表 3-44 LZS-D 型干蒸汽加湿器简要性能与规格

型号	最大喷汽量(kg/h)		喷管长度 H (mm)
	进口蒸汽压力为 0.05MPa	进口蒸汽压力为 0.1MPa	
LZS-D1 Q1	50	100	400
LZS-D2 Q2	100	150	500
LZS-D3 Q3	150	200	600
LZS-D4 Q4	180	250	700
LZS-D5 Q5	220	300	800

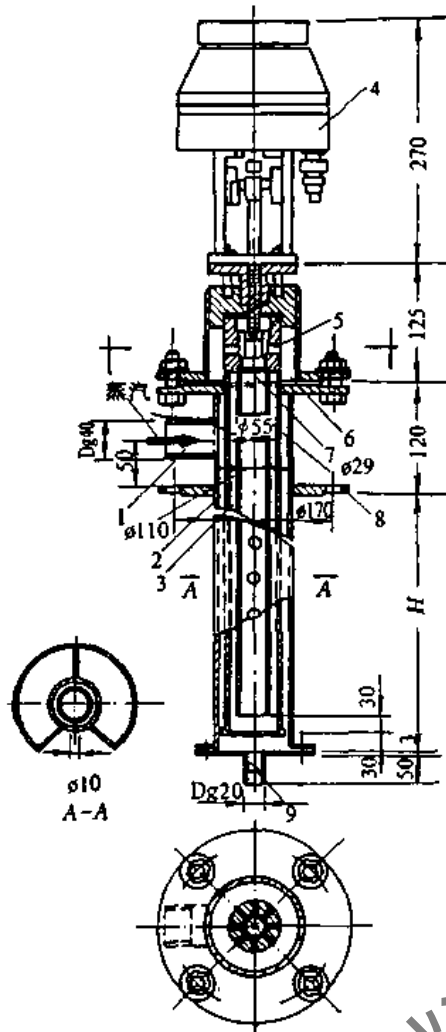


图 3-54 LZS-D型干蒸汽加湿器

1-接管;2-外套;3-喷管;4-ZAZ型电动执行器;5-套筒阀窗口;6-阀腔;7-内管;8-固定用法兰;9-接管

3) ZKZ 型干蒸汽加湿器。ZKZ 型干蒸汽加湿器是由一个带外套、内管的喷管组件,其结构如图 3-55。

蒸汽流动路线除蒸汽改由顶部接管流入并即分向两侧外壳与喷管之间夹层空间即外套内向下流动外,其余流动路线、分离冷凝水和吸热干燥的功能,均与 GZS-D 型干蒸汽加湿器大体相同。此类加湿器的性能与规格见表 3-45。

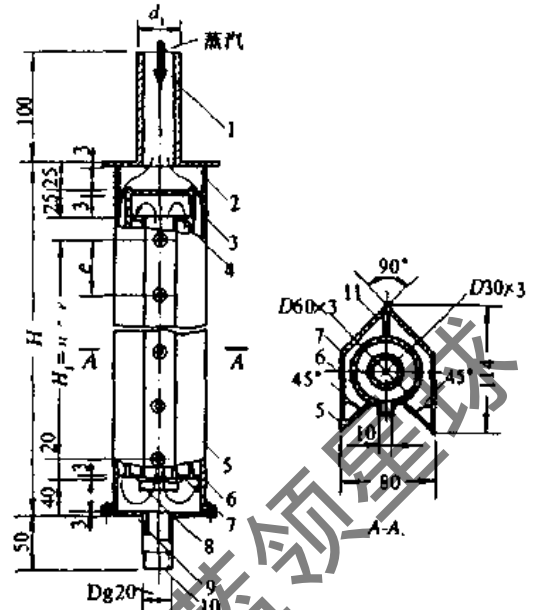


图 3-55 ZKZ 干蒸汽加湿器

1-接管;2-顶盖;3-上端盖;4-支撑;5-外壳;6-喷管;7-内管;8-下端盖;9-底盖;10-接管;11-纵支撑

表 3-45 ZKZ 型干蒸汽加湿器简要性能与规格

型号	最大喷汽量(kg/h)	H (mm)
ZKZ-1	60	700
ZKZ-2	90	700
ZKZ-3	135	700
ZKZ-4	180	1400
ZKZ-5	240	1400
ZKZ-6	300	1400

4) ZS 型干蒸汽加湿器。ZS 型干蒸汽加湿器如图 3-56 所示。它由分离端盖和带外套、内管的喷管组件两大部分组成。加湿器的喷管组件既可以水平安装,也可立式倒装。当喷管组件水平安装时,接管 1 在上部,冷凝水由接管 7 排出,当喷管组件立式倒装时,接管 1 在侧部,冷凝水由接管 8 和 9 分别排出。蒸汽由接管 1 流入,沿着外套运动,其流动方向如图 3-56 所示,其余流动路线、分离冷凝水和吸热干燥的功能均与 GZS-D 型干蒸汽加湿器大体相同。

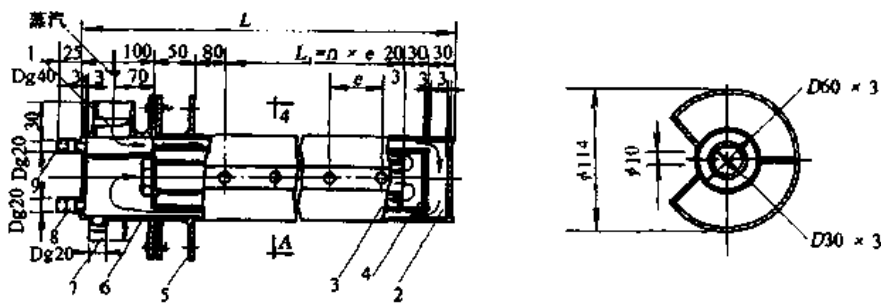


图 3-56 ZS 型干蒸汽加湿器

1-接管;2-外套;3-内管;4-喷管;5-固定用法兰;6-分离端盖;7,8,9-接管

5) 简易A型干蒸汽加湿器。简易A、B型干蒸汽加

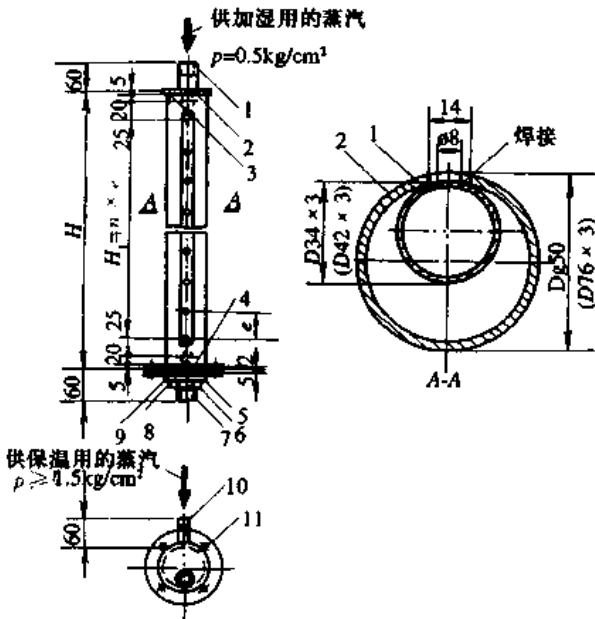


图 3-57 简易 A 型干蒸汽加湿器

1-喷管;2-套管;3-顶盖;4-圆环;5-垫片;6-底盖;
7-锁紧螺母;8-垫圈;9-垫片;10-接管;11-螺栓和螺母

湿器也是一个带外套的喷管组件,其结构分别如图 3-57 和图 3-58 所示。

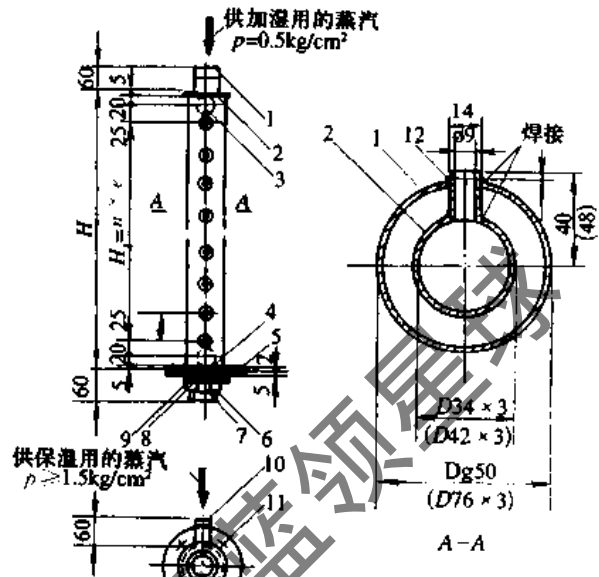


图 3-58 简易 B 型干蒸汽加湿器

1-喷管;2-套管;3-顶盖;4-圆环;5-垫片;6-底盖;7-锁紧螺母;8-垫圈;9-垫片;10-接管;11-螺栓和螺母;12-短管

简易B型干蒸汽加湿器同ZS型干蒸汽加湿器相比,两者除结构和流动路线有所不同外,主要区别在流体的股数上,后者是采用高压或低压单股的蒸汽流入带接管的外套。而前者却是高、低压不同的双股蒸汽分别各自流入带接管的外套和带小孔的喷管。一股供加湿用的 $p=0.05\text{MPa}$ (0.5kgf/cm^2) 的低压蒸汽携同少量沿程的冷凝水一同进入喷管,冷凝水由于受外套内高压高温蒸汽的作用而吸热汽化,因此由小孔喷出的是干蒸汽。另一股由侧部接管流入的 $p=0.15\sim 0.3\text{MPa}$ ($1.5\sim 3\text{kgf/cm}^2$) 的高压蒸汽,它对喷管内低压蒸汽起加热、保温、防止冷凝的作用。沿着外套向下流动的蒸汽及其所携带的冷凝水(主要由于套管外壁直接与处理空气接触而产生热量交换所致),一起流向底部侧向接管,通过疏水器将冷凝水排出(至回水管网内)。

喷管上喷口孔径一般为 $8\sim 10\text{mm}$,如果低压蒸汽控制在 0.05MPa (0.5kgf/cm^2) 时,每个喷口喷出的蒸汽量一般为 $2.5\sim 6.5\text{kg/h}$ 。当用于一般空调系统,且设置在空气处理室时,其喷管长度一般为 1m 左右。当用于直流式空调系统时,一般采用两根或多根喷管,接管采用并联方式,可采用单个自动调节阀实行集中控制或两个自动调节阀实行不等分量的分程控制。

2. 常用的电加湿器

用于电加湿的加湿设备分为电极式加湿器和电热式加湿器两种。

(1) 电极式加湿器。电极式加湿器如图 3-59 所示。用三根不锈钢棒(或用镀铬的铜棒)作为电极,把它放在不锈蚀的水容器中,以水作为电阻,金属容器接地。三相电源接通后,电流从水中通过,水被加热而产生蒸汽。蒸

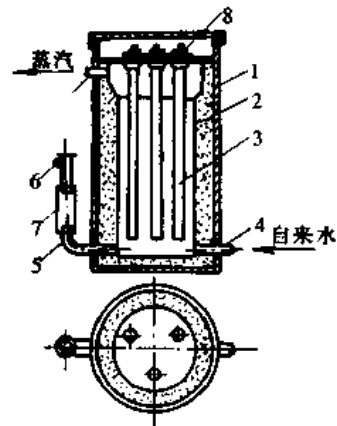


图 3-59 电极式加湿器结构示意图

1-外壳;2-保温层;3-电极;4-进水管;5-溢水管;
6-溢水嘴;7-橡皮管;8-接线柱;9-蒸汽管

汽由排出管送到待加湿的空气中。水容器内的水位越高,导电面积越大,则通过的电流越强,产生的蒸汽量就越多。因此可通过改变溢流管高低的办法来调节水位高低,从而调节最大加湿量。

国产小型恒温恒湿空调器,通常配用电极式加湿器,其最大额定容量约为 5kW 、 10kW 和 20kW ,可基本满足加湿量相当于 6kg/h 、 12kg/h 和 20kg/h 中小规模的空调系统加湿需要。

电极式加湿器在运行中的注意事项:电极式加湿器在运行中应根据加湿量的大小来调整水位,以防电流过载。在使用中要经常排污。根据水质条件,排污周期有所不同,一般以累积工作时数 8 小时排污一次为宜。及时排除沉积在容器底部因水不断蒸发而浓缩的杂质和褐

色胶状物,以减轻对电极和器壁的腐蚀。使用中还要定期除垢,一般2~3个月清洗一次,将水渣、酥松水垢冲掉。如装有磁水器和过滤器,也应清理检修。如果磁水器、磁过滤器发现有氧化铁及杂质时,可用30%盐酸溶液清洗,然后再用纯碱溶液冲洗,最后用清水冲净方可。

(2) 电热式加湿器。电热式加湿器是将放置在水槽中的管状电加热元件通电后,使水加热沸腾产生蒸汽的加湿设备。管状电热元件是将电阻丝装在特制的金属套管内,其间填充导热性能好但不导电的绝缘材料。

电热式加湿器常用的补水控制方式有自力式和电动式两种。自力式补水控制是在电热式加湿器旁的补水箱中安装浮球阀,以此来自动控制一定的水位。补水箱的底部与加湿器底部接连通管。补水箱的主要功能在于保持水位稳定,避免使电加湿器水位因加热沸腾形成剧烈波动的影响。而且在浮球阀适当位置设置有水银电气开关,以免使用中一旦供水中断而招致空烧事故,损坏电热元件和发生其他事故。这种补水方式装置简单,投资省,但浮球阀关闭不严,活动部件易出故障,使用可靠性差,一般仅与容量不大的开式电加湿器配套使用。电动式补水控制是在电热式加湿器旁的开式补水箱或闭式补水箱内设置高、低水位标记和最低防空烧保护水位的水位敏感元件和液位继电器,控制补水管上的电磁阀的启闭,保持水位在一定范围内,这种补水方式较为可靠。

电热式加湿器又分开式和闭式两种。开式电热式加湿器是与大气直接相通的非密闭的容器,蒸汽压力与大气压力相同。由于容器内常有一定的存水,从接到加湿指令到实际汽化加湿需要一段加热汽化的时间,因而相对湿度的调节品质不佳,波动范围较宽。其热惰性与加湿器内的存水量,控制档的电热元件安装功率有关。因此,开式电热式加湿器一般常用于室内相对湿度要求不严格的空调系统内。同时开式电热式加湿器一般容量较小,因此常与小型恒温恒湿空调器配套使用。

闭式电热式加湿器是一不与大气直接相通的密闭容器,其内蒸汽压力高于大气压力。由电接点压力表高、低压给定值直接控制电热元件电源的通断,使容器内经常充满0.01~0.03MPa(0.1~0.3kgf/cm²)的低压蒸汽。只要蒸汽输送管道上的电动调节阀稍一开启,蒸汽即迅速进入空气中,从而产生对空气进行加湿作用。与开式电热式加湿器相比,减少了容器内积水被加热汽化的这一滞后时间,有助于改善空气的调节品质,减少湿度的波动范围。因而它适用于没有蒸汽源的湿度波动要求严格的空调系统。

3. 喷雾加湿

在空调中,采用直接向室内空气进行喷雾加湿来弥补空气集中处理加湿不足的方法,称为空气的补充加湿。这种空气处理方法一般常用在空调房间散热量较大,而散湿量较小,同时又要保持较高湿度的地方,如棉纺织车间。这样可节省空调系统的送风量。

这种加湿方法对水温无特殊要求,可以节省为排除余热所需的风量。其不足之处是室内空气状态不太均匀。

例如一个直流式空调系统承担几个房间的空气调节任务,如果只有个别房间内余热值比较大,而余湿量又

小,且又要保持较高的相对湿度。根据多数房间要求的温湿度情况,空气集中处理至如图3-60中的状态点1即可满足要求,如果将处于状态点1的空气送入余热较大、余湿较小的空调房间,将无法满足对湿度较高的要求。假定室内状态点为N,室外状态点为W,送风温差为 Δt ,房间内余热量为Q,热湿比为 ϵ_1 ,由图3-60可知,为了满足空调房间内的温湿度要求,需将室外空气采用等焓加湿的方法处理至3点,这在技术上是不能实现的,因采用喷水室循环水喷淋处理时,空气只能由W点沿等焓线处理至状态点1。这时如果在送风量不变前提下将状态点1空气送入室内,空气将会沿热湿比线 ϵ_1 变化至状态点2,显然状态点2的空气参数满足不了房间内的要求。如果在室内直接向空气中喷水加湿,在余热不变时则室内余湿量增加,此时热湿比将会由 ϵ_1 减小到 ϵ_2 ,此时将处于状态点1的空气送入室内,将会沿 ϵ_2 变化至状态点N,即可满足要求,但房间送风量要有增加。如果将状态点W空气处理至状态点4后再送入室内,但由于 Δt_{4N} 远小于 Δt_{1N} ,将导致房间送风量增加过多,会提高运行费用。此时我们也可以理解为:由状态点1空气按热湿比 ϵ_1 送入室内吸收余热余湿后状态点为2,再由点2在室内经喷雾加湿到N点。

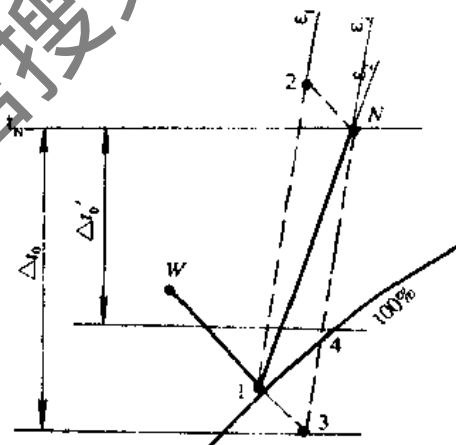


图3-60 空气的补充加湿(喷雾加湿)

工程上常用的喷雾加湿方法有以下几种:

(1) 压缩空气喷雾加湿。

(2) 喷雾机加湿。电动喷雾机是一种简单的喷雾加湿装置,它由风机、电动机和给水装置组成。分为固定式和旋转式两种。

4. 几种典型的新型加湿器及其性能

(1) 超声波加湿器。超声波加湿器由加湿本体(水槽和导雾盖)、发生超声波振子单元、给水电磁阀和浮子开关、继电器、控制盘变压器、电源开关、熔断器、指示灯等组成。常用超声波加湿器性能如表3-46。

超声波加湿器的工作原理:其下部的水槽内设有大功率压电陶瓷材料制成的高频振荡器,可产生超声振动,使水面上产生直径几微米的微细水滴,对空气进行加湿。

超声波加湿器的特点是使用安全、雾化水滴细小、耗电少、动作灵敏,安装使用方便,其寿命在5000~10000h。

表 3-46 常用超声波加湿器

型号	KC-130	KC-260	KC-400	KC-800	KC-1200
加湿能力 (kg/h)	0.9~1.3	1.8~2.6	2.7~3.9	5.4~7.8	8.1~11.7
额定电压 (V)	超声波加湿单元 48±10%				
额定功率 (W)	120	220	320	700	1000
加湿单元数	2	4	6	12	18
使用范围条件	空气温度 5~40℃, 相对湿度 90%				
给水条件	水质为纯水或软化水 水温 5~40℃ 水压 2.9~490Pa				

如果利用高频电力从水表面发射具有一定强度, 波长相当于红外线波长的超声波, 则在超声波的作用下, 水表面将会产生几微米左右的微细粒子从而可以对空气进行加湿, 超声波加湿器加湿主要特点是产生的水滴颗粒细、运行安静可靠。

(2) 离心式加湿器。这是一种靠离心力作用将水雾化的加湿装置, 这种加湿器有一个圆筒形外壳, 封闭电机驱动一个圆盘和水泵管高速旋转, 水泵管从贮水器中吸水并送至旋转的圆盘上面形成水膜。水由于离心力作用被甩向破碎梳, 并形成细小水滴。干燥空气从圆盘下部进入, 吸收雾化了的水滴从而被加湿。如图 3-61 所示。

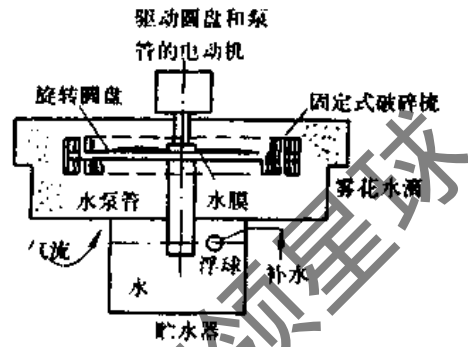


图 3-61 离心式加湿器

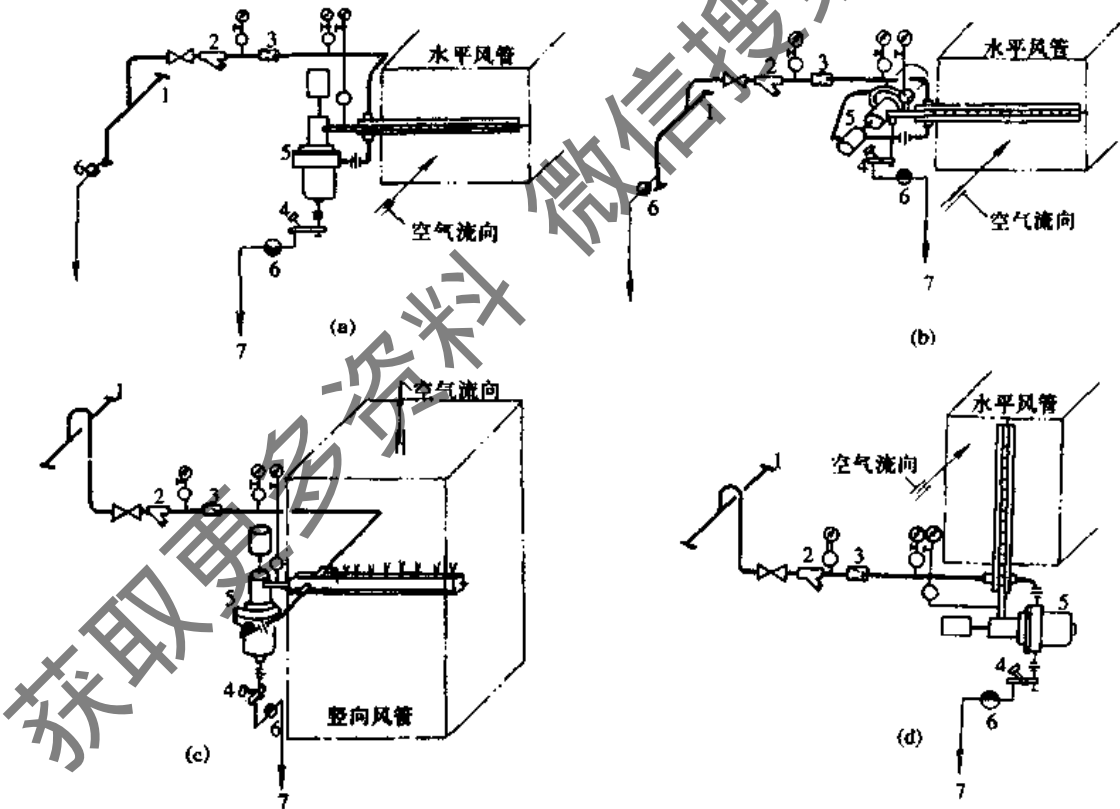


图 3-62 9ZS 型干蒸汽加湿器的安装方式和管道配置示意

(a) 9ZS 型干蒸汽加湿器自动调节阀立置、喷管水平安装在水平风管内; (b) 9ZS 型干蒸汽加湿器自动调节阀平置、喷管水平安装在水平风管内; (c) 9ZS 型干蒸汽加湿器自动调节阀立置、喷管水平安装在垂直风管内; (d) 9ZS 型干蒸汽加湿器自动调节阀平置、喷管垂直安装在水平风管内

1-蒸汽干管; 2-过滤器; 3-减压器; 4-防止喷水的低温控制器; 5-9ZS 型干蒸汽加湿器; 6-疏水器; 7-接至室外或室内集水槽而溢入排水系统; 8-接至供热凝水管

3.7.4 干蒸汽加湿器的管路布置

干蒸汽加湿器的喷管组件一般安装在二次加热器与风机入口之间的空气处理室内,尽量靠近二次加热器而远离风机入口处,如果安装在送风管道内时,一般设置在送风管道消声器之前的管段内,并尽可能位于风管截面的中部。

ZKS型干蒸汽加湿器一般采用水平安装,LZS-D型干蒸汽加湿器一般宜垂直安装,ZKZ及简易A、B型干蒸汽加湿器一般只允许垂直安装,ZS型干蒸汽加湿器既可以水平安装又可垂直安装。

各型干蒸汽加湿的安装方式及管道配置示意图见图3-62~图3-65。

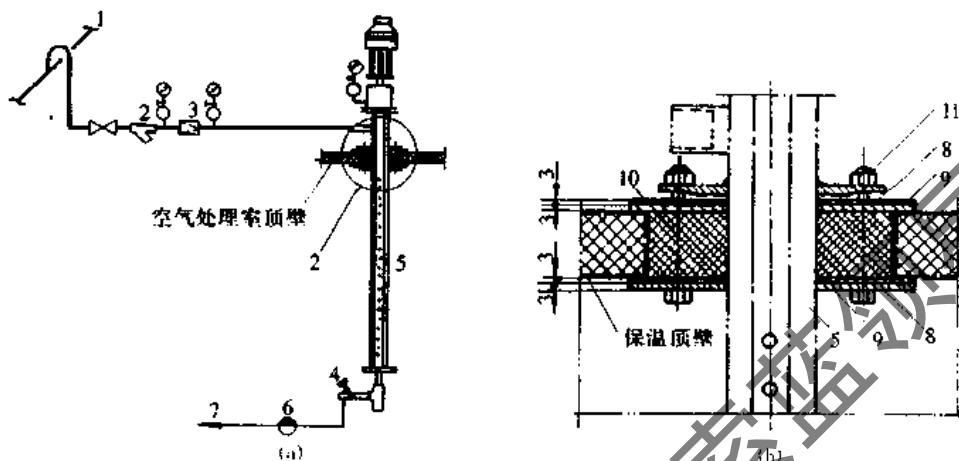


图 3-63 LZS-D型干蒸汽加湿器的安装方式和管道配置示意

(a) LZS-D型干蒸汽加湿器自动调节阀立置,喷管垂直安装在空气处理室内;(b) LZS-D型干蒸汽加湿器在空气处理室顶壁上的固定

1-蒸汽干管;2-过滤器;3-减压器;4-防止喷水的低温控制器;5-LZS-D型干蒸汽加湿器;6-疏水器;7-接至室外或室内集水槽而溢入排水系统;8-两半对拼的压环;9-海绵橡胶垫片;10-软泡沫塑料填充层;11-带螺母的螺栓

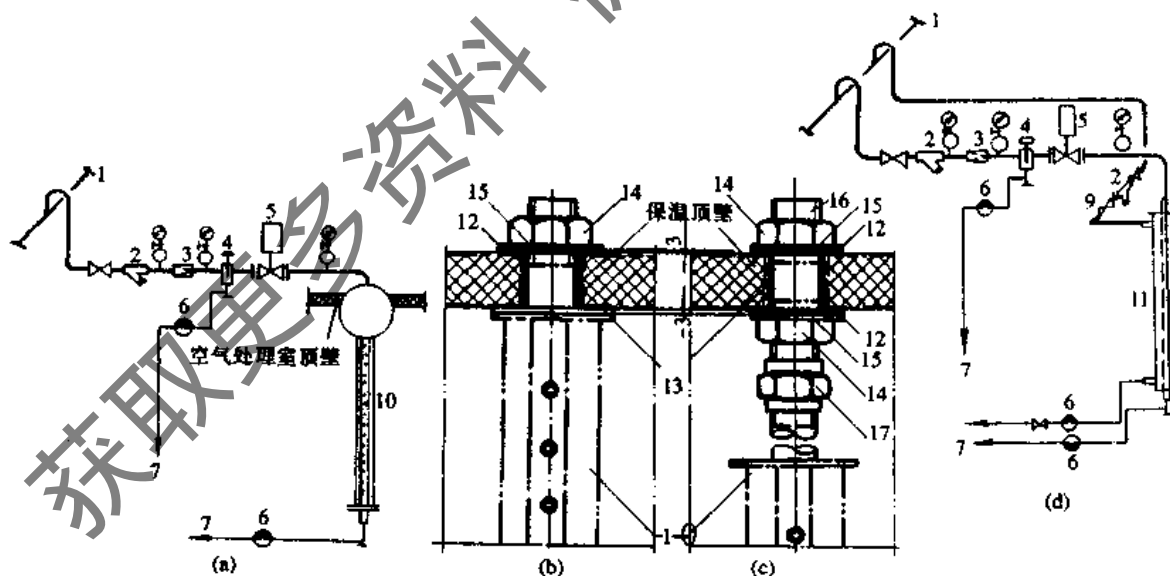


图 3-64 不同干蒸汽加湿器的安装方式和管道配置示意

(a) ZKZ型干蒸汽加湿器自动调节阀立置,喷管垂直安装在空气处理室内;(b) ZKZ型干蒸汽加湿器紧贴空气处理室顶部内壁的固定;(c) ZKZ型干蒸汽加湿器悬离空气处理室顶部内壁的固定;(d) 简易A、B型干蒸汽加湿器自动调节阀立置,喷管垂直安装在空气处理室内

1-蒸汽干管;2-过滤器;3-减压器;4-防止喷水的低温控制器;5-自动调节阀;6-疏水器;7-接至室外或室内集水槽而溢入排水系统;8-接至供热凝结水管;9-蒸汽电磁阀;10-ZKZ型干蒸汽加湿器;11-简易A、B型干蒸汽加湿器;

12-海绵橡胶垫片;13-软泡沫塑料填充层;14-锁紧螺母;15-垫圈;16-短管;17-活接头

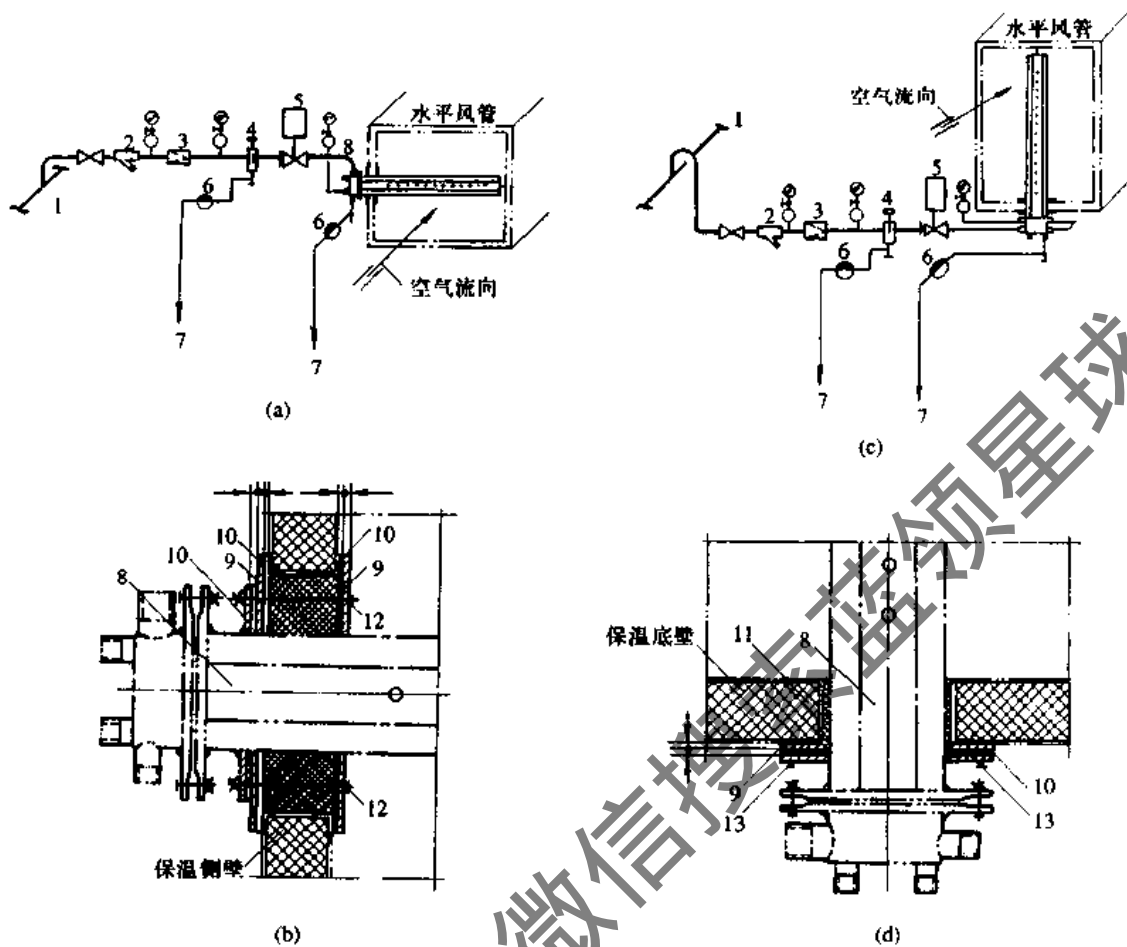


图 3-65 ZS 型干蒸汽加湿器的安装方式和管道配置示意

(a) ZS 型干蒸汽加湿器自动调节阀平置, 喷管水平安装在水平风管内; (b) ZS 型干蒸汽加湿器在风管上的固定(内外两侧均可抽取喷管); (c) ZS 型干蒸汽加湿器自动调节阀立置, 喷管垂直安装在水平风管内; (d) ZS 型干蒸汽加湿器在风管上的固定(仅能外侧抽取喷管)

1-蒸汽干管; 2-过滤器; 3-减压器; 4-防止喷水的低温控制器; 5-自动调节阀; 6-疏水器; 7-接至室外或室内集水槽而溢入排水系统; 8-ZS 型干蒸汽加湿器; 9-固定板; 10-海绵橡胶垫片; 11-软泡沫塑料填充层; 12-带螺母的螺栓; 13-螺栓

3.7.5 喷蒸汽加湿系统运行中注意事项

采用喷蒸汽加湿的空调系统, 运行人员应注意事项如下:

(1) 使用的蒸汽压力必须相对稳定, 避免压力的波动过大, 且使供汽压力不得大于设计所规定的蒸汽压力。

(2) 在采用 TH 干湿球信号发生器, TSA 相对湿度调节器、ZAPC 型电动双调节阀组成的相对湿度控制系统中, 应对传感器、调节器、执行器进行经常的检查, 必要的维护和保养, 定期校验, 使之绝对处于可靠、灵敏的状态, 发现问题及时处理, 避免由于调节系统的故障而使加湿系统在运行中造成空调房间的过湿。

(3) 系统在运行中必须严格执行操作规程中所规定的各项要求, 经常检查喷蒸汽加湿器的运行情况, 如发现异常情况应立即采取必要的措施以防止空调房间内的过湿。

(4) 在加湿系统启动运行前, 应设法将蒸气管中的

凝结水排放掉, 以避免加湿时随蒸汽有大量的凝结水喷出, 从而影响空调房间内相对湿度的控制精度。

(5) 在系统中, 如果由于各种原因而发生加湿用蒸汽的供应中断时, 应使加湿控制系统由自动转为手动方式, 同时关闭加湿调节阀。在恢复蒸汽供应后, 应先采用手动调节方式运行, 在空调房间相对湿度值接近要求值后方可转为自动调节方式。这样一可避免在停汽期间由于加湿调节器的作用而使控制系统中的中间继电器的频繁动作而造成其过多的磨损; 二是可以避免在停汽期间由于调节器作用而使调节阀处于最大开度, 在恢复供汽后的瞬间有大量蒸汽通过调节阀进入空调房间而造成湿度过大。

3.7.6 空气的除湿

1. 常用的空气除湿方式

(1) 升温降湿。在空气中含湿量不变的情况下, 空气的相对湿度随空气的温度升高而降低。如在一个大气

压下,将 $t = 20^{\circ}\text{C}$, $\phi = 80\%$ 的空气温度升高到 27°C 时,其相对湿度即可减少到 53% 左右。但此种空气的处理,虽然其相对湿度降低,但其含湿量却并没有发生变化。

(2) 通风除湿。室外的空气在不同的季节和一天的不同时间内含湿量可能是不同的。如果在某种情况下,室外空气含湿量低于室内空气含湿量,则可采用通风的方法将室内含湿量高的空气排至室外,而使用室外含湿量低的空气来补充室内以达到除湿的目的。

(3) 冷冻除湿法。冷冻除湿法就是利用制冷设备,将被处理空气的温度降低到它的露点温度以下,除掉空气中析出的水分,即降低了空气的含湿量。再将空气温度升高,达到除湿的目的,以满足需要。

(4) 固体除湿。利用固体吸湿剂吸收空气中的水蒸气而达到除湿的目的。

(5) 液体除湿。利用液体除湿剂吸收空气中的水蒸气而达到除湿的目的。

(6) 混合除湿。在一个除湿房间内用几种除湿的方法来达到除湿的目的。

2. 各种空气除湿方法的原理及特点

(1) 加热通风法。工程上一般是将加热法和通风法结合起来使用。如果室外空气的含湿量低于室内空气的含湿量,可将经过加热的室外空气送入室内,同时从室内排除同样数量的潮湿空气而达到减湿的目的。这种方法在处理集中空调系统中空调房间过湿时用得较多,此法比较简单。

(2) 冷冻除湿。冷冻除湿的原理:冷冻除湿机是由制冷系统和送风系统组成。制冷系统由压缩式制冷机、冷凝器、蒸发器等组成;送风系统则由送风机、空气过滤器等组成。制冷工质一般采用氟利昂较多。见图 3-66 所示。由图可看出:来自压缩机的高温高压氟利昂气体经油分离器后进入风冷式冷凝器 3,将热量传给流过冷凝器的低温空气后,冷凝为高压液体,然后进入贮液器贮存

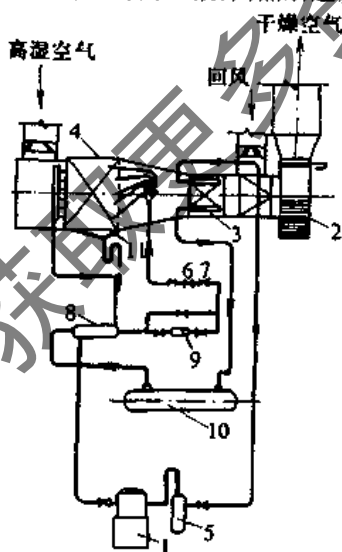


图 3-66 冷冻除湿机的工作原理

- 1-压缩机;2-送风机;3-冷凝器;4-蒸发器;
5-油分离器;6,7-节流阀;8-热交换器;
9-工质过滤器;10-贮液器;11-集水器

起来。从贮液器出来的高压液体经热交换器 8 和工质过滤器 9,并经节流装置 6,7 减压后进入蒸发器 4。在蒸发器里,由于氟利昂的吸热蒸发,将从蒸发器表面流过的高温高湿空气冷却到露点以下,使其析出冷凝水流入集水器 11 中排走。被干燥的低温空气通过冷凝器外表面,吸收冷凝器内工质的热量而被加热升温,再由风机送至房间。

空气经过冷冻除湿机组处理后,其空气的状态变化如图 3-67 所示。首先室内(或部分新风混合)的潮湿空气 N (或 C_1) 经过蒸发器被降温除湿至 L 状态点,每 kg 空气除去 $\Delta d = d_{N(C_1)} - d_L / 1000 \text{kg}$ 含湿量,然后经过风冷式冷凝器等湿加热到状态 S 后离开除湿机组送至需要的地方。这样经过处理的空气减少了含湿量,又经过加热升温可以获得较低的相对湿度。

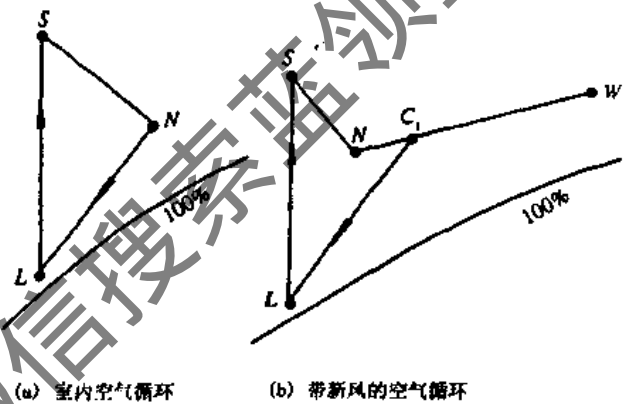


图 3-67 冷冻除湿的空气变化过程

冷冻除湿方法在空调系统中用得比较多,具有很多优点,除湿性能稳定可靠,运行管理方便,能连续除湿;风冷式冷凝器采用低温空气冷却,无需再采用水冷却;对于高温高湿地区处理空气的效果好(一般在 $15 \sim 30^{\circ}\text{C}$, $\phi > 50\%$ 的条件下工作)。但不适宜用于空气露点低于 4°C 的场合。这种除湿方法初投资较大,噪声也较大。常用的冷冻除湿机见表 3-47。

(3) 固体除湿剂除湿。在工程上要求把空气的露点温度降低到 4°C 以下,采用冷冻除湿法就很难满足要求。此时则可采用除湿剂除湿。除湿剂有固体除湿剂和液体除湿剂两种。

1) 常用的固体除湿剂有两种类型:除湿后不变形的多孔(表面积大)固定除湿剂,如硅胶、铝胶等。这类除湿剂的表面蒸汽分压力比较低,在强烈的毛细管作用下,可以吸附空气中的水分,达到除湿的目的。吸附式固体除湿剂在对空气进行干燥处理后,其自身的物理特性保持不变。

另一类固体除湿剂如氯化钙、氢氧化钠等,在对空气进行干燥处理后,其自身将会由固体变成液体。这类固体吸湿剂,由于其表面的水蒸气分压力比周围空气中的水蒸气分压力低得多,利用两者的水蒸气分压力差,可以吸收空气中的水分,以达到对空气进行干燥处理的目的。但是,这类固体空气干燥剂在吸附水分后便成了含有更多结晶水的化合物,如果它继续吸收空气中的水分,将会

表 3-47 除湿机结构特性

除湿机型号	生产厂	形式	进口空气参数 为27℃,70%RH 除湿率(kg/h)	压缩机				蒸发器				冷蒸发器			通风机			除湿器 重量 (kg)	参考价格 (元)	外形尺寸 (长×宽×高) (mm)	备注
				型号及形式 (kg)	工质及 形式注入量 (kg)	电机功率 (kW)	转速 r/min	传热面 积(m ²)	迎风面 面积(m ²)	迎风面 积(m ²)	迎风面 积(m ²)	形式及数量	风量 (m ³ /h)	电机 功率 (kW)	空气 过滤器	形式及数量	形式及数量				
KQF-5型空气去湿器	上海冰箱厂	整体、立柜	3.0	2FV9半封	F-22 1.0	1.5	1440	9.4	0.115	17.0	0.104	离心1台	860	0.18	设备带	无	离心1台	650×450× 900	2100		
KQF-6型空气去湿器	上海冰箱厂	整体、立柜	6.0	2FV16全封	F-22 1.5	2.2	2850	22.0	0.24	33.0	0.24	离心2台	2000	0.37	设备带	无	离心2台	730×500× 1450	5200		
C-3型吸湿机	广州冷冻厂	整体、移动	5.0	2FZ6.6立式双缸	F-12 5.0	3	500	20.0	0.35	30.0	0.30	抽流4160 1台	1200		无	抽流4160 1台	1050×840× 750	3500			
CS-20型除湿机	上海冷气厂	整体	21.0	2F-10立式双缸	F-12 ~20.0	11	960	46.5	0.096	86.0	0.696		推荐用 5000~5500		无			1300×850× 1650	11000	由WCS-10型改装; 不带风机需自配	
LC-5型除湿机	南京冷气厂	整体、立柜	5.0	2F-6.5立式双缸	F-12 4.0	4.2(包括风机)						双进风 离心式	3000		无			900×485× 1680		加小轮可改成移动式;可接送风管	
LC-20型除湿机	南京冷气厂	整体、立柜	20.0	4FS-7B半封	F-12 25.0	13		38.5	0.763	151.5	0.763	双进风 离心式	6000	1.5	设备带	无		1330×800× 2000	1400		
WQC-20型除湿机	南京冷气厂	整体、可牵引、移动	20.0	4FS-7B半封	F-12 25.0	13		38.5	0.763	151.5	0.763	双进风 离心式	5060	2.2	设备带	无		3120×1370 ×1500			
LC-40型除湿机	南京冷气厂	整体、分压缩机缸及空凋箱上下两可拆部件	40.0	8FS7B	F-12 40.0	22	1440	95.1	1.49	175.0	1.49		13000					1500×860× 2150	25000	系新产品,不带风机,需自配 度自动控制器	
TC-30型除湿机	天津冷气厂	整体、可牵引、移动	30.0	6FW7B半封	F-12 35.0	17	1440	85.0	0.96	200.0	0.96	离心式 C8J型1台	8000	3.0	无	无		3670×1370 ×1755	20000		
KGS-3型空气去湿机	天津医药厂	整体、立柜	3.4	2FSM4.2	F-12	2.2	1440	10.0	0.198	20.0	0.198		800	0.08	设备带			600×410× 1270	2400	带电加热器,室温< 15℃时可加温除湿	
WC-18除湿机	哈尔滨空调厂	整体、可移动	18.2	8FNS3B半封	F-12	7.5	1440	40.0		62.0		离心式4-72 -11304.5A 右90°	5000	1.1	设备带			1515×895× 1250			

由固态变形而成为液态。因此,这类空气干燥剂在对空气的除湿处理中,产生了物理化学作用。

2) 固体除湿剂的主要特点是:初投资低设备简单,制造容易(指一般的简易的固体除湿装置),如果要求将空气的露点温度降低到 4°C 以下,使用固体除湿剂除湿仍能有较好的除湿效果,如采用氯化钙作为除湿剂进行除湿时,则其运行费用(去湿1公斤的费用)一般较低,由于固体除湿剂在刚使用时或经再生后使用时,一般其除湿量都比较大,随着使用时间的增长,则其除湿能力将会逐渐降低甚至消失,因此其除湿量不稳定,固体除湿剂在使用中应根据使用情况,应对除湿剂进行更换和再生。因此给使用管理带来一定麻烦,如果使用能循环再生的转筒式除湿机或转轮式除湿机,使用管理就比较方便。

3) 固体除湿剂的特性及其除湿原理。

① 氯化钙。氯化钙是一种除湿能力较强的盐类,无水氯化钙为白色,多孔呈菱形结晶体。略带苦咸味,其密度为 $2.15\text{kg}/\text{m}^3$,熔点为 772°C ,沸点为 1600°C ,吸收水分时放出的溶解热为 $678.68\text{kJ}/\text{kg}$ ($162.1\text{kcal}/\text{kg}$)。

氯化钙除湿主要是由于空气中水蒸气分压力大于氯化钙表面饱和水蒸气的分压力,在压力差的作用下,空气中的水蒸气被氯化钙所吸收,并与之结合成水化物。氯化钙吸收水分后,变为氯化钙水溶液,仍继续吸湿,但吸湿的能力逐渐减弱(因为当氯化钙的水溶液的温度一定时,其浓度越低,则其表面的饱和水蒸气分压力就越高)直至饱和时为止。一定温度时,不同重量浓度 ξ 的氯化钙水溶液与其水蒸气分压力(p_s)之间的关系见图3-68($p_s-\xi$ 图)。

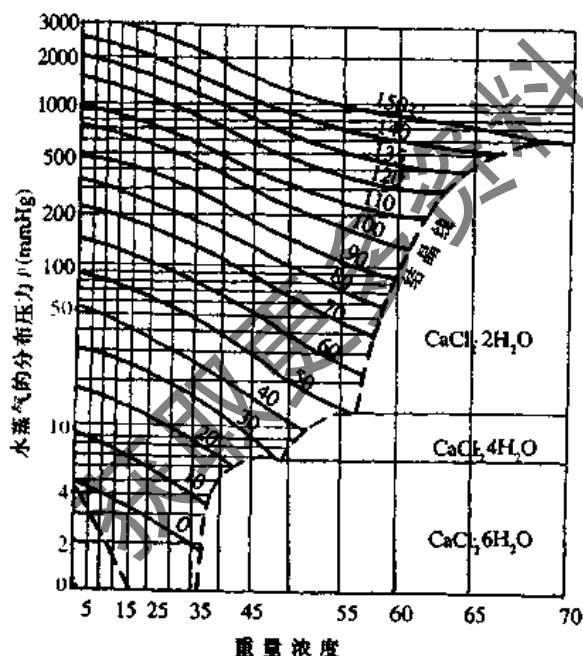


图3-68 氯化钙水溶液的 $p_s-\xi$ 图

常见的氯化钙有两种,一种是工业纯氯化钙($\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$),纯度一般为70%~75%。当吸湿量达本身重量的100%时全部溶解。另一种是无水氯化钙 CaCl_2 ,其纯度 $\geq 96\%$,其他如水分、水不溶物、金属等总含量 $\leq 4\%$ 。

当吸湿量达本身重量的150%时,全部溶解。工业纯氯化钙溶液经过滤还原后,其性能与无水氯化钙相近。但由于工业纯氯化钙的单价只有无水氯化钙的三分之一左右,因此作为吸湿剂一般使用工业纯氯化钙较为经济适用。

氯化钙对金属有腐蚀性。氯化钙的再生是首先滤除溶液中的杂质,然后加热排出吸收的水分后即可重新使用。

② 硅胶($m\text{SiO}_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$)是一种无毒、无臭、无腐蚀性的固体,色泽半透明,多孔呈结晶块,不溶于水,但溶于苛性钠溶液。平均密度为 $650\text{kg}/\text{m}^3$,毛细孔的孔隙率约为50%左右,表面积是 $6 \times 10^4\text{cm}^2/\text{g}$,孔的平均直径为 $4 \times 10^{-7}\text{cm}$,仅为分子直径的7~10倍。在毛细孔的作用下,硅胶吸附空气中的水分从而达到除湿的目的。吸湿率一般为其重量的30%左右,当硅胶温度为 38°C 时,其比热为 $0.92\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ($0.22\text{kcal}/\text{kg} \cdot \text{C}$),热传导率仅为 $0.14\text{W}/\text{m} \cdot \text{C}$ ($0.12\text{kcal}/\text{h} \cdot \text{m} \cdot \text{C}$)。吸附每公斤水分时放出的吸附热量为 $0.94\text{kW} \cdot \text{h}$ (780kcal)。

目前国产硅胶主要有白硅胶(原色硅胶)和蓝硅胶(变色硅胶)两种。根据它们粒度的大小又可分为粗孔、细孔两种。粗孔硅胶吸湿时间较长,工程上应用较为广泛。蓝硅胶通常用来作为白色硅胶吸湿程度的指示剂,氯化钴变色硅胶呈蓝色,吸收水分后,即由蓝色逐渐变为深蓝或浅灰→紫→浅红→红色,当变成红色时就标志着白色硅胶需更换或再生。吸湿后的硅胶经 $150 \sim 180^{\circ}\text{C}$ 热风加热再生后,即可重复使用。国产硅胶的主要性能见表3-48。

表3-48 国产硅胶的主要性能

规格	白硅胶		蓝硅胶	
	粗孔 $\geq 3.3\text{mm}$	细孔 $0.5 \sim 3.3\text{mm}$	粗孔 $> 5\text{mm}$	细孔 $1.5 \sim 5\text{mm}$
吸湿率(%) (按硅胶重量)	≥ 30	≥ 30	25	25
机械强度(%)	≥ 92	≥ 80	85	90
密度(kg/m^3)	400~500	500~700	600~700	600~700
原始含水率(%)	≤ 2	≤ 2	≤ 2	≤ 2

硅胶吸湿主要是由于硅胶是多毛细孔物质,一般用毛细孔管凝缩的原理来说明水蒸气的吸附作用,即认为硅胶吸湿的原理是由于水分在吸附表面毛细孔所形成的凹形弯面上有很低的水蒸气分压力的缘故,并在吸附水蒸气的过程中放出吸附热量。

国产硅胶吸湿剂的除湿过程在 $h-d$ 图上可近似认为其属于等焓降湿升温过程。这主要是由于空气中的水蒸气被吸附时放出潜热而加热了吸湿剂,而吸湿剂又以显热交换的方式将热量传给空气,吸湿剂的温度将达到平衡时的温度,即空气传给吸湿剂的潜热等于吸湿剂传给空气的显热,因此空气除湿前后的焓值可以近似认为不变,其温度则升高。

4) 固体吸湿剂的除湿过程。如图3-69所示,为一采用固体吸湿剂进行空气处理的空调系统。室内状态点为 N ,室外空气状态点为 W ,一次回风混合状态点为 C ,

室内的热湿比为 ϵ , 系统送风状态点为 O 。由于在新、回风混合后的状态点 C 的空气经固体吸湿剂的除湿处理, 因此, 混合后的空气将会沿着等焓线由状态点 C 而达到状态点 C_1 。然后再采用等湿降温的方法处理至状态点 C_2 , 再等焓加湿至状态点 L , 升温至状态点 O 即可送入空调房间, 处理过程为:

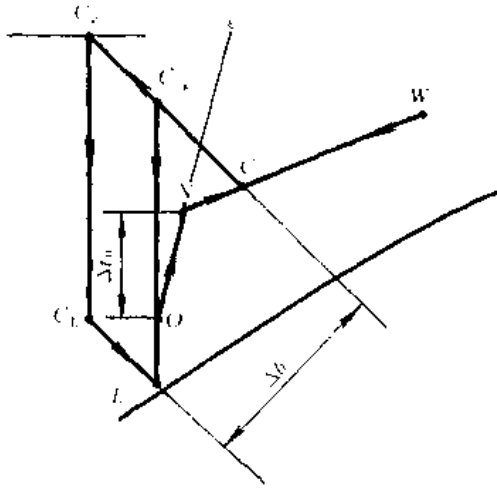
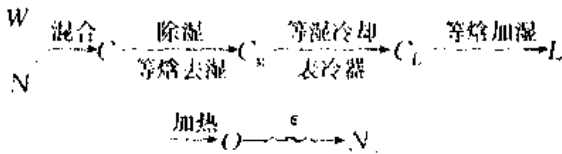
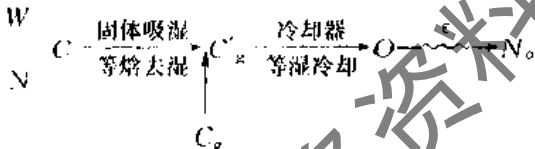


图 3-69 固体吸湿剂的除湿过程



如果在处理过程中, 适当调节通过吸湿剂和旁通风量而使之位于状态点 C_2 , 其处理过程如下:



采用此种空气处理方式与采用喷水室喷冷水(或水冷式表面冷却器)由 C 点直接处理至 L 点相比, 处理空气的焓降相同, 但由于 $t_{C1} > t_{C2}$, 就有可能利用天然冷源而不必使冷冻机投入运行。

5) 固体除湿剂的除湿方法与除湿设备。固体除湿剂的除湿方法通常有静态除湿和动态除湿两种。

① 静态空气除湿。含湿量较大的空气在自然状态下与吸湿剂接触而除湿的方法称为静态除湿法。静态空气除湿的设备简单, 造价低但除湿缓慢, 单位除湿量占用的房间体积大, 因而只适宜于除湿量不大且除湿设备所占体积对工艺无影响的房间。

对于一般的地下建筑, 为了使房间内的空气相对湿度由 70% 以上降到 50%~70%, 并且能保持 15 天左右, 则静态除湿氯化钙用量为:

$$G = KV \text{ (kg)}$$

式中 G ——氯化钙用量 (kg);

K ——根据房间内原有空气的相对湿度而确定的每 1m^3 房间体积所需氯化钙用量。 K 值

按表 3-49 所示采用, (kg/m³);

V ——除湿房间的体积 (m³)。

表 3-50 K 值

库房内原有空气相对湿度 (%)	<70	70~80	80~90	>90
K 值 (kg/m ³)	0.2~0.25	0.25~0.3	0.3~0.4	>0.5

氯化钙的静态除湿一般用在密闭性较好的地下建筑中, 通常是将氯化钙平放在筛盘上, 筛盘下放贮液盆, 以收集吸湿潮解后的溶液。氯化钙的厚度一般根据 $1\text{kg}/\text{m}^2$ 来考虑。所有设备均应考虑防腐蚀措施。

硅胶的静态除湿一般用于小空间, 如仪表箱和对防潮要求比较严格的某些工业生产的个别工序中。用硅胶可使局部空间(如工作箱等)内的相对湿度保持在 15%~20% 之间。为了使硅胶与空气有充分的接触面积, 一般将硅胶平放在玻璃器皿或包装在纱布袋中。其用量以 $1.0\sim 1.2\text{kg}/\text{m}^3$ 为宜, 这样可使密闭箱内的空气相对湿度由 60% 降至 20% 之间。

② 动态空气除湿。含湿量较大的空气在通风机的强制作用下通过吸湿剂层而达到除湿的目的。这种方法热湿交换快, 除湿能力大。动态除湿又分为固定式和转筒式两种。图 3-70 所示为氯化钙动态固定式除湿装置, 这种装置直接放在被除湿房间, 潮湿空气由各进风口进入, 经吸湿剂层后由上部轴流风机将干燥了的空气送出。图 3-71 所示为硅胶动态固定式除湿装置, 这种装置是串接于送风管道内进行除湿的。

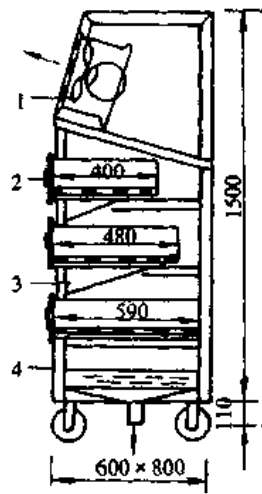


图 3-70 抽屉式氯化钙除湿装置

1-轴流风机; 2-活动抽屉降湿层; 3-进风口; 4-主体骨架

由图 3-70、图 3-71 可以看出, 这种装置除湿和再生是分开的, 即吸湿剂在使用一段时间失效后的硅胶和氯化钙必须取出, 再送至另外一个地方去进行干燥再生。因此操作管理比较麻烦, 不适宜用于大风量的空气除湿系统。

固定转换式硅胶除湿装置 固定转换式硅胶除湿装置如图 3-72 所示。其特点是与转筒式硅胶除湿装置相比设备简单, 处理风量较大, 除湿系统和再生系统分开(用转换阀门控制), 易于管理, 但设备占地面积较大。

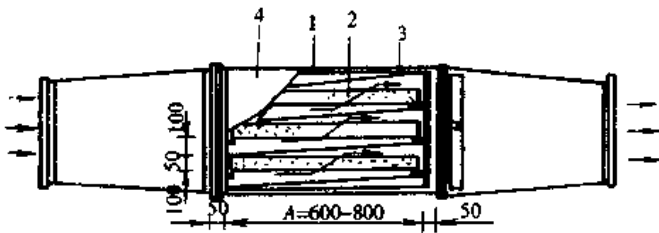


图 3-71 抽屜式硅胶除湿装置
1-外壳;2-抽屜式除湿层;3-分风隔板;4-密封门

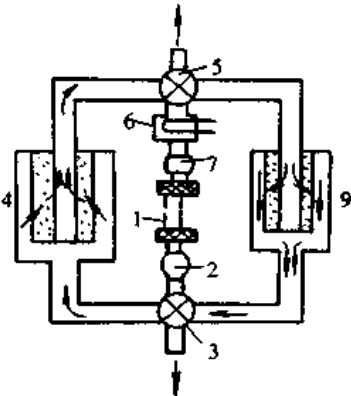


图 3-72 固定转换式硅胶除湿装置
1-湿空气入口;2,7-通风机;3,5-转换开关;
4,9-硅胶筒;6-加热器;8-再生空气入口

电加热硅胶转筒式除湿机 电加热硅胶转筒式除湿机如图 3-73 所示。它是由钢板制成的箱体 1 内置硅胶转筒 2 组成。筒体由两层金属多孔板(风衬钢丝网)做成夹层形式,筒体内充硅胶,以 30min/r 的速度缓慢地旋转。箱体与转筒之间用密闭隔板 4 分成除湿区和再生区两部分。湿空气经蒸发器 6 冷却后进入除湿区,流经转筒的硅胶层后被除去部分水分。除湿后的空气由通风机 7 送出。吸附水分后的硅胶连续转入再生区,用电加热器 3 加热后的再生空气进入再生区,流经硅胶层时将硅

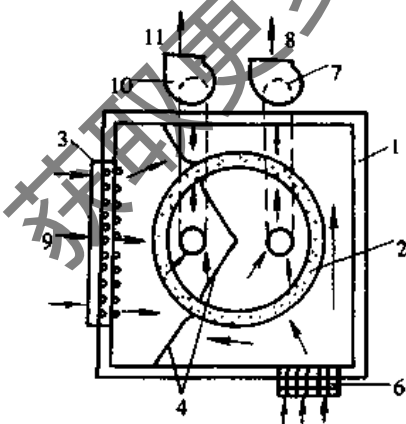


图 3-73 电加热转筒式硅胶除湿机
1-箱体;2-硅胶转筒;3-电加热器;4-密闭隔板;
5-湿空气进口;6-蒸发器;7,10-离心风机;8-干空气
出口;9-再生空气进口;11-再生空气出口

胶再生,然后再由通风机 10 排出。硅胶除湿装置的有关技术数据见表 3-50~表 3-52。

表 3-50 抽屜式硅胶除湿装置数据

风量 (m ³ /h)	除湿量 (kg/h)	抽屜尺寸 A×B(m)	抽屜数 (个)	硅胶箱高度 H (m)	硅胶量 (kg)
1000	4	0.6×0.5	2	0.4	16
2000	7	0.6×0.5	4	0.7	35
3000	10	0.8×0.7	3	0.55	50
4000	14	0.8×0.7	4	0.7	70

注:表中计算参数,硅胶密度为 650kg/m³;空气通过硅胶层流速 v=0.3m/s;空气处理前后的含湿量差 Δd=3g/kg。

表 3-51 转筒式硅胶除湿机的除湿性能

进口空气的含湿量(g/kg)	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5
除湿量(kg/h)	0.9	1.5	2.0	2.4	2.9	3.3	3.8

表 3-52 转筒式硅胶除湿机的主要技术数据

名称	内 容		
	除湿系统	再生系统	硅胶转筒
通风机风量(m ³ /h)	1000	150~220	
电动机功率(kW)	0.4	0.25	0.8
电动机转速(r/min)	2800	1430	490
再生温度(℃)		150~160	
再生电加热功率(kW)		12	
一次硅胶加入量(kg)			28
外形尺寸(mm)	1100×1100×1600		

6) 固体除湿剂的再生。氯化钙除湿后潮解成溶液,需用加热的方法进行再生。常用的氯化钙再生法有:锅熬煮法、煤气还原炉法和燃油还原炉法。

锅熬煮法:用锅熬煮氯化钙溶液时,为节省热量,一般作成锅和烘干设备连成一起的炉灶和带烯液预热板的氯化钙再生炉。这种方法一般适用于每小时除湿量 < 100kg 的系统。

煤气还原炉法:煤气还原炉法再生氯化钙溶液一般适用于每小时除湿量 ≥ 100kg 的系统。

硅胶的再生一般从硅胶层中每还原 1kg 水分约需 3.5~4.65kWh(3000~4000kcal)的热量。

7) 氯化锂转轮除湿机。固定式去湿装置不仅吸湿剂再生比较麻烦,而且固体吸湿剂从开始吸湿到吸湿饱和之间,其吸湿能力不断变化,出口处空气参数也不稳定。为克服这些缺点,要求去湿装置的吸湿与再生能同时连续进行,出口空气参数稳定。采用一种转动式去湿设备——氯化锂转轮除湿机。它主要是利用氯化锂的亲水性来吸收空气中的水分成为结晶水,而不变成水溶液。因而不会产生氯化锂水溶液腐蚀设备,不会出现空气带出氯离子而损害工艺设备,也不需要补充吸湿剂,是一种比较理想的除湿设备,它是利用特制的吸湿纸来吸收空气中水分。

氯化锂转轮除湿机由除湿转轮、传动机构、外壳、风机及再生用电加热器组成(如图 3-74)转轮是由平的及

压制成波纹状的,含有氯化锂和氯化锰晶体的石棉纸卷绕而成。由于石棉纸间形成了许多密集的、直径为1.5mm的蜂窝形通道,构成了相当大的吸湿面积。吸湿纸做的转轮以缓慢的速度旋转,潮湿空气进入3/4面积的蜂窝形通道,水分被吸收后,从另一侧出去送往需要干燥的地方。再生空气,经过过滤器与电加热器,从转轮的另一侧进入另外1/4面积上的蜂窝形通道,带走吸湿剂中的水分并排至室外。

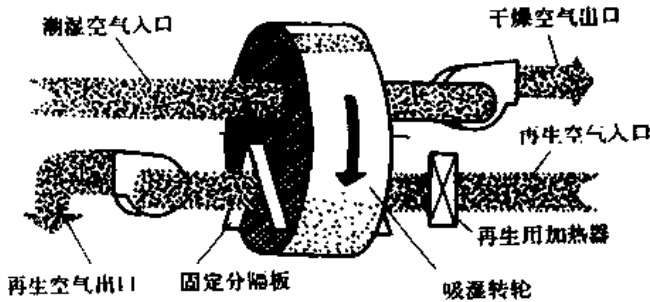


图 3-74 转轮除湿机工作原理图

氯化锂转轮除湿机的特点是:机组构造简单,重量轻,配件少,运行操作简便,维护管理方便,转轮纸芯的主要材料为无机成分,不会老化,性能稳定,使用寿命长;转轮单位体积内的吸湿面积大。由于转轮的蜂窝状孔道直径仅为1.5mm,故 1m^3 体积转轮纸芯的吸湿面积达 3000m^2 。除湿能力强,低温低湿空气状态下除湿效果好。由于温度越低,氯化锂所含结晶水越多,当温度低于 0°C 时,吸湿纸仍不会结冰,仍能与周围空气进行较好的湿交换,比较容易获得低露点的干空气。

氯化锂转轮除湿机可以作为各种类型的库房,有湿度要求的房间、地下室及船舱的除湿调节,由于氯化锂具有强烈的杀菌作用,能将处理空气中90%以上的细菌杀死,因此可用于制药、食品加工、无菌室、手术室等处的通风除湿,与冷冻机联合能较容易地获得 -30°C 以下的低露点空气,因而特别适用于低湿系统,由于处理后空气的相对湿度一般都在10%左右,因此适用于采用常温空气干燥的工艺,如动物胶、尿素、聚乙烯颗粒、砂糖等的脱水。

(4) 液体除湿剂的除湿。某些盐类(如氯化钙、氯化锂)的水溶液中由于混有盐类分子,使水分子的浓度降低,盐水表面上饱和空气层的水蒸气分压力将低于同温度下水表面饱和空气层的水蒸气分压力。所以当空气中的水蒸气分压力大于盐水表面的水蒸气分压力时,空气中的水蒸气分子将向盐水转移,即被盐水所吸收。在温度一定时,盐水溶液浓度越大,其表面上的水蒸气分压力就越低,吸湿能力就越强,甚至当盐水温度高于空气的露点温度时,也会吸收空气中水分。盐水溶液吸收空气中的水分子后,其浓度将逐渐降低,吸湿能力将相应减弱。这就是液体除湿剂除湿的基本原理。

目前在空调系统中,使用的液体吸湿剂有氯化钙(CaCl_2)、氯化锂(LiCl)和三甘醇($\text{C}_6\text{H}_{14}\text{O}_4$)等。其中氯化钙对金属有较强的腐蚀作用,但由于其价格便宜,因此有

时也采用。氯化锂溶液虽对金属也有一定的腐蚀作用,但其吸湿性能更好,所以用得较多。三甘醇的主要优点是没有腐蚀性,而且其吸湿能力也较强。

1) 液体吸湿剂的性质。为了说明液体吸湿剂的一些性质,常使用盐水溶液的表面水蒸气分压力 p 与其质量浓度 ξ 的关系图,即 $p-\xi$ 图,如图3-68即为氯化钙溶液的 $p-\xi$ 图。图的横坐标为溶液的质量浓度 $\xi(\%)$,纵坐标为溶液的表面水蒸气分压力 $p(\text{mmHg})$,每条曲线表示在不同温度条件下盐水溶液的这种浓度与水蒸气分压力的关系。由盐水溶液的 $p-\xi$ 图可看出,溶液表面的水蒸气分压力随着溶液的浓度增加而不断降低。例如:当氯化钙溶液的温度为 100°C 时, 100°C 的曲线与纵坐标轴的交点为 760mmHg ,由于该点溶液的浓度为 $\xi=0$,正好是纯水在 100°C 时的饱和蒸气压力。在 $\xi=25\%$ 时,溶液表面的水蒸气分压力为: $p=560\text{mmHg}$;当 $\xi=35\%$ 时,溶液表面的水蒸气分压力 $p=435\text{mmHg}$;当 $\xi=55\%$ 时,溶液表面的水蒸气分压力 $p=180\text{mmHg}$ 。

在一定的压力和温度条件下,盐水溶液的浓度增加到一定限度时,即达到饱和状态。如超过此限度,多余的盐分就会从溶液中结晶而分离出来,同时,溶液的冰点也将会随着浓度的增加而降低。

使用盐水处理空气时,在理想的条件下,被处理的空气状态变化将朝着溶液表面饱和空气层的状态进行,根据盐水溶液的不同浓度和温度,可以实现不同的空气处理过程,如图3-77。即升温除湿($A \rightarrow 1$)、等温除湿($A \rightarrow 2$)和降温除湿($A \rightarrow 3$)。由图3-75可以看出,以 $A \rightarrow 3$ 的空气变化过程和降温效果相同的用喷水室和表面冷却器冷却到机器露点状态的处理过程 $A-L$ 相比,前者的除湿效果比后者大得多,而且有可能直接处理到需要的送风状态,实现无露点控制。

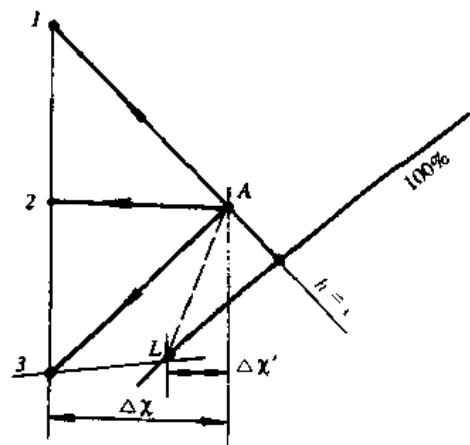


图 3-75 使用盐水溶液处理空气的各种过程

三甘醇($\text{C}_6\text{H}_{14}\text{O}_4$)是一种无色液体。能溶于水和醇,微溶于醚,溶液的平衡水蒸气分压力低,浓度为95%的三甘醇水溶液,当温度为 32°C 时,水蒸气分压力仅为 7.5mmHg ,此值比同温度下水表面的水蒸气分压力 36mmHg 低得多,因此具有强烈吸湿性能;沸点温度为 287.4°C (大气压力为 760mmHg),初始分解温度为 206°C ,浓度为95%的三甘醇溶液的初始结晶温度为

-27.22℃,浓度90%的三甘醇溶液在-46.67℃时冻结,不电解,对于不同的金属接合处无损害作用,长期暴露于空气之中,也不致于转化成酸性。与氯化锂水溶液相比,它突出的优点是无腐蚀性和不产生结晶体。

三甘醇溶液与湿空气相互接触时,有吸收空气中水分(吸湿)或向空气中放出水分(加湿)能力。当溶液的水蒸气分压力低于空气中水蒸气的分压力时,溶液就能吸收空气中的水分,空气被干燥,同时放出汽化潜热。相反,当溶液的水蒸气分压力大于湿空气中水蒸气分压力时,溶液中的水蒸气就会转移到空气中去,溶液被浓缩,同时吸收蒸发潜热。溶液吸湿或加湿的能力取决于空气和溶液之间水蒸气分压力之差值。而溶液的水蒸气分压力又取决于它的浓度和温度。

三甘醇除湿剂除湿的特点:三甘醇除湿剂系统一般适用于大风量和要求常温低湿的地方,需要低温条件下除湿的场合,有病菌等需要消除的场合。与其他除湿方法相比,三甘醇除湿系统有以下特点:

能连续处理大量空气,除湿幅度较大;

低温情况下也有较好的除湿效果;

装置除泵、风机外无转动部件,故障较少,运转平稳,维修简便。

经三甘醇溶液除湿处理后,空气中有害细菌含量可减少90%以上;

需冷源和热源,再生时易引起聚合,产生树脂状物质。再生温度高时吸湿剂有少量蒸发损失;

需要较多的冷却水,而且水温对除湿效果影响较大,因此使用时受冷却水的制约。

SC型三甘醇除湿机的组成,基本流程及装置的结构尺寸,性能等见有关资料。

2) 液体吸湿剂的除湿系统。在实际工作中,为了增加空气和盐水溶液的接触表面,一般是让被处理的湿室气通过喷液室或填料塔等除湿设备,在溶液和空气的接触过程中达到除湿的目的。

按溶液再生方法的不同,可将液体吸湿剂的除湿系统分为:蒸发冷凝再生式除湿系统和空气再生式除湿系统。

蒸发冷凝再生式除湿系统如图3-76所示。室外新风经空气过滤器1净化后,在喷液室2中与氯化锂溶液接触,空气中水分即被溶液吸收。除湿后的空气与回风混合,经表面冷却器3降温后,由风机4送往室内。在喷液室中因吸收了空气中的水蒸气而稀释了的溶液流入溶液箱7中,与来自热交换器8的溶液混合后,大部分在溶液泵6的作用下,经溶液冷却器5冷却后送入喷液室,一小部分经热交换器8加热后排至蒸发器10。在蒸发器中,溶液被蒸汽盘管加热,浓缩然后由再生溶液泵9经热交换器8冷却后再送入溶液箱。从蒸发器中排出来的水蒸气进入冷凝器11,水蒸气被冷凝后与冷却水混合排入下水道。

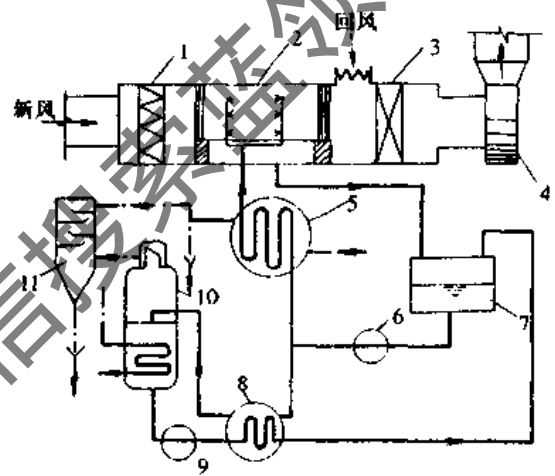


图3-76 蒸发冷凝再生式液体除湿系统
1—空气过滤器;2—喷液室;3—表面冷却器;4—送风机;5—溶液冷却器;6—溶液泵;7—溶液箱;8—热交换器;9—再生溶液泵;10—蒸发器;11—冷凝器

4 空气的净化处理

空调的主要任务是对空气的温度、湿度进行处理和调节,由于空调系统中所处理的空气是采集室外的新风或与室内的一部分回风的混合空气。新风因室外环境的污染而含有多种尘埃颗粒,而回风则因室内人员的活动、工作和工艺过程而散发各种尘埃颗粒而污染室内空气。空气中的尘埃不仅对人的健康不利,而且还会严重影响一些空气处理设备的处理效果(如空调系统中的空气加热器、空气冷却器等),甚至严重影响工艺生产的产品质量。因此某些空调房间或某些工艺生产过程,除对空气的温湿度有一定的要求外,还要对空气的洁净度有一定的要求。因而空气在送入房间之前不仅要对空气进行热湿处理,而且还必须进行必要的空气净化处理。所谓净化处理,主要是除去空气中的悬浮尘粒,此外在有些场合还要对空气进行杀菌、除臭和增加空气离子处理等。

随着近代科学技术的进步和工业生产的发展,从建立满足生产工艺要求的空气环境出发,往往对空气有不同程度的洁净要求。电子、精密仪器、航空、航天等工业部门对空气环境洁净的要求,已远远超过了人体从卫生角度提出的要求。这种具有高洁净程度的房间称为工业洁净室或超净厂房。此外,随着近代生物医学科学的发展,在一些制药车间、医学科学实验室、医院的手术室等要求室内无菌无尘,这些洁净房间称为生物洁净室。这种要求空调房间内,除温湿度值有一定的要求外,还要求达到一定的洁净程度的净化空调系统也随之而发展起来了(关于净化空调系统及洁净室等内容在后面论述)。

4.1 室内空气净化的标准

对于一般民用和工业建筑的室内空气允许含尘标准一般用尘埃的质量浓度(mg/m^3)来描述,但对于洁净室的含尘浓度一般均采用单位容积中某一粒径的灰尘颗粒数来表示。

目前在一般工业和民用的空调工程中,对于净化标准一般是基于以下几种考虑:

1. 一般净化

对于以温湿度为主的空调系统来说,对于空调房间内的空气含尘浓度无具体要求,只进行一般的净化处理,例如采用一级初效空气过滤器进行过滤,保持室内空气清洁即可。大多数空调系统均属于此类。

2. 中等净化

对于室内空气的含尘浓度有一定的要求,通常用质量浓度表示。一般规定室内含尘浓度为 $0.15\sim 0.25\text{mg}/\text{m}^3$ 。并且要滤除 $\geq 10\mu\text{m}$ 的尘埃。这种净化一般除采用一级初效空气过滤器外,还要采用一级中效空气过滤器联合使用。

3. 超净净化

随着精密加工技术(包括集成电路)的发展,对室内

空气含尘浓度提出了较为严格的要求,由于尘粒对工艺的危害程度与尘粒的大小和数量有关,所以这类净化指标以空气单位体积中尘粒的粒径计数浓度为标准。

4.2 大气尘的尘粒特性和含尘量

大气中存在的污染物质是多种多样的,主要有以下几部分组成。

粉尘。因机械作用或自然作用造成的物质破坏、粉碎、分散而形成的固体颗粒,它在静止的空气中依靠自身的重力而产生沉降。

烟气。由于升华、蒸馏等化学反应过程而产生的蒸气凝结所生成的固体粒子。

烟尘。燃料的不完全燃烧所产生的生成物质。

雾。由液体的分散相,由蒸气的凝结而生成。

此外在大气中还存在着细菌、花粉等。

空气净化的目的就是将上述微粒子从空气中分离出来。一般在空气净化中,所指的空气含尘浓度是指大气中粒径小于 $10\mu\text{m}$ 的悬浮微粒的浓度。

大气尘的浓度在不同地区其差异是很大的,即使在同一地区,但在不同时刻也可能有很大的差别。另外,大气尘浓度还与风速、空气的温、湿度、某处的绿化等情况有关。因而,确定大气尘浓度要比确定空气的温湿度复杂得多。但自然界中大气尘的粒径分布规律在各地是基本相同的。表4-1是实测的大气尘粒径分布,由表中可以看出: $\leq 1.0\mu\text{m}$ 的尘粒的计数百分数很高(达98%),而所占的重量百分数却很低(3%),这就是净化空调中重视计数粒径浓度的原因之一。大气中的含尘浓度见表4-2和表4-3。

表4-1 实测大气尘粒径分布

范围 (μm)	各粒径范围的比例(%)	
	按质量计	按粒数计
30~10	28	0.05
10~5	52	0.17
5~3	11	0.25
3~1	6	1.07
1~0.5	2	6.78
<0.5	1	91.68

表4-2 大气中含尘(计重)浓度

地点	质量含尘浓度(mg/m^3)
农村或市郊	0.2~0.8
城市中心	0.8~1.5
轻工业厂区	1.0~1.8
重工业厂区	1.5~3.0

表 4-3 大气中含尘(计数)浓度

地点	计数含尘浓度($\geq 0.5\mu\text{m}$)(粒/L)
农村地区	$(0.3 \sim 1) \times 10^5$
大城市内	$(1.2 \sim 2.0) \times 10^5$
工业中心	$(2.5 \sim 3.0) \times 10^5$

空气中,特别是大气中污染物质的形成、分布与变化受多方面因素的影响,尽管情况较为复杂,但它们最终呈现的稳态却仍然具有一定规律性。这些规律往往在很大程度上同尘粒的粒径特征有关。

空气中尘埃粒径分布之所以能稳定在一个区间且有一定的规律性,是由于这些尘粒子的运动特点及其结果的原因。

空气中微粒子无时无刻不在外力的影响下运动。其中起主要作用的便是由于其自身的质量所产生的重力和由于空气分子从不同方向对于微粒子的冲击,它使大量的微粒子不断运动而处于悬浮状态。微粒子在空气中由于重力的作用而产生沉降,但其沉降速度达到一定程度后则不会再增加。据有关资料介绍,空气中的微粒子的沉降速度(21°C ,密度为 1g/cm^3 的球形粒子),粒径为 $0.1, 1.0, 10, 100\mu\text{m}$ 时,其沉降速度分别为 $81 \times 10^{-6}\text{cm/s}$, $36 \times 10^{-4}\text{cm/s}$, 0.3cm/s 和 30cm/s 。它们之间的沉降速度差在几十倍,甚至上百倍。因而形成了较大粒径的尘粒在空气中的存在粒数较少,而较小粒径的粒子(如 $< 0.5\mu\text{m}$ 的粒径粒子)数却相当多的情况。同时,小粒径的尘粒在空气中由于各种因素的作用而发生凝并。粒径越小,凝聚越强,尘粒因凝并而迅速减少数量,很快并成较大的尘粒因而迅速沉降。

4.3 空调用空气过滤器的过滤原理及其主要特性

4.3.1 空调用空气过滤器的过滤原理

空调用空气过滤器根据其滤尘原理不同,主要有三种类型,即粘性填料过滤器,干式纤维过滤器和静电过滤器。

1. 粘性填料(滤料)过滤器的滤尘机理

粘性填料过滤器的填料有金属网格,玻璃丝(直径约为 $20\mu\text{m}$),金属等。填料上浸涂粘性油。当含尘空气流经填料时,沿填料的空隙通道进行多次曲折运动,尘粒在惯性的作用下,偏离气流方向,并碰到粘性油上且被粘住,即被捕获。金属网格浸油过滤器是一种典型的粘性填料过滤器,它是由十几层浸油的波形金属网格叠配而成,按空气流动方向的层次,网格孔径逐渐缩小。

2. 干式纤维过滤器的滤尘机理

干式纤维过滤器的滤料有玻璃纤维、合成纤维、石棉纤维以及由这些纤维制成的滤纸或滤布。滤料的特点是由细微的纤维紧密地错综排列,形成一个具有无数网眼的稠密的过滤层,纤维上没有任何粘性物质。其滤尘机理为:

(1) 拦截(或称接触阻留)作用。对于非常小尘粒可以认为其没有惯性,它随着气流的流线运动,当流线紧靠

细微的纤维表面时,尘粒与纤维表面发生接触而被阻留下来。此外,尘粒粒径如果大于纤维网眼而被阻留正如筛网的作用。

(2) 惯性(或称撞击)作用。由于过滤器滤料纤维错综排列。故气流在纤维层内穿过时,其流线要多次改变方向,此时若尘粒质量较大或速度(可以看作等于气流速度)较大,则尘粒由于受惯性力的作用而仍保持其原来的运动方向,便与纤维碰撞并附着在纤维上。惯性作用的强弱随尘粒的质量和气流的通过速度增大而增大。

(3) 扩散作用。气体分子的热运动对空气中细微尘粒($< 1.0\mu\text{m}$)的碰撞,使尘粒也随之作布朗运动,尘粒越小,布朗运动越显著。如常温下 $0.1\mu\text{m}$ 的尘粒每秒钟的扩散距离达 $17\mu\text{m}$,比纤维间的距离大几倍至几十倍,这样就增加了尘粒与滤料纤维的接触机会,并附着在纤维上面。尘粒越小,气流通过滤料的速度越低,其扩散的作用也会越强。

(4) 重力作用。含尘气流通过纤维层时,尘粒在重力的作用下,产生脱离流线的位移而沉降到纤维表面上,这种作用只有在尘粒较大(大于 $5\mu\text{m}$)时才会存在,这主要是由于小尘粒的重力作用小,当它还未来得及沉降到纤维上时,已随气流通过了纤维过滤器。因此纤维过滤器对小尘粒($< 0.5\mu\text{m}$)的过滤完全可以忽略重力的作用。

(5) 静电作用。当含尘气流通过纤维滤料时,由于气流与纤维之间的摩擦,使纤维和尘粒都可能带上电荷,从而增加了纤维吸附尘粒的能力。但是因这种电荷既不能长期存在,且电场强度又弱,故产生的吸附力很小。

在纤维过滤器内,尘粒的被捕集可能是由于上述五种机理的共同作用,也可能是由于其中一种或几种滤尘机理的作用,这是由尘粒的粒径、纤维的直径、纤维层的填充率以及气流速度等条件决定的。

在各种不同材料和结构的干纤维过滤器中,上述的作用大小也各不相同,但影响其过滤效果的因素大致如下:

(1) 灰尘颗粒直径愈大,撞击作用也越大,过滤效果也越高;粒径越小,则由布朗运动产生的过滤效果越明显。因此,对有些过滤器来说(如高效空气过滤器),当采用非常小的滤速(只有几 cm/s)和很细的纤维直径(几 μm)时,对捕集 $0.2 \sim 0.4\mu\text{m}$ 的尘粒,惯性、扩散等几种作用的综合效果最差,因此这个尺寸范围就成为这种纤维滤料最难捕集的尘粒,故通常使用 $0.3\mu\text{m}$ 左右的尘粒来检测高效过滤器的效果。

(2) 滤料纤维的粗细和密实性。在相同的密实条件下,纤维直径越细则接触面积越大,从而使过滤效果提高。因此高效空气过滤器的纤维直径仅有零点几到几微米。此外,纤维越密实,效率也越高,但此时阻力增加也很大。

(3) 过滤风速。风速较高时惯性作用增大,但阻力也随之增高,风速过大时,甚至可以将附着在纤维上的灰尘吹出或飞扬起来。对于高效空气过滤器,一方面为了减少阻力,另一方面为了充分利用扩散作用滤尘,所以滤速一般都较小。

(4) 吸附影响。非自动清洗过滤器,经长久作用后,

灰尘越积越多,这样虽可增加过滤效率,但气流阻力也随之上升,阻力过大,用于空调系统中既不经济也会降低系统的送风量,而且有可能因阻力过高而使气流无法通过,使过滤器前的一段风管内空气流动的动压值而转换为静压,当静压达到一定值时就有可能将高效过滤器的滤芯从边框中推出,或将滤料冲破,不但会使其失去滤尘能力,而且会造成事故。

3. 静电过滤器的工作原理

静电过滤器是利用高压电场产生的静电力,使尘粒从气流中分离出来。在空调净化中所使用的静电空气过滤器,通常采用两段式结构,第一段为电离段,即使尘粒带正电荷;第二段为集尘段,即使尘粒沉积下来。

电离段是一系列等距离平行安装的流线形管柱状接地电极(也有平板状的),管柱之间布有放电线(如0.2mm的钨丝;亦称电晕极或电离板),并在其上加上足够高的直流正电压(一般为10~12kV),放电线与接地电极之间形成不均匀的电场,以致使金属放电线的周围产生电晕或放电现象,含尘空气经过电离极时,空气被电离,使放电线周围充满正离子和电子,电子移向放电线,并在其上中和,而正离子在遇有中性尘粒时就附着在上面,使中性尘粒带上正电荷,然后随气流流入集尘区。

集尘段是由铝板制成的,并且是交替排列的,且平行于气流的高压电极板和接地极板(间距约10mm)。高电位极板上加有5000V直流电压,因此在各对电极之间形成一均匀电场。由电离段已带正电荷的尘粒进入均匀电场时,受到静电引力的作用,垂直于气流方向运动,随即附着在接地电极板上,以达到滤尘的目的。

静电过滤器的过滤效率主要取决于电场强度、尘粒大小、气流速度及尘粒在集尘段的停留时间。

4.3.2 空气过滤器的主要性能指标

1. 过滤效率(即过滤效果)

指在额定风量下,过滤器捕获的灰尘量与过滤前进入过滤器的灰尘量之比的百分数,也就是过滤器前后空气含尘浓度之差与过滤器前含尘浓度之比的百分数。它是衡量过滤器捕获尘粒能力的一个特性指标。用下式表示:

$$\eta = \frac{V_{C_1} - V_{C_2}}{V_{C_1}} \times 100\% = \frac{C_1 - C_2}{C_1} \times 100\% = \left(1 - \frac{C_2}{C_1}\right) \times 100\% \quad (4-1)$$

式中 V ——通过过滤器的风量;

C_1, C_2 ——分别为过滤器前、后的空气含尘浓度。

由于含尘浓度的表示方法不同,因此空气过滤器的过滤效率又分为计重效率、计数效率和粒径计数效率。

(1) 计重效率。当含尘浓度以重量浓度(mg/m^3)表示时,求出的效率。

$$\eta_g = \left(1 - \frac{g_2}{g_1}\right) \times 100\% \quad (4-2)$$

(2) 计数效率。当含尘浓度以大于或等于某一粒径的颗粒浓度(粒/L)表示时,求出的效率

$$\eta_n = \left(1 - \frac{n_2}{n_1}\right) \times 100\% \quad (4-3)$$

(3) 粒径分组计数效率。当含尘浓度以某一粒径范围内的颗粒浓度(粒/L、粒/ m^3 、粒/英尺 3)表示时,求出的效率:

$$\eta_{nl} = \left(1 - \frac{n_{2l}}{n_{1l}}\right) \times 100\% \quad (4-4)$$

式中 g_1, g_2 ——分别为过滤器前、后空气含尘重量浓度;

n_1, n_2 ——分别为过滤器前、后空气含尘计数浓度;

n_{1l}, n_{2l} ——分别为过滤器前、后空气含尘对某一粒径范围的计数浓度。

在对空气的净化处理中,如果将 n 种类型的过滤器串联使用时,其过滤器的综合过滤效率为:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \cdots (1 - \eta_n) \quad (4-5)$$

式中 $\eta_1, \eta_2, \cdots, \eta_n$ ——为第1、2、 \cdots, n 级过滤器的过滤效率。

2. 空气过滤器的穿透率

指空气过滤器后的空气含尘浓度与空气过滤器前的空气含尘浓度比的百分数,即:

$$K = \frac{C_2}{C_1} \times 100\% = (1 - \eta) \times 100\% \quad (4-6)$$

空气过滤器的穿透率表示经过滤器后漏掉的灰尘量,而过滤效率则表示被过滤器拦截下来的灰尘量。如两种空气过滤器的过滤效率分别为99.9%和99.8%,看起来两者的过滤效率仅差0.1%,但实际上前者的穿透率为0.1%,后者为0.2%,两者的穿透率却相差一倍。因此对空气过滤器性能的衡量,不仅要看其过滤效率,也要看其穿透率。

3. 过滤器的净化系数

表示经过空气过滤器后尘粒降低的程度,用穿透率的倒数表示。即:

$$K_c = \frac{1}{K} \quad (4-7)$$

如当 $K = 0.01\%$ 时, $K_c = 10^4$ 则说明过滤器前后的尘粒浓度相差一万倍。

4. 空气过滤器的空气阻力

即空气通过过滤器时的阻力。它分初阻力(即空气过滤器在投入使用前的阻力)和终阻力(即空气过滤器在使用中所允许达到的最大阻力,也就是空气过滤器需要更换时的阻力)。

空气过滤器对空气的阻力随着通过的空气量的变化而变化。一般其阻力随着通过的风量的增大而增大。

5. 空气过滤器的容尘量

在额定风量下,空气过滤器的阻力达到终阻力时所能够容纳的灰尘量。

6. 过滤面积

即空气过滤器所能通过空气的面积。在相同外形尺寸条件下,过滤面积越大越有利。

7. 过滤器的面速与滤速

过滤器迎风断面所通过的气流速度称为过滤器的面

速, 滤速是指整个滤料面积上的气流速度。

4.4 空气过滤器的分类和效率检测方法

4.4.1 空气过滤器的分类

空气过滤器按其过滤效率的不同, 一般可分为初(粗)效、中效、高效(包括亚高效、高效和超高效)见表4-4。

表 4-4 空气过滤器的分类

类别	有效的捕集尘粒粒径 (μm)	计数效率 (%) (对粒径为 $0.3 \mu\text{m}$ 的尘粒)	相当于其他效率 (%)	阻力 (Pa)	备注
初效过滤器	>10	<20	质量效率 40~90	≤ 30	一般作预过滤器
中效过滤器	>1	20~90	比色效率 45~98	≤ 100	
高效过滤器	亚高效	<1	90~99.9	≤ 150	
	0.3 μm 级高效	≥ 0.3	≥ 99.91	≤ 250	
	超高效 (0.1 μm 级高效)	≥ 0.1	(对粒径为 $0.1 \mu\text{m}$ 的尘粒) ≥ 99.99	~ 250	

1. 初效空气过滤器

主要用于过滤 10~100 μm 的尘粒, 滤料一般采用粗、中孔泡沫塑料和无纺布等, 通过的过滤风速一般为 0.5~3.0m/s, 常将滤料做成块状、袋式或卷绕式, 其清扫和更新周期可按不同的气象条件, 空气中的含尘浓度确定。

2. 中效空气过滤器

主要用于过滤 1~10 μm 的尘粒, 滤料一般采用细孔泡沫塑料、玻璃纤维和无纺布等。通过过滤器的风速一般在 0.05~0.30m/s, 为保证通过过滤器的风量, 因此常将滤料做成抽屉式和袋式等形式, 以增大过滤面积。同时也便于过滤器的更换。

3. 高效空气过滤器

主要用于过滤微小颗粒灰尘, 尘粒的粒径一般为 $>0.3 \mu\text{m}$ (或 $\geq 0.1 \mu\text{m}$), 其滤料一般采用玻璃纤维和合成纤维, 过滤风速一般在 0.01~0.03m/s。为了保证过滤风量, 采用增大过滤面积的方法, 因此在此类空气过滤器的制作中, 常将滤料多次折叠并在两层折叠滤纸之间用波纹板进行分离。

4.4.2 空气过滤器效率的检验

在对空气过滤器效率的检验方面, 由于用相同的方法来鉴定性能上差别极大的过滤器是有困难的, 同时对于初效空气过滤器、中效空气过滤器和高效空气过滤器一般分别采用质量法、比色法和其他特殊的测尘方法进行检验。

1. 质量法

它是用人工尘流经过滤器, 根据过滤器前的含尘量, 通过过滤器捕集的灰尘量来计算过滤器的效率, 此种方法仅适用于对初效空气过滤器的效率鉴定。

2. 比色法

适用于中效空气过滤器, 以及静电过滤器等空气净化设备过滤效率的鉴定, 用大气尘试验。其原理是: 使含尘空气通过滤料, 并在过滤器前后采样, 而后将污染的滤纸放在光源下照射, 根据透光的多少, 使用光电管比色计(光电光密度计)测出空气过滤器前后滤纸的透光度, 在灰尘的成分、大小和分布等相同条件下, 由于光密度与积尘量成正比, 因此可以直接利用这种比例关系计算出过滤效率。如果光密度经过质量法标定, 则比色法也可认为是一种测定低质量浓度下效率的方法。

3. 特殊测尘法

这种方法适用对高效、亚高效和超高效空气过滤器效率的鉴定。它是采用接近单分散相的平均粒径接近 0.3 μm 的微粒子来进行检验。有 DOP(邻苯二甲酸二辛酯)法、钠焰法、油雾法等。测尘方法是利用这种微粒的光散射性(含尘空气的总散射强度与粒子浓度成比例的关系)来确定空气中的含尘量, 并计算出效率。我国以采用钠焰法较多, 它是以 NaCl 的固体尘在氢焰中燃烧, 激发一种橙黄色火焰(波长 589nm), 并通过光电光焰光度计来测定 NaCl 粒子浓度, 然后根据过滤器前后的粒子浓度求出效率。

4. 粒子计数器法

这种仪器大多在现场作为洁净房间或净化设备的测尘用, 也可用于高效过滤器的检测。它携带方便, 除可以在实验室检定过滤器的效率外, 大多在现场作为洁净房间的监测用。它的工作原理是: 将含尘气流以很细的流束通过强光照区, 当被测空气中的尘粒鱼贯而通过时, 每一尘粒产生一次光散射, 形成一个光脉冲信号。该脉冲信号的幅度大小与粒子表面积大小近似成正比例。因此通过光电倍增管既可测得粒子数, 又可测出粒子的亮度, 从而确定粒子的大小。

以比色法为基准, 对其他测定效率方法的比较曲线如图 4-1。比色法效率为 50% 时, 重量效率为 93%, 而颗粒计数效率(用单分散相 0.3 μm 的邻苯二甲酸二辛酯液雾作为试验尘源的 DOP 法)仅为 21%。

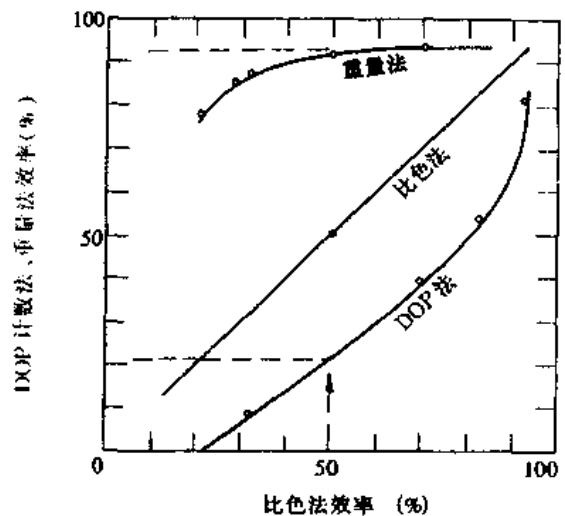


图 4-1 几种测试方法的效率比较

5. 油雾法

尘源是透平油液态雾, 粒径分布接近单分散相(平均粒径约为 $0.3\mu\text{m}$)。利用尘粒的光散射性, 即利用含尘空气中粒子群的总散射光强度与尘粒浓度成正比的关系, 通过光电浊度计测定过滤器前后空气中的含尘量, 并算出其效率。油雾法适用于亚高效和高效过滤器的检测。几种过滤效率的对比见图 4-1。

4.5 空调系统中常用的空气过滤器

4.5.1 常用空气过滤器

初、中效空气过滤器一般采用海绵、尼龙丝网、化纤无纺布等材料。考虑到滤速, 保证过滤面积, 往往采用袋式、阶梯式过滤器, 但占用空间较大, 过滤效率也不太高。目前一种以涤纶短纤维为原料, 经梳毛机梳理, 机械成网, 然后通过针刺、喷胶和加热等工艺成型。滤料先进行折叠及定型, 过滤面积是表面积十倍, 折叠厚度为 20mm , 并且提高容尘性能, 经试验测定过滤效率(计重法)为 $98.67\% \sim 99.33\%$ 。正常容尘量(两倍初阻力时)为 $6.788\text{g}/\text{m}^2$, 最大容尘量为 $1237\text{g}/\text{m}^2$ 。采用此种过滤材料占用空间小, 拆卸方便、清洗简单。

1. 初效空气过滤器

初效空气过滤器的滤料一般采用金属丝网、铁屑、

瓷环、玻璃丝(直径大约为 $20\mu\text{m}$)、粗孔聚氨酯泡沫塑料、无纺布及其他各种人造纤维。由于初效空气过滤器的除尘原理主要利用其惯性效应, 因此对空气的滤速较中、高效空气过滤器的滤速要高。

对于金属网格、铁屑、玻璃丝等材料制成的过滤器通常加以浸油使用, 这样可以提高其过滤效率和便于清洗, 同时又可防止金属丝的锈蚀。

常用的初效空气过滤器有: 金属网格浸油过滤器、干式玻璃纤维填充式过滤器。为了便于更换, 过滤器一般做成平板状或袋式或自动卷绕式等。如 YP 型、M 型、ZJK 型、TJ-3 型等。

(1) ZJK-1 型自动卷绕式人字形空气过滤器。ZJK-1 型自动卷绕式人字形空气过滤器是一种常用的初效空气过滤器。如图 4-2 所示。它是由箱体、滤料和固定滤料部分、传动部分、控制部分组成, 其滤料采用 DV-1 型化纤组合滤料, 亦可根据需要选用其他型号滤料。DV 型化纤组合滤料的性能见表 4-5。在运行中当滤料积尘到一定程度时, 由于过滤器前后压差作用而使过滤器的自控系统启动过滤器的传动系统, 使受污染的滤料自动卷过, 当过滤器的阻力达到允许值时, 卷动停止, 使过滤器处于新的平衡状态。每卷滤料一般可用六个月左右, 用过的滤料可清洗一次后重复使用, 但清洗后的滤料其效率将会降低 $3\% \sim 5\%$ 。

(2) TJ-3 型平板形自动卷绕式空气过滤器。TJ-3

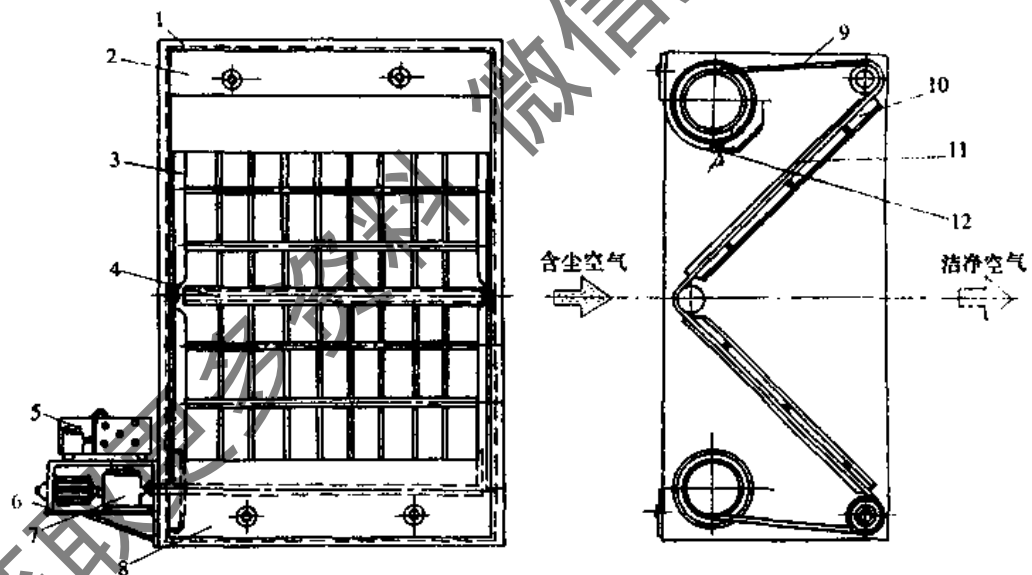


图 4-2 ZJK-1 型自动卷绕式空气过滤器结构原理

1-连接法兰; 2-上箱; 3-滤料滑槽; 4-改向棍; 5 自动控制箱; 6-支架; 7-双级蜗轮减速器; 8-下箱; 9-滤料; 10-档料栏; 11-压料栏; 12-限位器

表 4-5 DV 型滤料的技术性能表

型 号	滤速 (m/s)	阻力(Pa)		计重效率(工业粉尘) (%)	容尘量 (g/m ²)
		初	终		
DV-1	1.0	90	220	99~99.5	1500
DV-2	2.0	40	90	45~57	2700
DV-3	2.0	150	400	80~90	3000
DV-5	2.0	80	300	65~80	3200

型平板形自动卷绕式空气过滤器也是一种初效空气过滤器,它由上、下箱、立柱挡料栏、压料栏、传动机构、自控装置及滤料几部分组成。滤料采用 WY-CP、WY-R 和 WY-Q 无纺布,其厚度为 10~25mm。初效无纺布的性能见表 4-6

表 4-6 初效无纺布滤料性能

滤速 (m/s)	初阻力 (mmH ₂ O)	计数效率(%)		
		>1 μ m	>5 μ m	>8 μ m
2.2~2.5	6~8	>70	>80	>96

滤料积尘后由自控系统自动更新,每卷滤料长 20m,用过的滤料可以采用水洗的方法进行再生、重复使用,但

其空气阻力比原来新滤料高得多,其效率也低。

TJ-3 型自动卷绕式空气过滤器的部分规格见表 4-7。

(3) YB 型玻璃纤维过滤器和 YP 型泡沫塑料过滤器。YB 型和 YP 型空气过滤器其框架结构完全相同,均由两层平行的金属网框体间放置滤料所组成,其区别在于前者采用玻璃纤维毡为滤料,而后者则采用泡沫塑料作滤料。根据其过滤面积的不同,它们分为大(D)型和小(X)型两种。

YB 型玻璃纤维过滤器和 YP 型泡沫塑料过滤器的构造及外形见图 4-3,其过滤风量与空气阻力的关系见图 4-4。

表 4-7 TJ-3 型卷绕式过滤器部分规格

过滤面尺寸 (宽×高)(m)	额定风量 (m ³ /h)	单价 (元)	过滤面尺寸 (宽×高)(m)	额定风量 (m ³ /h)	单价 (元)	过滤面尺寸 (宽×高)(m)	额定风量 (m ³ /h)	单价 (元)
1.7×1.5	1800	4800	1.4×1.5	1500	4650	1.0×1.5	1100	4500
1.7×2.0	2500	5000	1.4×2.0	2000	4800	1.0×2.0	1400	4600
1.7×2.5	3100	5200	1.4×2.5	2500	4950	1.0×2.5	1800	4700
1.7×3.0	3700	5500	1.4×3.0	3000	5200	1.0×3.0	2200	4900
1.7×3.5	4300	5700	1.4×3.5	3500	5350	1.0×3.5	2500	5000

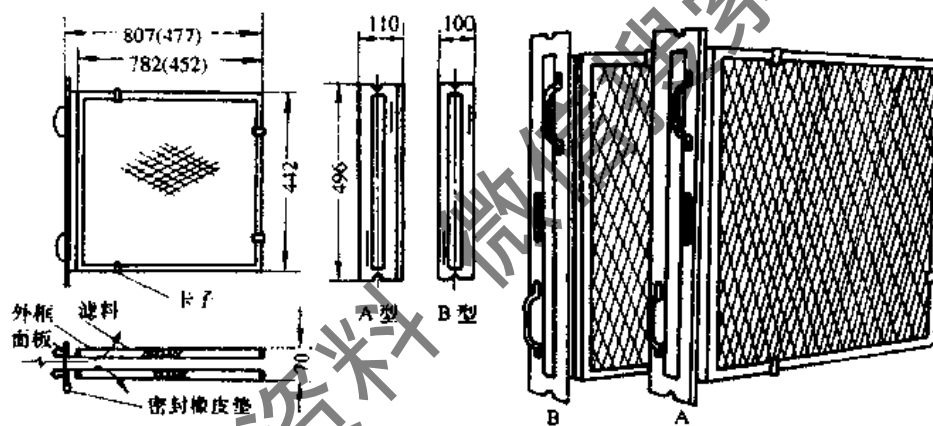


图 4-3 YB、YD 型过滤器的构造及外观

[括号内为小(X)型的深度尺寸,括号外为大(D)型的深度尺寸]

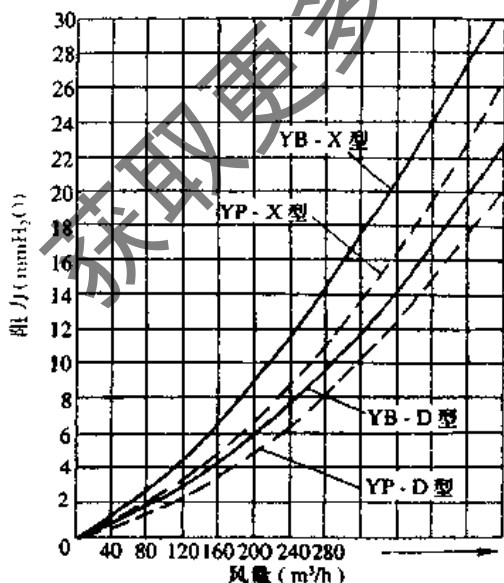


图 4-4 YB、YD 型过滤器风量和初阻力关系参考曲线

(4) M-III 型泡沫塑料过滤器(见图 4-5)。M-III 型泡沫塑料过滤器也是一种初效空气过滤器,其滤料是聚酯型泡沫塑料经化学处理,使其内部气孔薄膜穿透,为了增加过滤面积(即增大处理风量),缩小体积,将泡沫塑料绕成 M 状,并用 3mm 的钢筋作支撑,固定在角钢边框上,边框尺寸约为 500×500mm。当泡沫塑料过滤器的空气阻力达到规定的终阻力时,即达到规定的容尘量时,则应将其拆下清洗后重复使用或更换新过滤器。

(5) LP-C 型菱形袋式空气过滤器。LP-C 型菱形袋式空气过滤器是一种以无纺布为滤料的初效空气过滤器,为了增大过滤面积(即增大过滤风量),将无纺布做成多孔菱形袋。此种空气过滤器具有单位流通断面过滤风量大,阻力小,滤尘效率高,容尘量大等特点。

2. 中效空气过滤器

中效空气过滤器,由于其主要用于滤除空气粒径为 1~10 μ m 的尘埃,因而一般采用细孔乙炔泡沫塑料,纤维直径约为 10 μ m 的玻璃纤维,以及由涤纶、丙纶、腈纶等

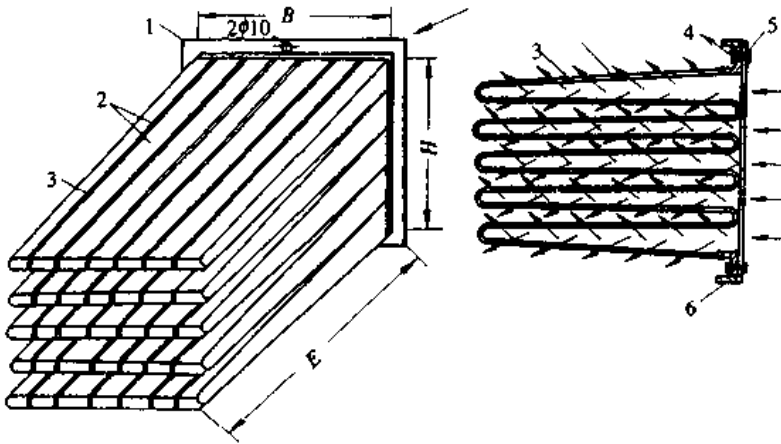


图 4-5 M 型过滤器的外形及安装框架

1-边框 L25×3; 2-φ3mm 铅丝支撑; 3-泡沫塑料滤层; 4-螺栓 M8;
5-螺母 M8; 6-现场安装框架 L40×3

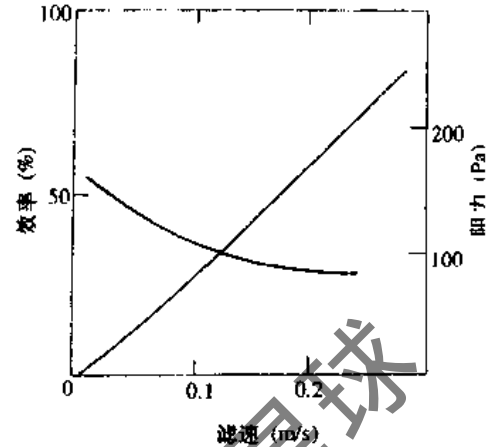


图 4-6 中效空气过滤器的特性

原料制成的合成纤维——无纺布等材料作为滤料。

在中效空气过滤器中,由于各种型号过滤器所采用的滤料厚度和滤速的不同,因而它包括很大的滤速范围。同时,为了提高中效空气过滤器的过滤效率,增加处理更多的空气量,因而,这种空气过滤器一般多制成抽屉式、折板式以及各种袋式等。

中效空气过滤器的特性见图 4-6。

常用的中效空气过滤器有 M-I、M-II、M-IV 型泡

沫塑料过滤器和 YB 型玻璃纤维过滤器及 WV、WZ-I、WD-I 型涤纶无纺布过滤器

(1) W 型无纺布中效过滤器。W 型无纺布中效过滤器包括 WV、WZ-I 和 WD-I 等。WV 型它属于组合式空气过滤器,由滤料、弹簧夹和 5 个 V 形小框架构成的外框架组成。滤料安装在弹簧夹上成 V 型,将放有滤料的弹簧夹推入小框架内,滤料四周被弹簧夹紧压在支持格子上。这种构造的特点是滤料边界密封性好,更换滤料方便。见图 4-7。

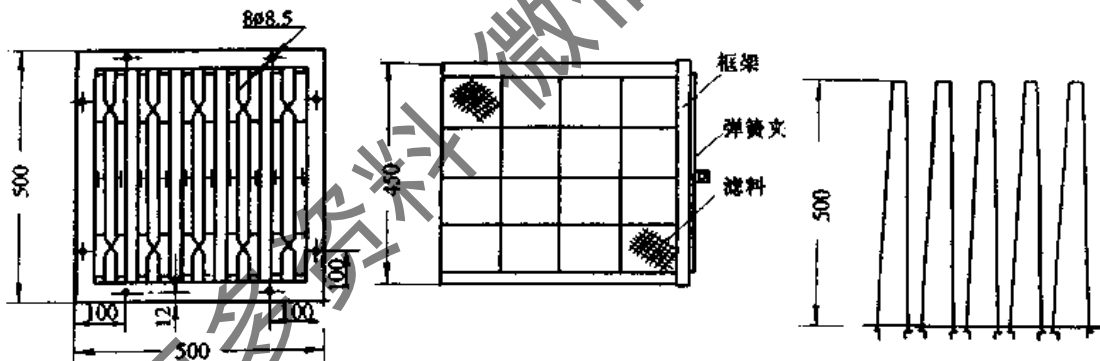


图 4-7 WV 型无纺布中效过滤器

WZ-I 型和 WD-I 型无纺布过滤器,为袋式过滤器,每个过滤器均有 5 个滤袋,其滤料都是 WZ-CP 系列中效涤纶无纺布,滤料积尘后可以清洗再生,重复使用。清洗后的滤料性能在空气阻力、效率和容尘量方面均有升高。

(2) M 型泡沫塑料中效空气过滤器。M 型泡沫塑料中效空气过滤器包括 M-I、M-II、M-IV 型三种规格。它是用聚酯泡沫塑料(约厚 10mm)作滤料,制成袋状。泡沫塑料先采用 50% 浓度的 NaOH 水溶液浸泡一定时间进行化学处理,把内部气孔薄膜穿透。其外形与 M-III 型初过滤器完全相同(见图 4-8)。

(3) LP-Z 菱形袋式过滤器。LP-Z 菱形袋式过滤器是一种以无纺布为滤料的中效空气过滤器,其外形及尺寸、结构与 LP-C 初效空气过滤器完全一样。如图 4-9 所示。

3. 亚高效、高效和超高效空气过滤器

亚高效、高效和超高效过滤器(包括 0.3μm 级和 0.1μm 级高效过滤器)在空调系统中一般是作为末级过滤使用。为延长其使用寿命,降低运行成本,在高效、亚高效及超高效过滤之前一般配合使用初效和中效空气过滤器,这种过滤器的滤料使用超细玻璃纤维和超细石棉纤维,其纤维直径大部分小于 1.0μm。滤料做成纸状。为了减少阻力和增加对微细尘粒的筛滤作用和扩散作用,以提高过滤效率,必须采用低滤速(每秒几 cm),因此将滤纸多次折叠,增加过滤面积(一般每台过滤器的过滤面积是迎风面积的 50~60 倍。将滤纸往返折叠数次,且折叠后的滤纸间的通道采用波纹分隔片分隔。过滤器的外形和构造原理见图 4-10 和图 4-11。高效过滤器在未沾尘时的特性规律大致如图 4-12 所示。高效过滤器分为一

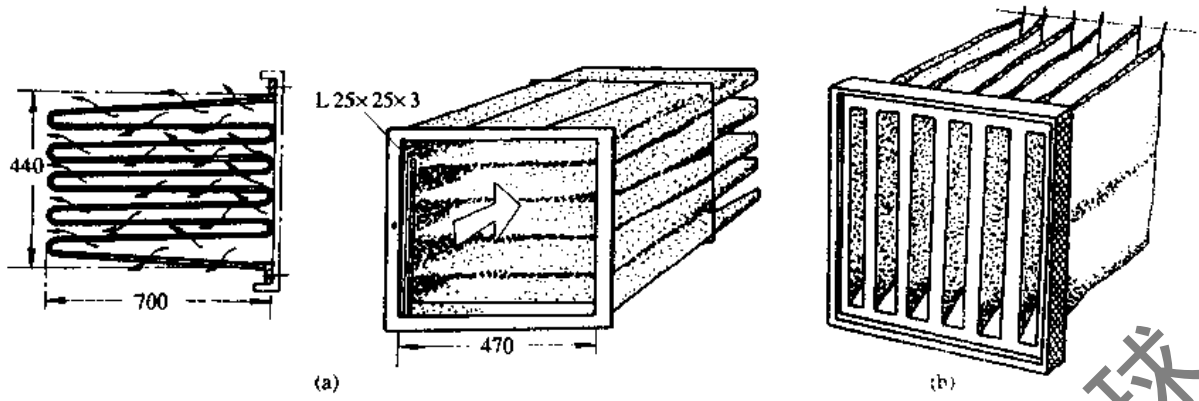


图 4-8 泡沫塑料和无纺织过滤器
(a)泡沫塑料过滤器;(b)无纺布过滤器

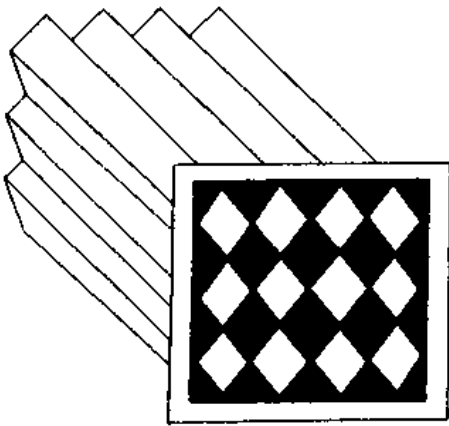


图 4-9 $L_p C$ 型菱形袋式过滤器

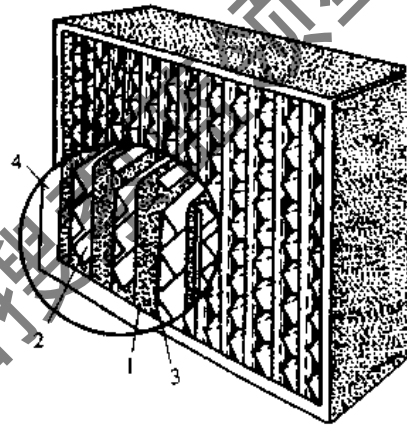


图 4-10 高效过滤器外形
1-滤纸;2-分隔片;3-密封胶;4-木外框

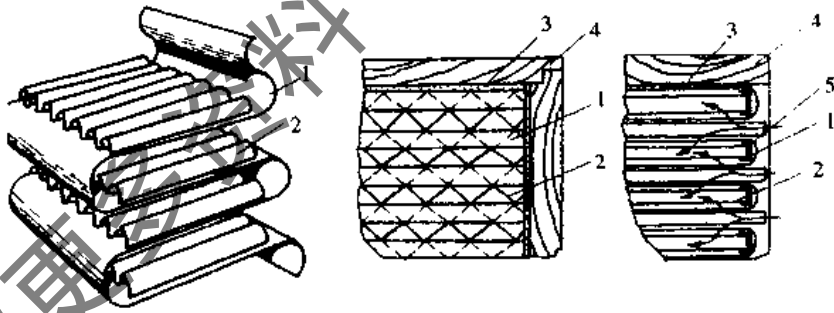


图 4-11 高效过滤器构造原理

1-滤纸;2-分隔片;3-密封胶;4-木外框;5-滤纸扣条

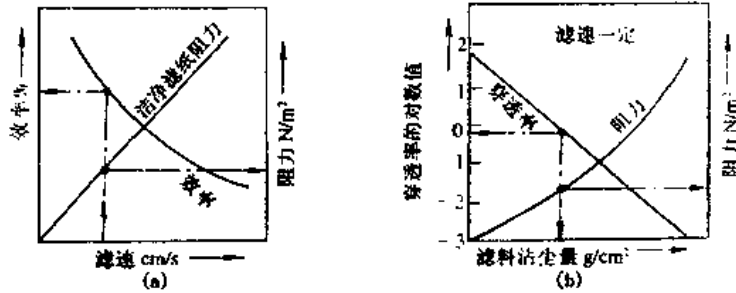


图 4-12 高效过滤器的特性

(a)滤速和效率等的关系;(b)滤料沾尘量和穿透率等的关系

般型、耐火型、普通型和耐酸型、耐硷型及耐湿型等。

上面我们提到的高效过滤器,在制做过程中,滤纸折叠后中间采用波纹分隔片分隔。因此,此种高效空气过滤器称为有隔板高效空气过滤器。

随着净化技术的发展,为了最大限度地提高滤料面积与过滤器迎风面积之比(最高可达100倍)以增加单位迎风面积的处理风量,因而研制了无波纹隔板的高效空气过滤器,在相同迎风面积与性能条件下其厚度仅为GB01木框有隔板标准型过滤器厚度的36%,重量为GB01的23.5%。

高效、亚高效和超高效空气过滤器,在结构上基本相同,只是在制做过程中它们所采用的滤料不同而已,也就是说他们的过滤效率不同。例如亚高效空气过滤器主要用于过滤 $5\mu\text{m}$ 以下的尘粒,滤料一般采用混合滤料,(棉纤维80%,超细玻璃纤维20%)或使用超细纤维聚丙烯等。效率仅次于高效过滤器,对粒径大于 $0.5\mu\text{m}$ 的尘粒,大气尘计数效率为95%~99.9%。而高效过滤器主要用于过滤更小粒径的尘粒(大于等于 $0.3\mu\text{m}$),滤料一般采用超细玻璃纸,钠焰法或油雾法检测,计数效率大于99.97%。超高效过滤器主要是用于过滤 $\geq 0.1\mu\text{m}$ 的尘粒,其过滤效率(对粒径为 $0.1\mu\text{m}$ 尘粒的计数效率) $\geq 99.98\%$ 。因而要求采用更高的滤料来制做。

对于 $0.1\mu\text{m}$ 级空气的检测主要有:

(1) 激光粒子计数器法。以白炽灯为光源的光散射式粒子计数器能测粒径为 $0.3\sim 10\mu\text{m}$ 的尘粒,而测定 $0.1\mu\text{m}$ 的尘粒须使用备有光照功率密度更高、光束更细的激光光源的激光粒子计数器(可测粒径小至 $0.075\mu\text{m}$ 的尘粒)。

(2) 电子显微镜法。对捕集到的大于 $0.01\mu\text{m}$ 的尘粒,可用电子显微镜测出其大小和粒数。

(3) 凝结核计数器法。尘粒通过某种液体(例如正丁醇)的饱和蒸气,由于凝结作用,使尘粒“成长”变大到可以测出其散射光的大小,然后利用光散射器原理即可以对 $>0.001\mu\text{m}$ 的尘粒进行计数测定。

静电式气溶胶粒径分析法 通过使尘粒带电,测定其迁移率的分布而进行计数,可测 $0.003\sim 1\mu\text{m}$ 的尘粒。

4. 静电过滤器

它是由过滤器、高压发生器、控制盒以及清洗用水系统等组成。静电过滤器可以过滤掉 $10\mu\text{m}$ 以下的大部分尘粒。属于中效或亚高效过滤器。其特点是空气阻力低,积尘后阻力变化小等。

4.5.2 常用空气过滤器的技术特性

常用空气过滤器的技术性能见表4-8。

表 4-8 常用过滤器的技术性能

类别	系列	型号	滤料	额定风量 (m^3/h)	效率(计重法) (%)	阻力(Pa)		容尘量 (g)	有效捕集 粒径(μm)		
						初	终				
初效过滤器	自动卷绕式	ZJK-I-1	DV 化纤组合毡	8000~12000	99~99.5 (工业尘)	90	220	1500 g/m^2	>10		
		ZJK-I-2		12000~18000							
		ZJK-I-3		18000~24000							
		ZJK-I-4		24000~34000							
ZJK-I-5		34000~44000									
初效过滤器	YP	YP-X	泡沫塑料	200	>40 (大气尘)	65	130	>50			
		YP-D		200							
		YP-J		300							
M	M-III	2000	55 (大气尘)	100	200	1400					
初效过滤器	K	KZG-I	无纺布	2000	>35	34					
		KZG-II		2000						>50	36
高效过滤器	GBD	GBD-D4Z	玻璃纤维滤纸	330	>99.91 (大气尘计数)	58		~500			
		GBD-01		1000						140	
		GBD-03		1500						120	
	GB	GB-01		1000	>99.91 (钠焰法)	200~300		>500			
		GB-03		1500						150~250	>750
	GX	GX-0B		1000	>99.96 (钠焰法)	~200		>500			
		GX-0C		1000							
		GX-I		1000						~200	>500
		GX-II		1000						254	>500
	GNF	GNF-01		1500	>99.91	200		>500			
GNF-03		1500	150	>750							
GNW	GNW-01	1000	(大气尘计数)	200		>500					
	GNW-03	1500						150	>750		

(续表)

类别	系列	型号	滤料	额定风量 (m ³ /h)	效率(计重法) (%)	阻力(Pa)		容尘量 (g)	有效捕集 粒径(μm)			
						初	终					
GK		GK-8A	超细玻璃 纤维滤纸	800	优等品:	直隔板 <240 斜隔板 <200		500				
		GK-10A								1000	I类 >99.998	500
		GK-10B										
		GK-10C		1200	II类 >99.995			500				
		GK-10D										
		GK-12A		1300	一等品: >99.99			750				
		GK-12B										
		GK-13A		1500	二等品: 99.95 (钠焰法)			800				
		GK-15A								750		
		GK-15B										
		GK-15C		2000				850				
		GK-15D										
		GK-20A		2200				1000				
		GK-20B										
		GK-22A		1400				1200				
GK-30A	1600		1200									
中效过滤器	YB	YB-X	玻璃纤维	200	>60 (大气尘计重)	90	180	50				
		YB-D		200		60	120	90				
		YB-D		300		105	210	90				
	M	M-I	泡沫塑料	2000	>70 (大气尘计重)	40	200	800				
		M-II		2000				500				
		M-III		1600				500				
	ZX	ZX-I		3000	>66 (大气尘计重)	60	200	300				
	W	WV	涤纶无纺布	2000	80 (人工尘计重)	40	200	460				
		WZ-1						40	575			
		WD-1						38	690			
亚高效过滤器	ZKL	ZKL-01	棉短绒纤维滤纸	1000	>90 (钠焰法)	<100						
		ZKL-03		1500			<80					
	GZH	GZH-01	玻璃纤维滤纸	1000	>95 (钠焰法)	<120						
		GZH-03		1750								

4.6 空气的除臭、灭菌和离子化

4.6.1 空气的除臭

对于工艺性空调或舒适性空调系统,民用空调或工业性空调系统在运行中,室外空气中的有毒、有臭味的气体决不允许带进空调房间内,同时对空调房间内产生的(如生产过程或产品如油漆、塑料、橡胶等,剧场、办公室内人体散发的)臭味及烟雾的刺激味等,无论对人体还是对工艺过程可能都是有害的。因此必须设法消除。常用的方法有:

1. 通风法

即采用无臭味或其他气味的新鲜空气送入,将室内产生的气味冲淡或排出。

2. 洗涤法

在空调系统中采用喷水室处理空气,不仅可以对空

气进行热湿处理,而且也可以除去空气中的部分尘粒和臭味的气体及微粒。

3. 吸附法

它主要是靠吸附剂——活性炭来吸附空气中有毒或有臭味的气体,蒸气或其他有机物质。由于活性炭内部具有许多细小的孔隙,极大地增加了与空气的接触面积,如2cm³(重约1克)活性炭的有效接触面积约为1000m²,在正常条件下,它所吸附的物质质量能达到它本身质量的15%~20%。此时则需更换。活性炭也可以像其他滤料一样做成各种形式的活性炭过滤器。如图4-13所示。以图中的W型为例,外形尺寸为610×610×223mm,最大风量为1200m³/h,填充层厚度为20mm,阻力为7.5Pa/m²。

活性炭过滤器一般在使用中应有其他过滤器给予保护,以免活性炭过滤层被灰尘堵塞。

活性炭对于一些有害气体的吸附性能见表4-9。表中所列吸附保持量是指在20℃、101325Pa/m²时被吸附

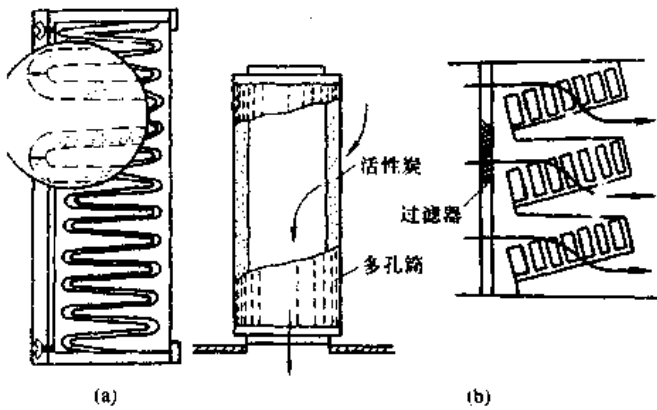


图 4-13 活性炭过滤器
(a)W型;(b)圆筒形

物质的保持量和活性炭质量之比%。常用活性炭的用量与寿命见表4-10。

增强活性炭的过滤性能方法 对于活性炭过滤器在装填过滤层之前,用某种药液将活性炭进行浸渍,即可增强其过滤性能,兼具物理吸附与化学吸附的双重作用。常用浸渍活性炭的型号、性能和用途见表4-11、表4-12。

表 4-9 活性炭的吸附性能

序	名称	分子式	吸附保持量(%) ^①
1	氨	NH ₃	少量
2	二氧化硫	SO ₂	10
3	氯	Cl ₂	15
4	二硫化碳	CS ₂	15
5	臭氧	O ₃	能还原为 O ₂
6	二氧化碳	CO ₂	少量
7	一氧化碳	CO	少量
8	吡啶(烟草燃烧生成)	C ₅ H ₅ N	25
9	丁基酸(汗、体臭味)	C ₄ H ₉ O ₂	35
10	苯	C ₆ H ₆	24
11	烹调味		30
12	浴厕味		~30

注:① 吸附保持量是指在 20℃、100kPa 条件下,被吸附物质的保持量与活性炭质量之比(%)。

表 4-10 活性炭的用量与使用寿命(再生周期)

场合	居住建筑	商业建筑	工业建筑
用量(kg/h×10 ³ m ³ 空气)	10	10~12	16
平均使用寿命(年)	>2	1~1.5	0.5~1.0

表 4-11 常用活性炭的型号、性能和用途

型号	DX-15	DX-30	ZX-15	ZK-40	ZL-30	ZH-30
粒径(mm)	φ1.5	φ3.0	φ1.5	φ4.0	φ3.0	φ3.0
水分(%)	≤3	<3	<5	<5	<5	<5
强度(%)	≥85	>90	>85	>90	>90	>90
CCl ₄ 吸附率(%)	≥60	>60	对苯的防护时间 >40min			>54
碘值(mg/g)				>700		
硫容量(mg/g)					>800	
用途	装填各种防毒面具及过滤器			净化空气中的污染物	净化硫化氢及其他硫化物	净化苯、甲苯、醚、三氯甲烷、碳氢化合物等

注:本资料由北方工业总公司太原国营新华化工厂提供。

表 4-12 浸渍活性炭的性能和用途

型号	KZ15-1	KZ15-2	KZ15-3	KZ15-3-1	KZ15-4	KZ15-5	KZ07-1	KZ40-1	霍加拉特剂(Hopcalite)
曾用名称	13号药	14号药	16号药	新16号药	21号药		19号药		15号药
机械强度(%)	≥73	≥70	≥70	≥70	≥70	≥70	≥73	≥90	≥73
水分(%)	≤3	≤3	≤5	≤5	≤5	≤3	≤3	≤3	≤1
防毒时间(min)	氯乙烷≥28 氢氰酸≥45 氯化氰≥28	氯乙烷≥25 氢氰酸≥36 苯 ≥46	一氧化碳 ≥120		氯 ≥40 硫化氢≥16		氯乙烷≥27 氢氰酸≥48 氯化氰≥42		
主要用途	清除氢氰酸及衍生物、砷化物	防酸性气体和蒸气、二氧化硫、硫化氢、氮的氧化物 NO _x	防一氧化碳、干燥剂	防一氧化碳、干燥剂	防硫化氢和氨	防汞蒸气	防各种有毒蒸气和气体(装填防毒面具及各种滤毒器)	脱除硫化氢和其他有机硫	防一氧化碳
粒径(mm)	φ1.5	φ1.5	φ1.5	φ1.5	φ1.5	φ1.5	φ0.7	φ4.0	φ1~2.75

注:本资料由北方工业总公司太原新华化工厂提供。

活性炭吸附效率与吸附时间的关系见图 4-14;
不同型号活性炭的阻力见图 4-15;
活性炭不同厚度时的阻力见图 4-16;

活性炭直径为 $\phi 2.5 \sim 6\text{mm}$, 炭层厚度 $H = 250\text{mm}$ 时, 空气通过炭层时不同气流速度时阻力值见图 4-17。

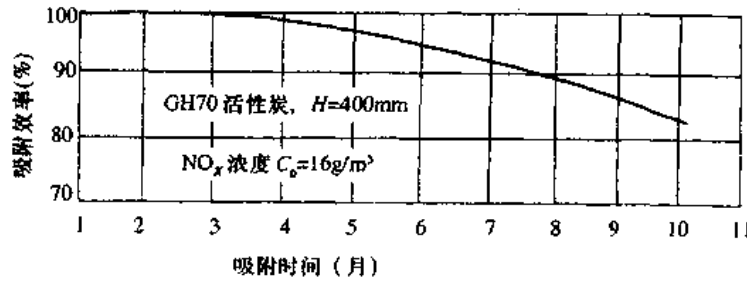


图 4-14 吸附效率与吸附时间的关系

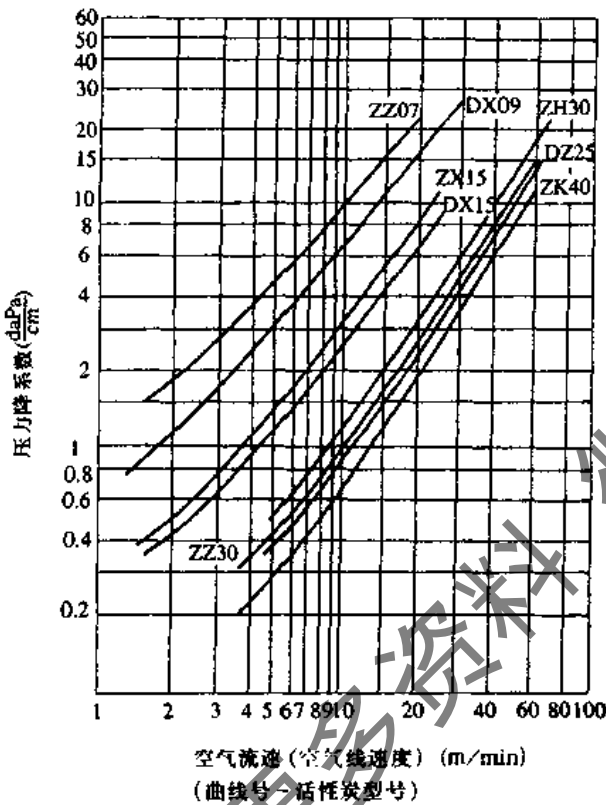


图 4-15 不同型号活性炭的阻力 (20°C, 100kPa)

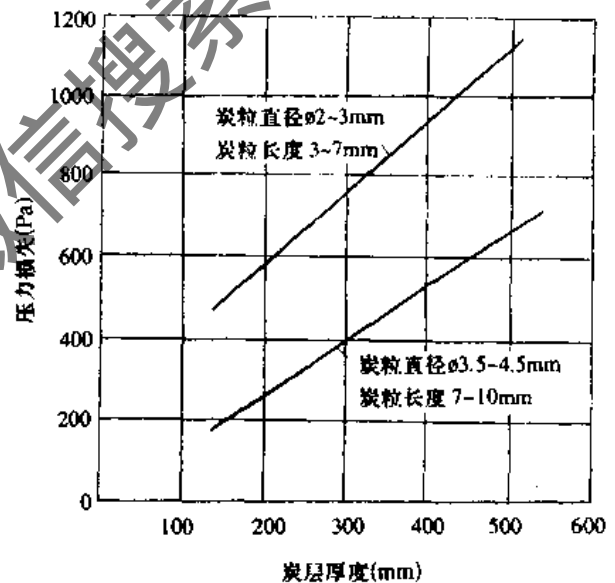


图 4-16 不同厚度时的阻力 ($v = 0.3\text{m/s}$)

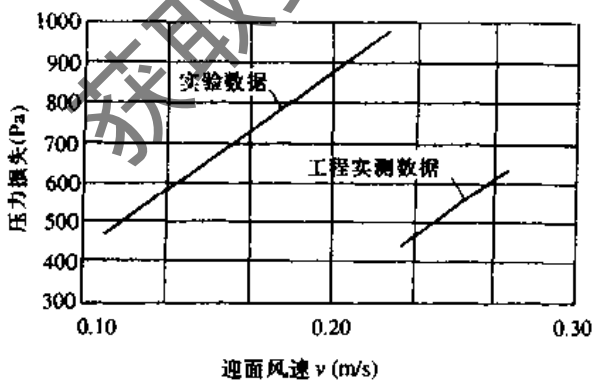


图 4-17 不同 v 值时的阻力
(活性炭粒直径为 $\phi 2.5 \sim 6\text{mm}$, 炭层厚度 $H = 250\text{mm}$)

4.6.2 空气的灭菌

对于有无菌要求或常被细菌污染的房间(如医院的手术室),就要对空气进行消毒灭菌处理。空气中的细菌总是附着在灰尘上的,因此在某种程度上讲,对空气中的细菌进行灭除与空气的净化有一定的关系。常用的灭菌方法有:

1. 过滤法

细菌单位的大小约在 $0.5 \sim 5\mu\text{m}$ 之间,病毒约在 $0.003 \sim 0.5\mu\text{m}$ 之间,它们在空气中一般并非以单体,而是以群体的方式存在,因此可以把这些群体看成是具有 $1 \sim 5\mu\text{m}$ 等价直径的微粒,且大多数附着在空气中的尘粒上,因此采用空气的净化处理方法。即在过滤浮游尘粒

的同时,细菌也就被滤除掉了。实验表明,高效过滤器对生物微粒的过滤效率高于对非生物微粒的过滤效率。例如玻璃纤维纸高效过滤器用 DOP 法测定,其穿透率为 0.0036%,因此可以认为通过高效过滤器后的空气基本上是无菌的。被过滤器捕集下来的细菌由于缺乏生存条件,因而是不能存活和繁殖的。显然过滤法是去除空气中细菌、病毒的一种十分有效的方法。

2. 消毒灭菌法

(1) 加热(干热)消毒法。当空气被加热到 250~300℃时,细菌就会死亡。一般用电加热器加热空气,但由于使空气再冷却的费用高,故一般很少采用。

(2) 喷药法。直接在室内或送风管道中喷洒杀菌剂来杀灭细菌。常用的杀菌剂有氯化乙烯、甲醛等。这些杀菌剂虽灭菌效果较好,但有刺激性臭味,对人体健康不利,此外对金属还有腐蚀性。

(3) 紫外线灭菌法。紫外线具有杀菌的能力,一般是将紫外线灯泡放在待消毒的房间或风管内,无人时直接进行照射杀菌。紫外线照射的强度和时间可根据空气的污染程度和细菌的类别来决定。

4.6.3 空气的离子化

由于宇宙射线和地球上放射性元素的放射线的作用,经常含有带正或负电的气体离子。(新鲜空气中轻离子多,重离子少;肮脏的空气中轻离子少,重离子多)这些带电的离子分为三类,即轻离子,它是由几个中性气体分子组成的带电体(带一个电荷)。带负电荷的轻离子称为负离子,带正电荷的轻离子称为正离子;中离子,它是包含有 100 个左右气体分子的带电小微粒;重离子,它是带电的尘粒或水滴,比轻离子约大 1000 倍。

大量的研究资料证明,新鲜空气之所以有利于人体健康,其原因之一是其中含有大量的负离子。因为负离子对人体有良好的生理作用,可以降低血压,抑制哮喘,增进食欲,对神经系统有镇静、镇痛、催眠作用和有利于消除疲劳等。

一般认为,较适宜于人们日常生活的空气负离子浓

度大约是 400 个/cm³~1000 个/cm³。过大的负离子浓度对人体也是有害的。

由于空调系统在对空气进行的各种处理过程中(如空气的加热、冷却及过滤),空气中所含的负离子会减少,致使空调房间内的负离子浓度比室外大气中减少一半左右。因此,为了改善空调房间内的工作环境,保证人体的健康,就有必要向空调房间内施放负离子,也就是采用人工电离空气产生负离子。

人工电离空气产生负离子的方法有电晕放电、紫外线照射、放射性物质辐射及“瀑布效应(使水分裂)”等。目前采用较多的是电晕放电法。负离子发生器的基本原理是利用线形(或尖端)电极和网状电极之间,在高压电作用下产生的不均匀电场使流过它的空气被离子化。被离子化而带有离子的空气再流经极性离子过滤器,滤除正离子而得到负离子。

除了在空调房间使用负离子发生器以增加室内空气负离子的含量以满足改善工作环境、有利于人体健康的方法之外,有人认为在空调系统对空气处理方式的组合方面也可以解决负离子减少的问题。其具体做法为:

(1) 尽量采用淋水室处理空气的湿式方案,即使对于采用表面式冷却器处理空气的系统,最好采用喷水式表面冷却器处理空气的方法。这是由于在空气中喷水时会伴随着电荷的产生。喷水的性质对产生电荷的数量及正、负性有较大影响,喷洒蒸馏水时产生的电荷主要为负性。

(2) 在配置空气处理设备时,在保证达到要求的被处理空气参数的条件下,力争将喷淋室设置在空气过滤、加热及冷却设备之后。因为负离子在通过这些金属设备和滤料时损耗较大。

(3) 在车间采用直接喷雾加湿的方法有益于增加车间内负离子的浓度,且加湿空气可以不必经风机和金属风道的输送,从而减少了负离子损耗的机会。

(4) 在允许条件下尽量采用非金属风道和送风口,避免负离子的损耗。

5 空气输送系统及设备

经过处理的空气(送风)和回风必须通过空气输送的动力设备——风机(包括送风机、回风机的排风机)及风道,才能构成空气的输送和循环,达到调节和控制空调房间内空气要求的参数的目的。空调房间内送、回风量能否达到设计要求,则完全取决于风道系统的压力分布和风机的配置是否合理。同时空气在风道内流动所损失的能量,是由风机在运转中所消耗的电能来进行补偿的。

5.1 风管

目前在空调系统中用来输送空气的送、回风管及排风管等,就其形状而言,有圆形风管和矩形风管之分。

圆形风管强度大,消耗材料少于矩形风管,但占据有

效空间较大,同时布置不方便,一般采用隐蔽布置较多;矩形风管由于其易于布置,弯头、三通外形尺寸(与圆形比较)较小等特点,多采用明装方式,在有些场合与建筑装修配合起来也较美观,同时与圆形风管相比空气阻力较小。

从风管材料方面来分,有金属风管(大部分采用镀锌薄钢板,也有采用一般薄钢板、不锈薄钢板、薄铝板及塑料复合钢板等)、非金属风管(包括塑料风管、玻璃钢风管)和建筑风管(砖砌风道、钢筋混凝土风道)及木板、木屑板和纤维板制做的风管等。

为了设计、制做、安装的方便,国家制定了统一的通风管道规格,其规格标准见表 5-1 及表 5-2。

根据国家有关规定,钢板风管的厚度如表 5-3 和表 5-4。

表 5-1 圆形标准风管规格

序号	标准风管直径 (mm)	风管壁厚 (mm)	法兰用料规格	螺栓规格	螺孔直径	螺栓数量	铆钉规格	铆钉孔径	铆钉数量
1	φ100	δ=0.5	-20×4	M6×20	φ7.5	6			
2	φ120	δ=0.5	-20×4	M6×20	φ7.5	6			
3	φ140	δ=0.5	-20×4	M6×20	φ7.5	6			
4	φ160	δ=0.5	-20×4	M6×20	φ7.5	8			
5	φ180	δ=0.5	-20×4	M6×20	φ7.5	8			
6	φ200	δ=0.5	-20×4	M6×20	φ7.5	8			
7	φ220	δ=0.75	-25×4	M6×20	φ7.5	8			
8	φ250	δ=0.75	-25×4	M6×20	φ7.5	8			
9	φ280	δ=0.75	L25×4	M6×20	φ7.5	8	φ5×14	φ5.3	8
10	φ320	δ=0.75	L25×4	M6×20	φ7.5	10	φ5×14	φ5.3	10
11	φ360	δ=0.75	L25×4	M6×20	φ7.5	10	φ5×14	φ5.3	10
12	φ400	δ=0.75	L25×4	M6×20	φ7.5	12	φ5×14	φ5.3	12
13	φ450	δ=0.75	L25×4	M6×20	φ7.5	12	φ5×14	φ5.3	12
14	φ500	δ=0.75	L25×4	M6×20	φ7.5	12	φ5×14	φ5.3	14
15	φ560	δ=1.0	L30×4	M8×25	φ9.5	14	φ5×14	φ5.3	16
16	φ630	δ=1.0	L30×4	M8×25	φ9.5	16	φ5×14	φ5.3	18
17	φ700	δ=1.0	L30×4	M8×25	φ9.5	18	φ5×14	φ5.3	18
18	φ800	δ=1.0	L30×4	M8×25	φ9.5	20	φ5×14	φ5.3	20
19	φ900	δ=1.0	L30×4	M8×25	φ9.5	22	φ5×14	φ5.3	22
20	φ1000	δ=1.0	L40×4	M8×25	φ9.5	24	φ5×14	φ5.3	24
21	φ1120	δ=1~1.5	L40×4	M8×25	φ9.5	26	φ5×14	φ5.3	26
22	φ1250	δ=1~1.5	L40×4	M8×25	φ9.5	28	φ5×14	φ5.3	30
23	φ1400	δ=1~1.5	L40×4	M8×25	φ9.5	32	φ5×14	φ5.3	32
24	φ1600	δ=1~1.5	L50×4	M10×25	φ12	36	φ6×16	φ6.1	36
25	φ1800	δ=1~1.5	L50×4	M10×25	φ12	40	φ6×16	φ6.1	40
26	φ2000	δ=1~1.5	L50×4	M10×25	φ12	44	φ6×16	φ6.1	44

表 5-2 矩形标准风管规格

序号	标准风管规格 $a \times b$ (mm)	法兰用料	风管壁厚	螺栓规格	螺栓数量	螺孔直径	铆钉规格	铆钉孔径	铆钉数量
1	120×120	L25×4	$\delta=0.5$	M6×20	6	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
2	160×120	L25×4	$\delta=0.5$	M6×20	6	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
3	160×160	L25×4	$\delta=0.5$	M6×20	8	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
4	200×120	L25×4	$\delta=0.5$	M6×20	8	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
5	200×160	L25×4	$\delta=0.5$	M6×20	8	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
6	200×200	L25×4	$\delta=0.5$	M6×20	8	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
7	250×120	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	8	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
8	250×160	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	8	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
9	250×200	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	8	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
10	250×250	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	8	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	8
11	320×160	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	10	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	10
12	320×200	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	10	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	10
13	320×250	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	10	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	10
14	320×320	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	12	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	12
15	400×200	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	10	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	10
16	400×250	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	10	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	10
17	400×320	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	12	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	12
18	400×400	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	12	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	12
19	500×200	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	12	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	12
20	500×250	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	12	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	12
21	500×320	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	14	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	14
22	500×400	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	16	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	16
23	520×500	L25×4	$\delta=0.75$	M6×20	16	$\phi 7.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	16
24	630×250	L30×4	$\delta=0.75$	M8×25	16	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	16
25	630×320	L30×4	$\delta=0.75$	M8×25	16	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	16
26	630×400	L30×4	$\delta=0.75$	M8×25	16	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	16
27	630×500	L30×4	$\delta=0.75$	M8×25	18	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	18
28	630×630	L30×4	$\delta=0.75$	M8×25	18	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	18
29	800×320	L30×4	$\delta=1.0$	M8×25	18	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	18
30	800×400	L30×4	$\delta=1.0$	M8×25	18	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	18
31	800×500	L30×4	$\delta=1.0$	M8×25	20	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	20
32	800×630	L30×4	$\delta=1.0$	M8×25	22	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	22
33	800×800	L30×4	$\delta=1.0$	M8×25	24	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	24
34	1000×320	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	20	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	20
35	1000×400	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	20	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	20
36	1000×500	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	22	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	22
37	1000×630	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	24	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	24
38	1000×800	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	26	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	26
39	1000×1000	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	28	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	28
40	1250×400	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	26	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	26
41	1250×500	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	26	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	26
42	1250×630	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	28	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	28
43	1250×800	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	28	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	28
44	1250×1000	L40×4	$\delta=1.0$	M8×25	30	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	30
45	1600×500	L40×4	$\delta=1.2$	M8×25	30	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	30
46	1600×630	L40×4	$\delta=1.2$	M8×25	32	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	32
47	1600×800	L40×4	$\delta=1.2$	M8×25	34	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	34
48	1600×1000	L40×4	$\delta=1.2$	M8×25	36	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	36
49	1600×1250	L40×4	$\delta=1.2$	M8×25	38	$\phi 9.5$	$\phi 5 \times 14$	$\phi 5.3$	38
50	2000×800	L50×5	$\delta=1.2$	M10×30	40	$\phi 11.5$	$\phi 6 \times 16$	$\phi 6.1$	40
51	2000×1000	L50×5	$\delta=1.2$	M10×30	44	$\phi 11.5$	$\phi 6 \times 16$	$\phi 6.1$	44
52	2000×1250	L50×5	$\delta=1.2$	M10×30	48	$\phi 11.5$	$\phi 6 \times 16$	$\phi 6.1$	48

表 5-3 低速系统钢板风管厚度

矩形风道横截面最长边的尺寸或圆形风道的直径	钢板厚度(mm)		输送烟气
	输送空气		
	无加强构件的圆形及矩形风道	有加强构件时	
<450	0.5	0.5	1.0
450~1000	0.7	0.6	1.5
1000~1500	1.0	0.8	2.0
>1500	根据实际情况决定		

注：排除油烟、水蒸气及腐蚀性气体时，风道壁除满足强度要求外，还应考虑腐蚀余量，风道的厚度一般不应小于2mm。

表 5-4 高速系统钢板风管厚度

矩形风道横截面最长边的尺寸或圆形风道的直径	钢板厚度(mm)		输送烟气
	输送空气		
	无加强构件的圆形及矩形风道	有加强构件时	
<450	0.8	0.8	1.0
450~1000	1.0	1.0	1.5
1000~1500	1.2	1.0	2.0
>1500	根据实际情况决定		

根据国家标准《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243-82)中的有关规定，制做风管的材料厚度见表 5-5~表 5-9。

表 5-5 钢板风管和配件厚度

圆形风管直径或矩形风管大边长度(mm)	钢板厚度(mm)	
	一般风管	除尘风管
100~200	0.5	1.50
220~500	0.75	1.50
530~1400	1.00	2.00
560~1120	1.00	
1250~2000	1.20~1.50	
1500~2000		3.00

表 5-6 不锈钢板风管和配件板材厚度

圆形风管直径或矩形风管大边长度(mm)	不锈钢板厚度(mm)
100~500	0.5
560~1120	0.75
1250~2000	1.00

表 5-7 铝板风管和配件板材厚度

圆形风管直径或矩形风管大边长度(mm)	铝板厚度(mm)
100~320	1.0
360~630	1.5
700~2000	2.0

表 5-8 硬聚氯乙烯板风管板材厚度及制做允许偏差

	圆形风管直径或矩形风管大边长度(mm)	板材厚度(mm)	外边长允许偏差(mm)
圆形风管	100~320	3	-1
	360~630	4	-1
	700~1000	5	-2
	1120~2000	6	-2
矩形风管	120~320	3	-1
	400~500	4	-1
	630~800	5	-2
	1000~1250	6	-2
	1600~2000	8	-2

表 5-9 玻璃钢风管与配件的壁厚

圆形风管直径或矩形风管大边长度(mm)	壁厚(mm)
≤200	1.0~1.5
250~400	1.5~2.0
500~630	2.0~2.5
800~1000	2.5~3.0
1250~2000	3.0~3.5

注：风管用丁、丁经纬线的玻璃布增强，树脂的含量为50%~60%，圆形风管的壁厚可取小值。

在工程上，风管与风管、风管与管件之间的连接由法兰的连接来实现。法兰与法兰之间的衬垫材料厚度一般为3~5mm。一般输送空气温度低于70℃的空气或输送产生凝结水或含有蒸汽的潮湿空气的风管，可采用橡胶板或闭孔海绵橡胶板做衬垫材料；输送空气或烟气温度高于70℃的风管可采用石棉绳或石棉橡胶板做衬垫材料；输送含有腐蚀性介质气体的风管，可采用耐酸橡胶板或软聚氯乙烯板等做衬垫材料。

各种材质的风管法兰用料规格见表 5-10~表 5-14。

表 5-10 钢板风管连接法兰用料规格

法兰类型	圆形风管直径或矩形风管大边长(mm)	法兰用料规格		备注
		扁钢(mm)	角钢(mm)	
	≤140	-20×4		
圆形风管法兰	150~250	-25×4		螺钉及铆钉的间距不应大于150mm
	300~500		L25×3	
	530~1250		L30×4	
	1320~2000		L40×4	
矩形风管法兰	≤630		L25×3	矩形法兰的四角应设置螺孔，其他同上。
	800~1250		L30×4	
	1600~2000		L40×4	

表 5-11 不锈钢风管、铝板风管连接法兰用料

圆形风管直径或矩形风管大边长(mm)	不锈钢法兰用料(mm)	铝法兰(mm)	
		扁铝	角铝
≤280	-25×4	-30×6	L30×4
320~560	-30×4	-35×8	L35×4
630~1000	-35×6	-40×10	
1120~2000	-40×8	-40×12	

表 5-12 硬聚氯乙烯板矩形法兰用料

风管大边长 (mm)	法兰用料规格			镀锌螺栓规格 (mm)
	宽×厚(mm)	孔径(mm)	孔数(n)	
120~160	-35×6	7.5	3	M6×30
200~250	-35×8	7.5	4	M6×35
320	-35×8	7.5	5	M6×35
400	-35×8	9.5	5	M8×35
500	-35×8	9.5	6	M8×40
630	-40×10	9.5	7	M8×40
800	-40×10	11.5	9	M10×40
1000	-45×12	11.5	10	M10×45
1250	-45×12	11.5	12	M10×45
1600	-50×15	11.5	15	M×50
2000	-60×18	11.5	18	M×50

表 5-13 硬聚氯乙烯板圆形法兰用料

风管直径 (mm)	法兰用料规格			镀锌螺栓规格 (mm)
	宽×厚(mm)	孔径(mm)	孔数(n)	
100~160	-35×6	7.5	6	M6×30
180	-35×6	7.5	8	M6×30
200~220	-35×8	7.5	8	M6×35
250~320	-35×8	7.5	10	M6×35
360~400	-35×8	9.5	14	M8×35
450	-35×10	9.5	14	M8×40
500	-35×10	9.5	18	M8×40
560~630	-40×10	9.5	18	M8×40
700~800	-40×10	11.5	24	M10×40
900	-45×12	11.5	24	M10×45
1000~1250	-45×12	11.5	30	M10×45
1400	-45×12	11.5	38	M10×45
1600	-50×15	11.5	38	M10×50
1800~2000	-60×15	11.5	48	M10×50

表 5-14 玻璃钢法兰

圆形风管外径或矩形风管大边长 (mm)	规格(宽×厚)mm	螺栓规格
≤400	30×4	M8×25
420~1000	40×6	M8×30
1000~2000	50×8	M10×35

钢板制成的风管与角钢法兰的连接,在风管壁厚小于或等于1.5mm时,一般采用风管翻边铆接,铆接部位在法兰外侧;如果风管壁厚大于1.5mm时,一般采用风管翻边点焊或满焊。风管与扁钢法兰的连接,一般多采用翻边连接方法。铝板风管与角型法兰的连接一般也多采用翻边铆接的方法,铆接时使用铝铆钉;硬聚氯乙烯板风管与法兰的连接一般应采用焊接,其连接处加设三角板支撑,三角支撑板间距为300~400mm。

风管的加固:对于矩形风管在边长大于或等于630mm和保温风管边长大于或等于800mm时,其长度在1.2m以上时,则须采取加固措施。一般加固的方法为:采用角钢框进行加固,角钢的规格可略小于角钢法兰的规格。

关于风管的构件,风管构件制做一般应采用与风管相同的材料,按有关规定执行。

金属风管用料的计算可按图5-1。

每米风管的重量见表5-15。

5.2 风管内空气流动的阻力

空气在不同形状不同材料风管内流动时,由于其自身的粘滞性(即空气内部分子间或流层间因相对运动而产生的内摩擦力以抵抗相对运动的性质)和风管表面的粗糙性,在空气内部,在空气与风管壁之间因产生摩擦而造成阻力,这种阻力称为摩擦阻力,有时又称风管的长度阻力;当空气通过风管中的管件(如弯头、三通、变径等)

表 5-15 每米风管重量表(包括风管附件及吊架重)

风管直径 (mm)	断面积 (m ²)	风管周长 (mm)	每米风管 表面积 (m ²)	支架的 最大间距 (m)	钢板厚度 (mm)					
					0.51	1.00	1.25	1.50	2.00	2.50
					每米风管重量 (kg)					
105	0.0086	330	0.330	4	3.1	4.4	5.5	7.0	8.4	9
115	0.0103	360	0.360	4	3.2	4.7	6.0	7.0	9.1	10
130	0.0132	408	0.408	4	3.9	5.4	7.0	8.0	10.0	12
140	0.0153	440	0.440	4	4.2	5.9	7.3	8.0	11.5	13
150	0.0176	470	0.470	4	4.4	6.3	7.7	9.0	12	14
165	0.0213	518	0.518	4	5.6	7.0	8.7	10	13	16
195	0.0298	612	0.612	4	5.8	8.2	10.0	12	14	17
215	0.0363	675	0.675	4	6.5	9.2	11.4	13	17	20
235	0.0433	740	0.740	4	6.7	9.7	12.2	14	18	21
265	0.0551	833	0.833	4	7.8	11.0	13.8	16	19	24
285	0.0637	895	0.895	4	8.2	11.6	14.6	18	21	26
320	0.0804	1005	1.005	4	9.3	13.3	16.6	20	24	29
375	0.1104	1180	1.180	4	12.1	17.0	20.0	23	30	35

(续表)

风管直径 (mm)	断面积 (m ²)	风管周长 (mm)	每米风管 表面积 (m ²)	支架的 最大间距 (m)	钢板厚度 (mm)					
					0.51	1.00	1.25	1.50	2.00	2.50
					每米风管重量 (kg)					
440	0.1520	1380	1.380	3	-	20	24.5	29	33	41
495	0.1924	1560	1.560	3	-	23	28	32	40	48
545	0.2332	1710	1.710	3	-	24	30	35	42	51
595	0.2780	1870	1.870	3	-	32	34	42	50	60
660	0.3420	2070	2.070	3	-	34	37	48	56	66
775	0.4720	2440	2.440	3	-	38	42	54	64	76
885	0.615	2780	2.780	3	-	45	55	63	75	88
1025	0.825	3230	3.250	3	-	54	64	74	87	100
1100	0.950	3460	3.460	3	-	57	69	79	94	110
1200	1.131	3780	3.780	3	-	61	73	85	103	120
1325	1.378	4170	4.170	3	-	67	81	95	110	131
1425	1.598	4480	4.440	3	-	72	88	100	120	142
1540	1.862	4850	4.840	3	-	79	98	110	130	155

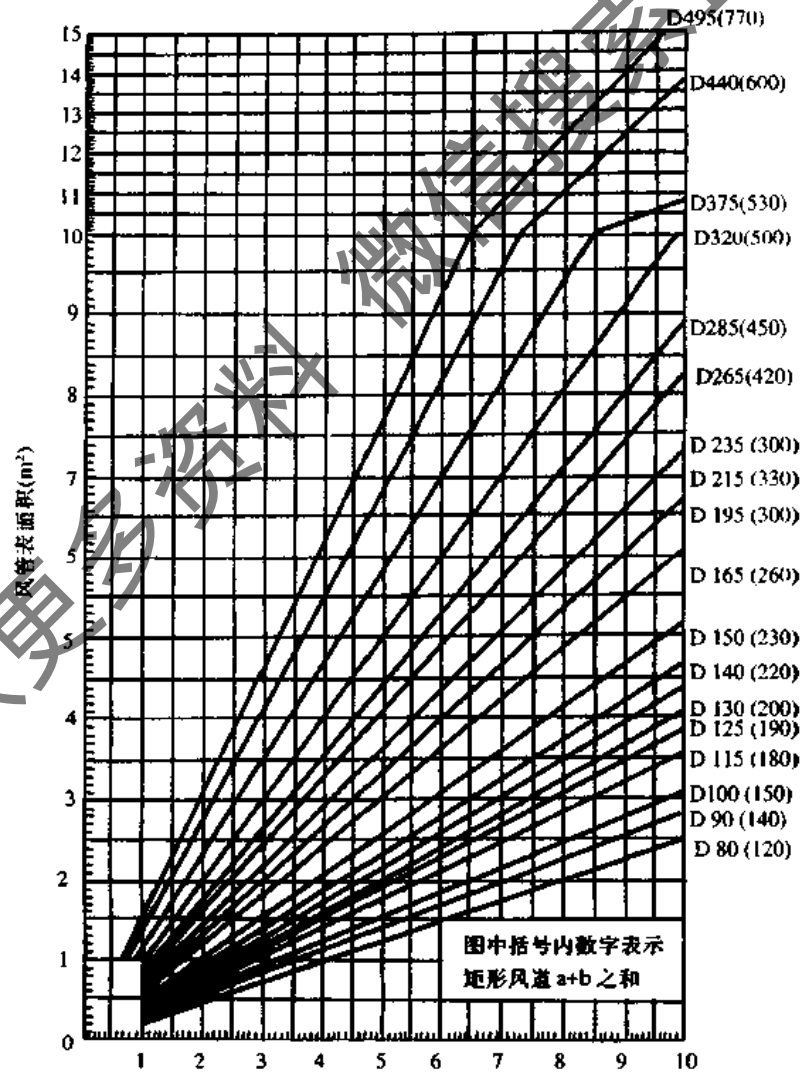


图 5-1(a) 风管用料计算图(一)

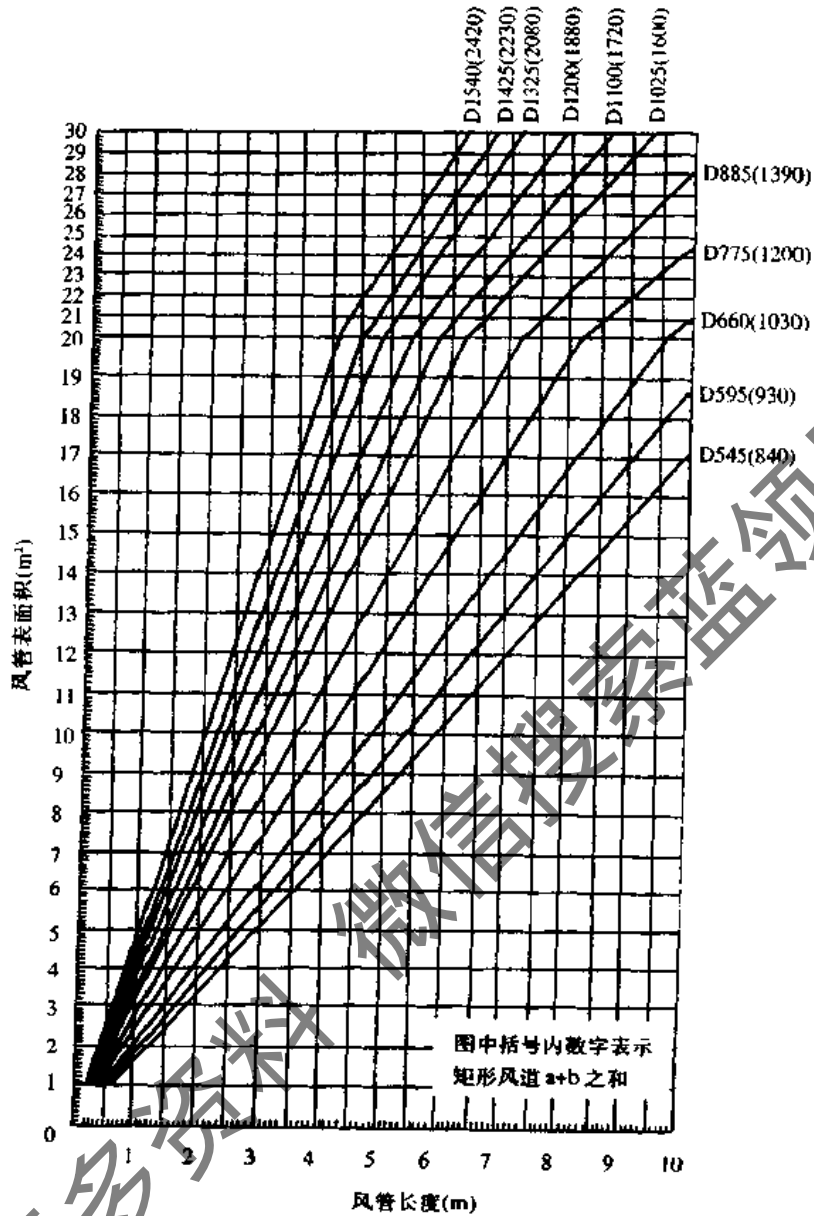


图 5-1(b) 风管用料计算图(二)

和设备(如消声器、调节阀等)时,由于气流的方向或速度的变化以及产生涡流等造成的空气阻力称为局部阻力。空气在风管中的流动阻力即包括摩擦阻力和局部阻力,因此造成空气在输送过程中的能量消耗。

5.2.1 摩擦阻力

空气沿着具有任意横断面形状的直风管流动时,根据流体力学的原理可知,摩擦阻力为:

$$\rho_m = \lambda \frac{l}{4R_s} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \text{ (Pa)} \quad (5-1)$$

式中 ρ_m ——风管的摩擦阻力 (Pa);
 λ ——摩擦阻力系数;
 l ——风管的长度 (m);

R_s ——风管的水力半径 (m), $R_s = \frac{A}{P}$;

v ——风管内空气平均流速 (m/s);

ρ ——空气密度 (kg/m^3);

A ——风道的断面积 (m^2);

P ——风道的周长 (m);

圆形风管的水力半径

$$R_s = \frac{D}{4} \quad (5-2)$$

式中 D ——风管直径 (m);

矩形风管的水力半径

$$R_s = \frac{a \cdot b}{2(a + b)} \quad (5-3)$$

式中 a, b ——矩形风管的边长 (m);

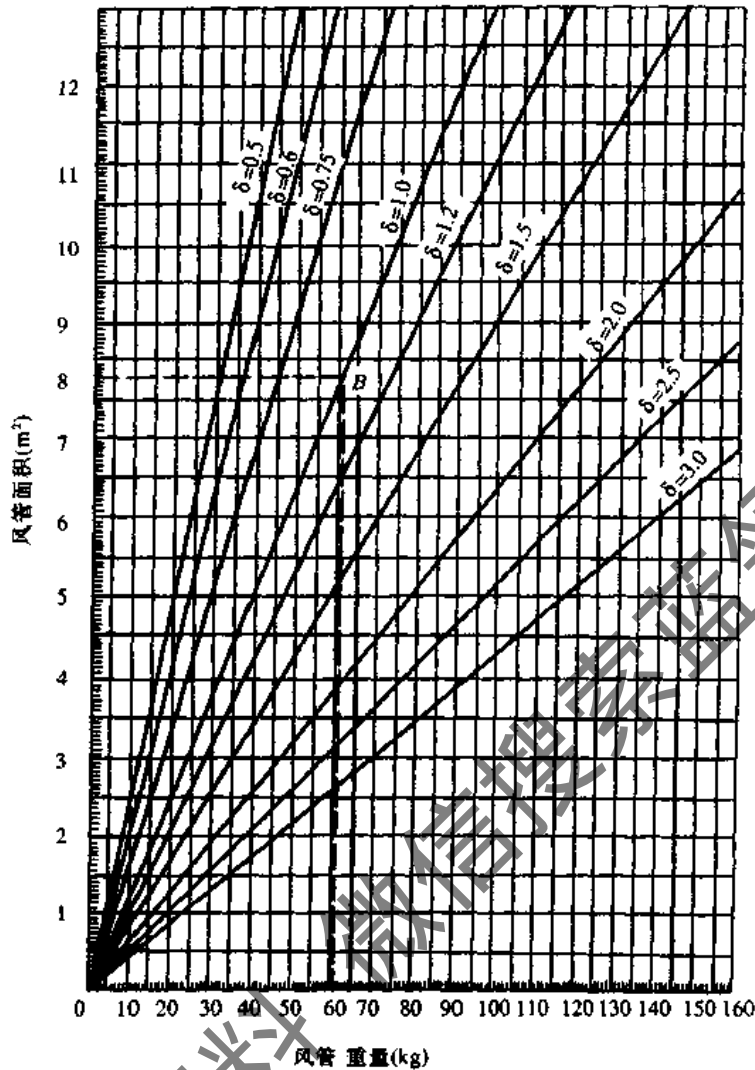


图 5-1(c) 风管重量计算图

(注:不包括附件及吊架重量)

因此,圆形风管的摩擦阻力可写成:

$$p_m = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{v^2 \rho}{2} \cdot l \text{ (Pa)} \quad (5-4)$$

风管单位长度的摩擦阻力又称为比摩阻,圆形风管的比摩阻可写成:

$$R_m = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{v^2 \rho}{2} \text{ (Pa)} \quad (5-5)$$

由式(5-4)可看出:空气通过风管时的摩擦阻力 Δp_m 与风管内空气的流动速度 v 、风管的摩擦阻力系数 λ 、以及空气的温度(由于在空调系统中,空气的密度 ρ 由其温度所决定)、风管的水力半径 R_x 有关。

1. 摩擦阻力系数 λ 的确定

风管摩擦阻力的大小关键由摩擦阻力系数 λ 来决定,对于层流(即空气在流动过程中,空气的各流层间互不掺混),其阻力系数 λ 只与 Re 数有关,对于紊流(即空气在流动的过程中,空气中质点运动轨迹是不固定的,其流速的方向和大小随时间而变化),阻力系数 λ 不仅与 Re 数有关而且还与壁面的粗糙度有关。 Re 数不同,壁

面的粗糙度影响的程度也不一样。根据实验研究的结果,说明:当管道中流动的流体处于层流状态($Re < 2320$)时,和粘滞性有着密切关系的雷诺数就是决定 λ 值的主要因素。此时摩擦阻力系数 λ 为:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (5-6)$$

式中 Re ——雷诺数, $Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$ 表达流体运动状态的一个特征无因次数;
 ν ——运动粘滞系数。

(在 $Re < 2000$ 时流体的运动为层流; $Re > 2000$ 时,流体的运动为紊流)。

当流动流体处于紊流状态,如果其边界层厚度大于管壁的绝对粗糙度时,这种流动形态称为水力光滑管,此时摩擦阻力系数为:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (5-7)$$

当流体处于紊流状态,其层流边界很薄,管壁绝对粗糙

度完全突出在外时,称为水力粗糙管,此时摩擦阻力系数为:

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{K}{D} \right)^{0.25} \quad (5-8)$$

式中 K ——风道粗糙度 (mm), 见表 5-17;

D ——风道直径 (m)。

当流体处于紊流状态其层流边界层只覆盖管壁绝对粗糙度的一部分,而另一部分在层流边界层之外的流动形态称为过渡区,其摩擦阻力系数为:

$$1/\sqrt{\lambda} = -2 \lg \left(\frac{K}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re}\sqrt{\lambda}} \right) \quad (5-9)$$

2. 矩形风道的当量直径

由于目前的风管线算图和一些计算表是按圆形风管编制的,而在空调系统中所使用的风管大部分为矩形,为了将非圆形风道折合为圆形风道进行计算,因此引入了矩形风管的当量直径概念。

矩形风管的当量直径是指与矩形风管有相等单位长度摩擦阻力的圆形风管直径。当量直径分为流速当量直径和流量当量直径。

(1) 流速当量直径 D_v 设某一圆形风管中的空气流速与矩形风管中的流速相等,并且单位长度的摩擦阻力也相等,则该圆形风管直径就称为此矩形风管的流速

当量直径,用 D_v 表示,则有

$$D_v = \frac{2ab}{a+b} \quad (\text{mm}) \quad (5-10)$$

(2) 流量当量直径 设某一圆形风管中空气流量与矩形风管中流量相等,并且单位长度摩擦阻力也相等,则该圆形风管直径称为此矩形风管的流量当量直径,用 D_L 表示,则有

若按水力粗糙管时:

$$D_L = 1.265 \left(\frac{a^3 b^3}{a+b} \right)^{0.2} \quad (\text{mm}) \quad (5-11)$$

若按水力光滑管时:

$$D_L = 1.31 \left[\frac{a^3 b^3}{(a+b)^{1.25}} \right]^{0.21} \quad (\text{mm}) \quad (5-12)$$

(3) 在运用当量直径时,须注意以下两点:

1) 当量直径概念用于紊流运动是合适的,用于层流时则会产生较大误差。

2) 在利用线算图查摩擦阻力时,要注意对应关系,即如果用 D_v 时,必须用矩形风道中流速去查,如采用 D_L 时,必须用矩形风道中流量去查,但无论用哪种当量直径去查,其单位长度摩擦阻力 R_m 应相等。

风管的流量当量直径计算表见表 5-16

表 5-16 矩形风管流量当量直径表

b \ a	100	120	140	160	180	200	220	240	250	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	
100	109																						
120	119	131																					
140	129	142	153																				
160	137	151	163	175																			
180	145	160	173	185	197																		
200	152	168	182	195	207	219																	
220	159	176	191	204	217	229	241																
240	166	183	198	213	226	239	251	262															
250	169	186	202	217	231	244	256	268	273														
260	172	190	206	221	235	248	261	272	279	284													
280	177	196	213	229	244	257	271	282	289	295	306												
300	183	202	220	237	252	267	280	293	299	305	316	328											
320	188	208	227	244	260	275	289	301	309	314	326	338	350										
340	193	214	233	251	267	283	297	310	318	323	336	348	360	372									
360	198	219	239	258	274	290	305	320	327	333	346	358	370	382	394								
380	203	225	245	264	281	298	314	328	335	342	355	367	380	392	404	416							
400	207	230	251	270	288	305	321	336	343	351	364	376	390	402	414	426	438						
420	211	234	256	276	294	312	328	344	351	359	373	386	399	411	424	436	448	459					
440	215	239	261	282	300	319	335	352	360	367	381	395	408	420	434	446	458	469	481				
460	219	243	267	287	306	325	342	359	366	374	389	403	417	430	443	456	468	479	491	503			
480	223	248	272	292	312	331	349	366	374	382	397	412	426	439	452	465	478	489	502	513	526		
500	227	252	276	298	318	337	355	373	381	389	404	420	435	448	461	474	488	498	512	523	536	547	
520	231	256	281	303	324	343	362	380	388	396	412	428	443	457	471	483	497	508	522	533	546	558	
540	234	261	285	308	329	349	368	387	395	403	420	436	450	465	480	493	506	518	532	543	556	568	
560	238	265	289	312	334	355	374	393	401	410	427	443	458	473	488	501	515	527	541	553	565	578	
580	242	269	293	317	339	360	380	398	407	417	434	450	466	481	496	510	524	537	550	562	575	588	
600	245	273	298	322	345	365	386	404	414	423	440	458	473	489	504	518	533	546	559	571	585	598	
620	248	276	302	326	350	371	392	410	420	429	447	465	480	497	512	526	542	555	568	580	594	607	
630	250	278	304	328	352	373	394	414	423	432	450	468	484	500	516	530	545	559	573	586	599	612	
640	252	279	306	331	355	376	397	416	426	435	454	472	487	504	520	534	550	564	577	590	603	616	
660	255	283	310	335	359	381	402	422	432	441	460	478	495	511	528	542	558	572	586	599	612	625	
680	258	287	314	339	363	386	407	428	437	447	466	484	502	518	535	550	566	580	595	608	621	634	
700	261	291	318	343	368	391	413	433	443	453	472	490	509	525	542	558	573	588	603	617	630	643	
720	264	294	323	348	373	396	418	438	448	459	478	497	515	532	549	565	580	596	611	626	639	652	
740	267	297	325	352	376	400	423	444	454	464	484	503	521	539	556	572	588	604	619	633	648	661	
760	260	300	330	356	381	405	428	449	459	470	490	508	527	546	563	579	595	612	627	641	656	670	
780	273	305	333	360	385	409	433	455	465	475	495	515	533	552	570	586	603	620	634	649	664	679	
800	276	307	336	362	389	413	438	460	470	480	501	520	539	556	576	593	610	627	641	657	672	687	

(续表)

h	500	550	600	630	650	700	750	800	850	900	950	1000	1100	1200	1250	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	
500	547																							
550	573	601																						
600	598	628	657																					
630	612	643	672	689																				
650	622	653	683	699	711																			
700	643	677	707	726	737	765																		
750	666	700	732	751	763	792	820																	
800	687	722	754	775	787	818	847	875																
850	707	743	777	797	810	842	873	902	929															
900	726	751	799	820	833	866	897	927	956	984														
950	744	783	820	841	855	889	921	952	982	1010	1040													
1000	762	802	840	862	876	911	944	976	1010	1040	1070	1090												
1050	779	820	859	882	897	932	967	1000	1030	1070	1090	1120												
1100	796	838	878	901	916	953	988	1020	1060	1080	1120	1140	1200											
1150	812	855	896	920	932	973	1010	1040	1080	1110	1140	1170	1230											
1200	827	872	914	938	955	993	1030	1070	1100	1130	1170	1190	1250	1310										
1250	843	888	931	956	973	1010	1050	1090	1120	1160	1190	1220	1280	1340	1370									
1300	858	904	948	973	990	1020	1070	1110	1140	1180	1200	1240	1300	1360	1400	1420								
1350	872	919	946	990	1010	1050	1090	1130	1160	1200	1230	1270	1330	1390	1420	1450								
1400	886	934	980	1010	1020	1070	1110	1150	1180	1220	1260	1290	1350	1420	1450	1470	1530							
1450	900	949	996	1020	1040	1080	1130	1160	1200	1240	1280	1310	1380	1440	1470	1500	1560							
1500	913	963	1010	1040	1060	1100	1140	1180	1220	1260	1300	1330	1400	1460	1500	1530	1580	1640						
1600	939	991	1040	1070	1090	1140	1180	1220	1260	1300	1340	1370	1440	1510	1540	1570	1630	1690	1750					
1700	965	1020	1070	1100	1120	1170	1210	1250	1300	1340	1380	1410	1490	1550	1590	1610	1680	1740	1800	1860				
1800	989	1040	1100	1130	1150	1190	1240	1290	1330	1370	1410	1450	1530	1600	1630	1660	1730	1790	1850	1910	1970			
1900	1010	1070	1120	1150	1170	1220	1280	1320	1360	1410	1450	1490	1560	1640	1680	1710	1780	1840	1900	1960	2020	2080		
2000	1030	1090	1150	1180	1200	1250	1300	1360	1390	1440	1480	1520	1590	1680	1720	1750	1820	1880	1950	2010	2070	2130	2190	
2100	1060	1110	1180	1210	1230	1280	1330	1380	1430	1470	1520	1560	1630	1720	1760	1790	1870	1930	2000	2060	2120	2180	2240	
2200	1080	1140	1200	1230	1250	1310	1360	1410	1460	1500	1550	1590	1670	1760	1800	1830	1910	1970	2040	2100	2170	2230	2290	
2300	1100	1160	1220	1250	1280	1330	1380	1430	1500	1530	1580	1620	1710	1790	1830	1870	1950	2020	2090	2160	2220	2280	2340	
2400	1120	1180	1240	1270	1300	1360	1410	1460	1510	1560	1610	1650	1740	1830	1870	1910	1990	2060	2130	2200	2270	2330	2390	
2500	1140	1200	1260	1300	1320	1380	1430	1490	1540	1590	1640	1680	1780	1860	1900	1940	2020	2100	2170	2240	2310	2370	2440	
2600	1150	1220	1280	1320	1340	1400	1460	1510	1560	1620	1660	1710	1810	1900	1940	1990	2060	2140	2210	2280	2360	2420	2490	
2700	1170	1240	1300	1340	1370	1430	1480	1540	1590	1640	1690	1740	1840	1930	1970	2010	2100	2180	2250	2330	2400	2470	2530	
2800	1190	1260	1320	1360	1390	1450	1510	1560	1620	1670	1720	1770	1860	1960	2010	2050	2130	2210	2290	2370	2440	2510	2580	
2900	1210	1280	1340	1380	1410	1470	1530	1590	1640	1700	1750	1800	1900	1990	2040	2080	2170	2250	2330	2410	2480	2550	2620	
3000	1220	1290	1360	1400	1430	1490	1550	1610	1670	1720	1770	1830	1930	2020	2070	2110	2200	2290	2370	2440	2520	2590	2660	

3. 摩擦阻力的温度修正

空气的密度、运动粘性系数 ν 都与温度有关,因而摩擦阻力与温度有关。风道单位长度摩擦阻力线算图一般是按 20°C 条件编制的,因此对于其他温度条件,需进行温度修正。摩擦阻力的温度修正见图5-2。

4. 单位长度摩擦阻力线算图及计算表

为了避免繁琐的计算,通常将风管单位长度摩擦阻力 R_m 制成线算图或计算表。图5-3是圆形镀锌风管的摩擦阻力线算图,该图的条件是:大气压力 760mmHg ,温度为 20°C 的标准空气, $\rho=1.2\text{kg}/\text{m}^3$, $\nu=15.06\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$,管道的粗糙度 $K=0.15$ 。

其他有各种材料制做的风管的粗糙度,见表5-17。

表5-17 通风管道的粗糙度

管道材料	$K(\text{mm})$	管道材料	$K(\text{mm})$
薄钢板及镀锌钢板	0.15	胶合板风道	1.0
塑料板	0.01	墙内砖砌风道	5~10
矿渣石棉板	1.0	地面沿墙砌造风道	3~6
表面光滑的砖风道	4.0	铁丝网抹灰	10~15
矿渣混凝土板	1.5	竹风道	0.8~1.2

(1) 由于制做风管的材料可能各不相同,风管的粗糙度各异,因此,风管的单位长度摩擦阻力也各不相同,所以,如果所使用的风管粗糙度与绘制风管单位长度摩擦阻力计算图或表中所使用的粗糙度不同时,则应对计

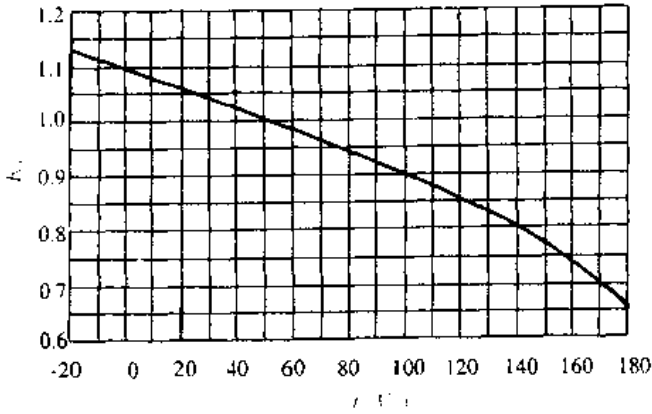


图 5-2 摩擦阻力温度修正系数图

算图或表中查出的单位长度摩擦阻力进行修正。其修正的方法为：对由图或表中所查出的单位长度摩擦阻力 R 乘以修正系数 β 即可。即：

$$R' = R \cdot \beta \quad (5-13)$$

式中 β ——摩擦阻力修正系数, $\beta = (Kt)^{0.25}$;
 R' ——所求风道的比摩阻 (mm);
 R ——所求风道内壁的粗糙度 (mm);
 t ——所求风道内空气流速 (m/s)

$(Kt)^{0.25}$ 的值见图 5-4

(2) 使用风管阻力线算图计算风道的摩擦阻力

【例 5-1】有一矿渣混凝土矩形风道长为 20m, 其断面尺寸为 $a \times b = 200 \times 400$ (mm), 通过风管的风量为 $2000 \text{ m}^3/\text{h}$, 求风道的摩擦阻力

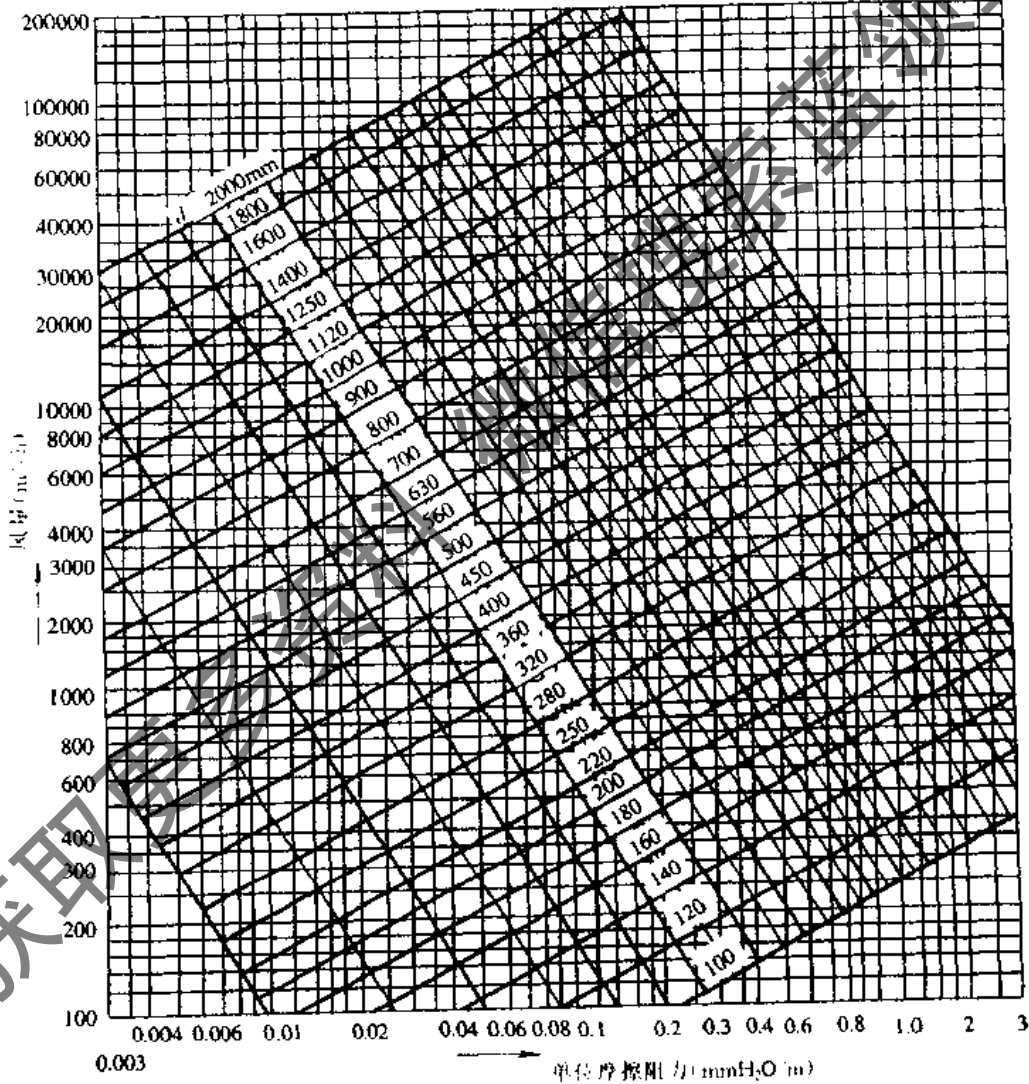
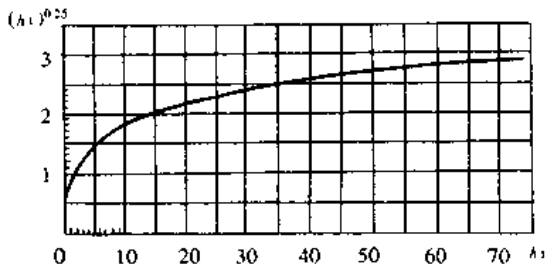


图 5-3 圆形镀锌风管摩擦阻力线算图

图 5-4 K_e 与 $(K_e)^{0.25}$ 的线算图

【解】矩形风道的等速当量直径为：

$$D_e = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \times 0.2 \times 0.4}{0.2 + 0.4} = 0.267(\text{m}) = 267(\text{mm})$$

矩形风道的空气流速为：

$$v = \frac{L_v}{3600 \times a \times b} = \frac{2000}{3600 \times 0.2 \times 0.4} = 6.94(\text{m/s})$$

按 $D_e = 267\text{mm}$ 和 $v = 6.94\text{m/s}$ ，查图 5-3 得 $K = 0.15$ 时，单位长度摩擦阻力 $R = 0.42\text{mmH}_2\text{O/m}$

由表 5-17 知 $K = 1.5$ ，则 $K_e = 10.41$ ，计算知 $\beta = (K_e)^{0.25} = 1.8$ ，查图 5-4 也可知 $\beta = (K_e)^{0.25} = 1.8$

于是有： $R' = R \cdot \beta = 0.754(\text{mmH}_2\text{O})$ ，

则风道阻力 $\Delta p_m = 0.754 \times 20 = 15.09(\text{mmH}_2\text{O})$

5.2.2 局部阻力

当空气流经风道中的管件(如弯头、三通、变径等)及设备(如热交换器、风量调节阀等)时，由于空气流动方向的急剧改变，使流体中出现旋涡区和速度的重新分布，由此产生了空气流动的阻力，称为局部阻力。

局部阻力计算公式如下：

$$Z = \zeta \frac{v^2}{2} \quad (5-14)$$

式中 ζ ——局部阻力系数；

v —— ζ 与之对应的断面流速 (m/s)。

影响局部阻力系数 ζ 的主要因素有：管件的形状、

壁面粗糙度及雷诺数

在空调系统的管路系统中，局部阻力所造成的能量损失通常占风管系统中压力损失的主要部分(但一般的局部阻力系数都是由实验的方法确定的)，因此在调整管路系统中阻力时，应从改变局部阻力系数入手。常用减少局部阻力的方法有：

(1) 尽量减少风管转弯和断面突然变化；

(2) 弯管的曲率半径不要太小，如果采用曲率半径较小的矩形断面的 90° 弯管时，应在弯管中加装导流叶片；

(3) 减小出风口的气流速度，以减小动压损失。

5.2.3 风管内空气流动的阻力

前面我们已经提到，空气在风管内流动的阻力应为沿程摩擦阻力与局部阻力的总和，因此有：

$$p = \sum (p_m + Z) \quad (5-15)$$

5.2.4 风管内空气流动的允许风速

通过风管输送一定量的空气所需风管的断面积 F 与通过的风速 v 成反比例关系。当加大通过风管内空气的流速时(如果所输送的空气量为一定值)，则风管断面积即可减小，制做风管所消耗的材料、建设费用等将会降低，但由于风速的加大则会增加空气通过风管流动时的气流噪声和气流阻力，相应的增大了输送空气所消耗的动力，增大了空调系统中的运行费用。相反，在保持通过的空气量不变，而降低其流动速度时，可以减少空气的流动阻力，降低输送空气的动力消耗和空调系统的运行费用以及空气通过风管的气流噪声。但由于气流速度的降低，风管的断面积则需增大，从而增加了风管制做所消耗的材料及建设费用。因此，有关部门根据风管系统的建设费用、运行费用和气流噪声等因素综合考虑，提出了在不同条件下空气通过风管流动时的经济风速(也称不同风管内的允许风速)。不同条件下风管内的允许风速见表 5-18 及表 5-19。

表 5-18 风管系统中的风速 (m/s)

风速	低速风管						高速风管	
	推荐风速			最大风速			推荐	最大
部位	居住建筑	公共建筑	工业	居住建筑	公共建筑	工业	一般建筑	
新风入口	3.5	4.0	5.0	4.0	4.5	6.0	3.0	5.0
风机入口	3.5	4.0	5.0	4.5	5.0	7.0	8.5	16.5
风机出口	5.0~8.0	6.5~10.0	8~12.0	8.5	7.5~11.0	8.5~14.0	12.5	25.0
主风管	3.5~4.5	5.0~6.5	6.0~9.0	4.0~6.0	5.5~8.0	6.5~11.0	12.5	30.0
水平支风管	3.0	3.0~4.5	4.0~5.0	3.5~4.0	4.0~6.5	5.0~9.0	10.0	22.5
立支风管	2.5	3.0~3.5	4.0	3.25~4.0	4.0~6.0	5.0~8.0	10.0	22.5
送风口	1.0~2.0	1.5~3.5	3.0~4.0	2.0~3.0	3.0~5.0	3.0~5.0	4.0	—
回风管道	—	—	—	3.0	5.0~6.0	6.0	—	—

表 5-19 民用建筑风管风速表

风速	适宜风速				最大风速			
	住宅	教室、剧院及公共建筑	宾馆、广播电台	站房、库房	住宅	教室、剧院及公共建筑	宾馆、广播电台	站房、库房
新风入口	3.5	4.0	3.5	4.5	4.0	4.5	4.0	5.0
过滤器	1.25	1.5	1.25	1.75	1.5	1.75	1.5	2.0
加热器	2.0	2.25	2.25	2.5	2.25	2.5	2.5	3.0
喷水室	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
表面冷却器	2.0	2.25	2.25	2.5	2.25	2.5	2.5	3.0
主送风道	3.5~4.5	5.0~6.0	4.0	6.0	4.0~6.0	6.0~7.0	6.0	7.0~10.0
支送风道	3.0	3.0~4.5	3.0	4.0	3.5~5.0	4.0~6.0	5.0	5.0~7.0
风机出口	5.0~8.0	6.5~10.0	5.0	8.0	8.0	7.0~10.5	8.5	8.0~14.0

经济风速的大小与风管、保温、防腐等所用材料的品种、价格、用量以及所耗动力费用(一般为电能费用)都有一定的关系,同时还考虑了其他一些条件(如建筑造价等)。目前,在空调的送回风系统中,一般有高速系统与低速系统之分。在一般的空调系统中,采用低速风管,而在高层建筑中,由于风管所占用的建筑空间的矛盾比较突出,为了降低建筑造价,一般使用高速风管。

5.3 风管系统的保温及防腐

5.3.1 空调管道和设备的保温

在空调运行中,为了提高冷、热量的利用率,保证空调运行中各有关参数(主要是温、湿度),对系统中的空调器、送、回风管、风机(外置),可能会在风管外表面结露的新风管、排风管等均需进行保温处理。

1. 常用的保温材料

保温材料应根据因地制宜,就地取材的原则,采用价格低廉、保温性能好、易于施工、耐用的材料。具体要求:

(1) 导热系数小、价格低。空调工程中常用的保温材料,其导热系数应为 $\lambda=0.025\sim0.15(\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$,并尽量选用 λ 值小的材料。同时考虑导热系数和价格时,一般按导热系数与价格乘积最小的材料较经济,在两者的乘积相差不大时,导热系数小的更经济些。

(2) 尽量采用密度小的多孔材料。这类材料不但导热系数小,而且保温后的管道重量轻,便于施工,风管支架荷重也较小。

(3) 保温材料的吸水率低且耐水性能好。如果保温材料吸水率高,则保温材料容易受潮,从而使导热系数增大,使得保温性能恶化。此外,保温材料即使吸收水分后,其机械强度应不会降低,也不会出现松散和腐烂现象。

(4) 抗水蒸气渗透性能好。如果材料有小孔,则应为封闭型。一般保温层表面致密、光滑。目前常用的保温材料中,硬质聚氨酯泡沫塑料就是抗蒸汽渗透性能较好的材料。

(5) 保温后不易变形并具有一定的抗压强度。最好采用板状或毡状等成型材料。采用散状材料时,要采取措施防止其由于压缩等原因变形。

(6) 保温材料不宜采用有机物和易燃物,以免发生虫蛀、腐蚀、生菌、引鼠或发生火灾。

低温管道在保温层外一般要设防潮层,防止空气中的水蒸气渗入保温层内部而结露。常用的保温结构一般是由防腐层(一般为刷防腐漆)、保温层、防潮层(包括毡、油纸或刷沥青)和保护层组成。保护层随敷设地点而异,可采用水泥保护层、铁皮保护层、玻璃布或塑料布保护层、木板或胶合板保护层等。具体做法可参照《采暖通风国家标准图》有关部分。

常用保温材料及其制品主要技术性能见表5-20。

表 5-20 保温材料及其制品的主要技术性能

材料名称	密度 (kg/m^3)	导热系数 ($\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$)	适用温度 ($^{\circ}\text{C}$)	抗压强度 (kPa)	备注
膨胀珍珠岩类					
散料(一级)	<80	<0.052			密度小,导热系数小,化学稳定性好,不燃,不腐蚀,无毒,无味,价廉,产量大,资源丰富,适用广泛
散料(二级)	80~150	0.052~0.064	~200		
散料(三级)	150~250	0.064~0.076	~800		
水泥珍珠岩板、管壳	250~400	0.058~0.087	<600	500~1000	
水玻璃珍珠岩板、管壳	200~300	0.056~0.065	<650	600~1200	
憎水珍珠岩制品	200~300	0.058		>500	

(续表)

材料名称	密度 (kg/m ³)	导热系数 (W/(m·℃))	适用温度 (℃)	抗压强度 (kPa)	备注
普通玻璃棉类					
离心玻璃棉	10~96	0.035~0.05	<400		耐酸,抗腐,不烂,不蛀,吸水率小,化学稳定性好,无毒无味,价廉,寿命长,导热系数小,施工方便,但刺激皮肤
中級纤维淀粉粘结制品	100~130	0.040~0.047	-35~300		
中級纤维酚醛树脂制品	120~150	0.041~0.047	-35~350		
玻璃棉沥青粘结制品	100~170	0.041~0.058	-20~250		
超细玻璃棉类					
超细棉(原棉)	18~30		-100~450		密度小,导热系数小,特点同普通玻璃棉,但对皮肤刺激小
超细棉无脂毡和缝合垫	60~80	<0.035	-120~400		
超细棉树脂制品	60~80	0.041	-120~400		
无碱超细棉	60~80	<0.035	-120~600		
微孔硅酸钙(管壳)	200~250	0.059~0.060	600	500~1000	耐高温
矿棉类					
矿棉保温管(管壳)	105~220	<0.052	<600		密度小,导热系数小,耐高温,价廉,货源广,填充后易沉降,施工时刺激皮肤,且尘土大
沥青矿棉毡	100~125	0.037~0.049	<250		
矿棉保温板、带	80~120	<0.041	<400		
岩棉类					
岩棉保温板(半硬质)	80~200	0.047~0.058	-268~500		密度小,导热系数小,适用温度范围广,施工简便,但刺人
岩棉保温毡(垫)	90~195	0.047~0.052	-268~400		
岩棉保温带	100	<0.045	200		
岩棉保温管壳	100~200	0.052~0.058	-268~350		
泡沫塑料类					
可发性聚苯乙烯塑料板	20~50	0.031~0.047	-80~75	>150	密度小,导热系数小,施工方便,不耐高温,适用于60℃以下的低温水管道保温 聚氨酯可现场发泡浇注成型,强度高,但成本也高 此类材料可燃,防火性差,分自熄型与非自熄型两种
可发性聚苯乙烯塑料管壳	20~50	0.031~0.047	-80~75	>150	
硬质聚氨酯泡沫塑料制品	30~50	0.023~0.029	-80~100	>250~500	
软质聚氨酯泡沫塑料制品	30~42	0.023	-50~100		
硬质聚氟乙烯泡沫塑料制品	40~50	<0.043	-35~80	>180	
软质聚氟乙烯泡沫塑料制品	27	0.052	-60~60	500~1500	
新型高分子材料					
高倍率独立气泡聚乙烯泡沫塑料	22	0.034			基本性能同上,但尚具以下优越性: ·吸水率低,<0.002g/cm ³ ·化学稳定性好,可用任何胶类粘附 ·同为难燃材料,但其滴落物为融化物,不燃。同时,燃烧时不释放有毒物质 ·耐老化性好

2. 保温层的厚度

对于一般无特殊要求的设备或管道的保温层厚度是采取防止结露的最小厚度和保温层的经济厚度两者的较大值。对于热力管道的保温层厚度除计算经济厚度外,还要考虑其外表面温度不致影响所在房间的室内参数和满足防火要求,如果对冷、热媒的温升或温降有严格要求时,还需校核其是否满足要求。

(1) 防止结露时的保温层厚度。防止结露是指要求绝大多数时间不结露,如果要求与大气有良好接触的房间内的冷管道,当室外相对湿度在95%以上且温度又较高时,管道保温层外壁面不结露是不易做到的,也是不必要的。

1) 平面的保温厚度。对于矩形风管、设备,以及

$D > 400\text{mm}$ 的圆形管道,可以按平面保温考虑。其最小保温层厚度按下式确定:

$$\delta = \frac{\lambda}{\alpha_{wg}} \left(\frac{t_1 - t_{ng}}{t_{wg} - t_1} \right) = \frac{\lambda}{\alpha_{wg}} \left[\frac{t_{wg} - t_{ng}}{t_{wg} - t_1} - 1 \right] \quad (5-16)$$

2) 对于圆形管道可按下式确定:

$$(D_0 + 2\delta) \ln \left(\frac{d + 2\delta}{D_0} \right) = \frac{2\lambda}{\alpha_{wg}} \left(\frac{t_1 - t_{ng}}{t_{wg} - t_1} \right) \quad (5-17)$$

式中 δ ——防止管道外表面结露的保温层最小厚度(m);

t_{wg} ——保温层外的空气温度, (℃)。需保温的管道或设备不在空调房间内或在室外时,取当地室外最热月历年平均温度;

t_{ng} ——管内流体温度, (℃);

- t_1 ——保温层外的空气露点温度, (°C), 保温管道不在房间或在室外时, 按 t_{wg} 和室外最热月历年平均相对湿度确定;
- λ ——保温材料的导热系数 ($W/m\cdot^{\circ}C$);
- α_{wg} ——保温层外表面的换热系数, ($W/m^2\cdot^{\circ}C$), 一般为 5~10, 可取 $\alpha_{wg} = 8$ 。室外管道的 α_{wg} 值, 应考虑风速的影响;
- D_0 ——保温前管道的外径, (m)。

室外最热月历年平均温度和相对湿度, 可从《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ19-87) 中查出。如果缺乏上述资料, 可采用 $t_{wg} = 30^{\circ}C$ 和 $RH = 85\%$ 对应的露点温度 $t_1 = 27.4^{\circ}C$ 计算保温层最小厚度。

用式(5-16)求防止保温层外表面不结露的保温层厚度是不太容易的, 在实际中常用图解法确定, 可用图 5-5 直接查出 δ 值。先算出 $\frac{2\lambda}{\alpha_{wg}} \left(\frac{t_1 - t_{wg}}{t_{wg} - t_1} \right)$ 值, 按所给管道外径 D_0 , 在图的横坐标上即可读出保温层的最小厚度。

在利用图 5-5 和式(5-16)、式(5-17)求出的保温层厚度一般采用比计算结果较大的整数值作为实际的保温层厚度, 如 20、25、30、40、50、60、70、80、90、100 (mm) 等。

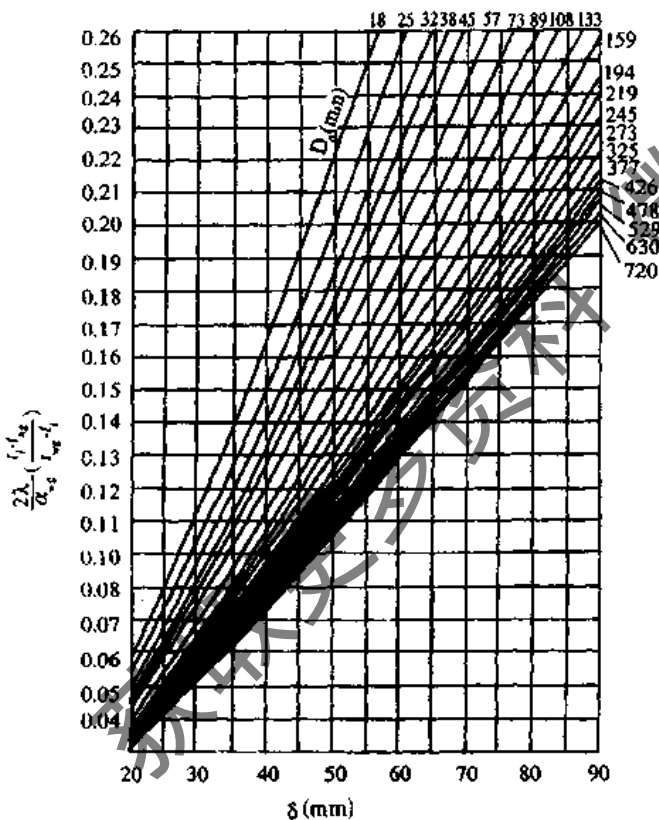


图 5-5 防止保温层外表面结露的保温层厚度

【例 5-2】 已知管外空气温度 $t_{wg} = 30^{\circ}C$, $RH = 85\%$, 相应的露点温度 $t_1 = 27.4^{\circ}C$, 管内流体温度为 $0^{\circ}C$, 保温材料的导热系数 $\lambda = 0.04 (W/m\cdot^{\circ}C)$, $\alpha_{wg} = 8 (W/m^2\cdot^{\circ}C)$, 求防止结露的矩形管道的最小保温层厚度和当管外径为 $D_0 = 100mm$ 时的圆管所需最小保温层厚度。

【解】 矩形管道按式(5-16)计算:

$$\delta = \frac{\lambda}{\alpha_{wg}} \left(\frac{t_1 - t_{wg}}{t_{wg} - t_1} \right) = \frac{0.04}{8} \left(\frac{27.4 - 0}{30 - 27.4} \right) = 0.053 (m)$$

取实际的保温层厚度为 $0.06m = 60mm$ 。

圆管按公式(5-17)计算为:

$$(0.1 + 2\delta) \ln \frac{0.1 + 2\delta}{0.1} = \frac{2 \times 0.04}{8} \left(\frac{27.4 - 0}{30 - 27.4} \right) = 0.105$$

用试算法求 δ 值, 先假设一 δ 值, 代入上式左边, 其计算结果如果两边相等, 则说明所采用 δ 正确, 如果不相等, 再重新设 δ 值进行计算, 一直到等式两边相等为止。

先设 $\delta = 0.05 (m)$

$$\text{则: } (0.1 + 2 \times 0.05) \ln \frac{0.1 + 2 \times 0.05}{0.1} = 0.139 \neq 0.105$$

再设 $\delta = 0.04 (m)$

$$\text{则: } (0.1 + 2 \times 0.04) \ln \frac{0.1 + 2 \times 0.04}{0.1} = 0.106 \approx 0.105$$

故可取得保温层厚度 $\delta = 40mm$ 。

如果利用图 5-5 时, 按 $\frac{2\lambda}{\alpha_{wg}} \cdot \left(\frac{t_1 - t_{wg}}{t_{wg} - t_1} \right) = 0.105$, $d = 100mm$, 由图 5-5 查得: $\delta = 40mm$ 。

(2) 保温层的经济厚度。在保温层的寿命期内有一“年总费用”, 它是年折旧费和冷、热损失费之和。保温材料的年折旧费用随保温层厚度的增加而增加, 其冷、热损失费用随保温层厚度的增加而减少。年总费用有一个最小值, 即保温层有一个最经济厚度。对于矩形风管可按平面保温计算, 其经济保温层厚度由下式求得:

$$\delta = \left(\frac{\lambda \cdot \Delta t \cdot n \cdot \beta}{by} \right)^{0.5} - \frac{\lambda}{\alpha_{wg}} \quad (5-18)$$

对于圆管保温, 按下式计算:

$$\frac{(r - \delta) \ln \frac{r + \delta}{r} + \frac{\lambda}{\alpha_{wg}}}{\sqrt{1 - \frac{\lambda}{\alpha_{wg}(r + \delta)}}} = \sqrt{\frac{\lambda \Delta t \cdot n \cdot \beta}{by}} \quad (5-19)$$

在常用范围内可按下式近似计算:

$$\left(r + \delta + \frac{\lambda}{\alpha_{wg}} \right) \ln \left[\frac{r + \delta + \frac{\lambda}{\alpha_{wg}}}{r} \right] = \sqrt{\frac{\lambda \Delta t n \beta}{by}} \quad (5-20)$$

- 式中 δ ——保温层的经济厚度 (m);
- n ——全年输送冷或热媒的工作时间 (h);
- β ——冷媒或热媒的单价 (元/kJ);
- y ——保温材料的价格。包括保温材料施工安装费用等 (元/ m^3);
- b ——保温材料的年折旧率, 按小数取值, 一般取 0.1~0.2;
- Δt ——运行期的管外空气平均温度与管内流体的温差, (°C);
- r ——保温前管道的半径, (m)。

如果利用公式(5-20)计算出公式右面的数字以后, 可以按图 5-6 查出 $r + \delta + \lambda/\alpha_{wg}$ 值, 然后确定经济保温

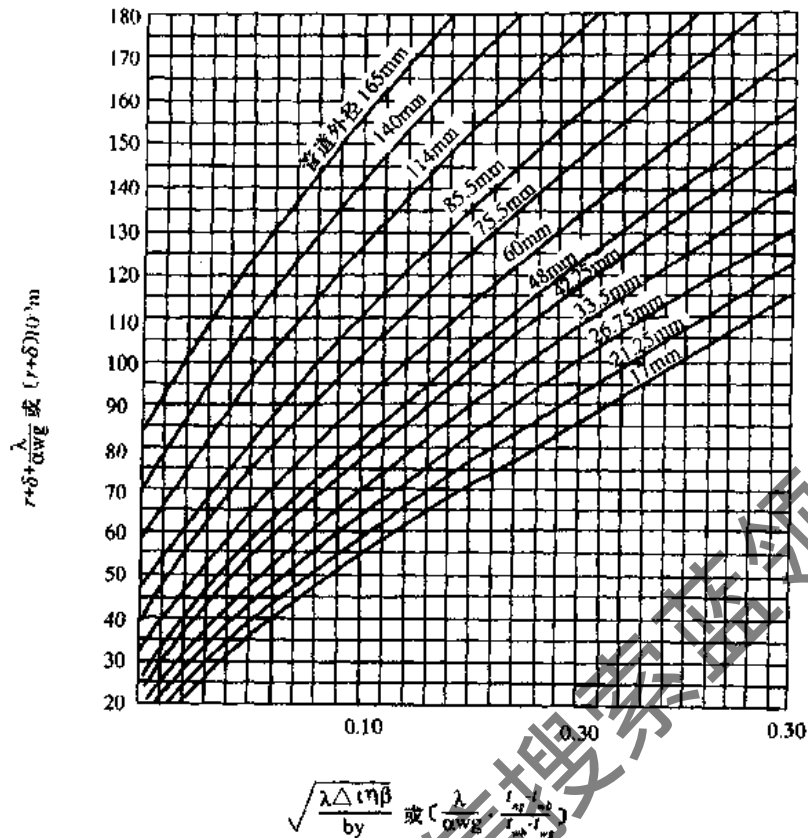


图 5-6 风管的保温层经济厚度或按外表面温度确定保温层厚度
([] 内数据为按外表面温度确定保温层厚度用)

层厚度 δ 。

(3) 按保温后的外表面温度确定保温层厚度。对于平面,其保温层厚度,可按下列式计算:

$$\delta = \frac{\lambda}{\alpha_{wk}} \cdot \left(\frac{t_{wg} - t_{wb}}{t_{wb} - t_{wk}} \right) \quad (5-21)$$

对于圆管可按下列式计算:

$$(r + \delta) \ln \frac{r + \delta}{r} = \frac{\lambda}{\alpha_{wk}} \cdot \left(\frac{t_{wg} - t_{wb}}{t_{wb} - t_{wk}} \right) \quad (5-22)$$

式中 t_{wb} ——保温后的外表面温度, (°C)。

对于圆管,亦可按图 5-6 查得,其坐标按 [] 内的数字。

【例 5-3】 管道公称直径 50mm, 管内介质为 130°C, 管外温度 20°C, 保温材料 $\lambda = 0.05$, 要求保温后外表面温度不大于 40°C, 求保温层厚度。

【解】 取 $\alpha_{wk} = 10$ 则

$$\frac{\lambda}{\alpha_{wk}} \cdot \left(\frac{t_{wg} - t_{wb}}{t_{wb} - t_{wk}} \right) = \frac{0.05}{10} \cdot \left(\frac{130 - 40}{40 - 20} \right) = 0.0225$$

查图 5-6 得: $r + \delta = 48 \times 10^{-3}(\text{m})$, 则

$$\delta = 0.048 - 0.03 = 0.018 = 18(\text{mm})。$$

5.3.2 风管的防腐

空调系统所用的设备及管道大部分是由金属材料制成,所处的环境基本上都是湿空气,特别是空气处理室中的空气喷水处理室、表面冷却器空气处理室、喷蒸汽

加湿处理室以及送风管中的空气相对湿度都比较大。因此对空调系统中的设备、风管进行防腐处理是完全必要的。常用的防腐方法是在金属材料表面涂刷涂料,以起到保护作用。风管、设备的防腐处理包括以下内容:

1. 表面的清理

(1) 为了保证防腐的质量,在喷涂底漆前须做好表面的清理工作。空调系统中的设备(主要指空气处理设备)及风管、管件等在加工、贮存、运输、安装过程中往往被污染。如金属表面的氧化皮、铁锈、灰尘、污垢等,在喷涂防腐层前都必须进行清理,否则会影响防腐层的喷涂质量,达不到预期的效果。

表面锈蚀清理的方法一般有手工、机械、喷砂、化学、电化学等手段。清理油污的方法有溶剂清理、碱化清理、乳化清理法等。在空调系统的维护修理中,一般采用手工或机械除锈,有条件的地方也可采用化学除锈法。对于净化空调系统则必须对设备、管件、风管内进行灰尘、油污的清理。但必须注意,对金属表面进行清理应根据金属使用范围及涂刷涂料的不同而异。如使用有色金属材料,工程要求较高或涂料本身对表面清理要求较高时,还须进行一些特种处理来保证表面清洁的要求。如磷化处理和氧化处理等。

(2) 风管及设备、管件表面的人工除锈和机械除锈。

1) 人工除锈:设备、风管、管件表面的锈蚀可使用钢丝刷、钢丝布或砂布进行擦拭,直到其表面露出金属本

色,再使用棉纱或破布进行擦净。

此种方法工效较低,除锈的质量也不稳定,但工具简单,操作也较方便,特别对于空调系统中设备、风管的维修处理特别有利。

2) 喷砂除锈:用于化工环境的风管一般使用喷砂法进行去锈处理。它不仅能除掉铁锈、氧化皮,还可以除去油层及其他杂物。经过喷砂处理的风管表面变得粗糙又均匀,对增加防腐涂料的附着力有利。

喷砂所使用的压缩空气应干燥和不含有油脂,空气的压力应保证在 0.35~0.1MPa。

喷砂所使用的砂粒应是坚硬又有棱角,粒度要求为 1.5~2.5mm,且应除去其中杂质并进行干燥处理。

喷砂操作时,应顺气流方向,喷嘴表面与金属表面一般成 70°~80°夹角,喷嘴与金属表面的距离一般在 100~150mm 之间。经过喷砂处理的金属表面要达到一般的金属色。喷砂处理后可用压缩空气进行清扫。然后再用汽油或甲苯等有机溶剂清洗。

喷砂处理质量好,效率高,但是工作条件恶劣,灰尘太大,操作时必须采取防护措施。

喷砂处理一般适用于对空调系统中设备、风管的大修或大量更换,即除锈工作量很大时。

(3) 对防腐施工环境的要求是随着所用涂料的的不同而有所差异,但一般要求环境温度不低于 5℃,相对湿度不大于 85%。由于温度过低,会使涂料粘度增大,不易涂刷均匀,而且涂料也不易干燥。空气中相对湿度过大,易使水汽包在涂层内,发生涂层泛白或产生气泡,甚至涂层脱落。

2. 涂料的选用

(1) 空调风管及配件的涂漆种类应按不同的用途及不同风管的材料来选择。

1) 薄钢板风管的防锈漆及底漆用红丹油性防锈漆,有很好的防锈效果,易涂刷。用手工涂刷,不宜喷涂。此外,还有铁红酚醛底漆、铝粉铁红酚醛防锈漆。以上三种漆适用于涂刷黑色金属而不适宜涂铝、锌合金轻金属的表面。

2) 镀锌钢板是在钢板的表面被镀锌层覆盖,因此对于一般空调系统,只要镀锌层不被破坏,可以不涂防锈漆。如果镀锌层已有泛白现象,或在加工中锌层有损坏以及需要时,则应涂防锈层。但应将表面清理去除油污或氧化物后再涂防锈漆或底漆。

3) 对于铝、锌合金的轻金属应采用锌黄类底漆,如锌黄酚醛防锈漆、锌黄醇酸防锈漆等。由于锌黄能产生水溶性的铁酸盐使金属表面钝化,故有良好的保护性,对铝、锌轻金属有较好的附着力。镀锌钢板及铝板风管、配件应涂此类底漆,但黑色金属则不能用此类漆。

4) 使用磷化底漆能代替钢铁的磷化处理,对增进有机涂层和金属表面的附着力起良好的作用,并可以防止锈蚀,延长有机涂层的使用寿命。它是在金属表面磷化的同时形成漆膜,但由于成膜很薄,故不能单独作底漆用,而应与其他底漆、防锈漆配合使用。如可与酚醛类、醇酸类、环氧类底漆配合使用。在清理表面后喷涂或涂刷一层磷化底漆,待干燥后再涂其他底漆,然后再涂面漆。

(2) 常用油漆可参考表 5-21,油漆涂刷选用的品种和遍数,一般应按要求进行,如无特殊要求可按表 5-22 规定执行。

各种不同涂料稀释剂都是不一样的,应按产品说明的要求配用稀释剂。

净化空调系统风路系统的防腐如无特殊要求可按表 5-23 所列涂敷。

表 5-21 油漆性能表

序号	涂料名称	型号	性能			漆膜干燥	备注
			耐蚀力	耐温	结合力		
1	耐化学过氯乙烯漆 棕色过氯乙烯底漆 棕红色过氯乙烯防腐漆 (瓷漆) 过氯乙烯清漆(防腐) 过氯乙烯漆稀释剂	GO6-1 G52-1 HG52-2 XG-1	耐酸力强(无机酸),对浓度不大的碱尚耐蚀,对丙酮、苯、酯、氨水、二甲苯、三氯乙烯、氯仿不耐蚀,不易燃烧,防水绝缘性好	60℃	较差	18~23℃,4h可干燥	有各种颜色,价格较贵,使用温度范围:-20~60℃
2	生漆(大漆)		耐酸力强,常温下能耐有机酸,对氢氧化钠、硫化钠、氟化氢、苯、酒精等不耐蚀	200~250℃	较差	潮湿空气中24h可自干燥,150℃,1~2h可干燥	颜色很少,不美观
3	漆酚树脂漆(改良生漆)		耐酸力强,常温下能耐有机酸,对氢氧化钠、硫化钠、氟化氢、苯、酒精等不耐蚀	200~250℃	较好	常温3h表面可干燥,24h可完全干燥	
4	酚醛树脂漆(电木漆)	F53-8	耐有机溶剂、酸性盐类,对浓磷酸、碱、硝酸等不耐蚀	125℃	较差	先在常温下干燥3~4h,再在100℃下烘烤2h表面可干燥,最后一层在170℃下烘烤4h,可完全干燥	颜色美观,光泽良好,抗水性亦好

(续表)

序号	涂料名称	型号	性能			漆膜干燥	备注
			耐蚀力	耐温	结合力		
5	环氧树脂漆(烘干型) 环氧树脂漆(自干型)	H61-1	耐碱力强,耐有机溶剂尚好,对苯、丙酮、乙醇、硝基苯硝酸、硫酸等不耐蚀	150℃	较好	140℃、40min 表面可干燥,160~180℃、60min 可完全干燥,18~23℃,24h 即干燥	漆膜弹性、硬度均良好
6	氯乙烯醋酸乙烯共聚体 (耐晒抗腐蚀漆)		耐酸性气体和部分有机溶剂(石油溶剂和醇类溶剂),耐水和盐水的性能好,有优异的耐大气性能	45℃	较好	常温 30min 表面可干燥,12h 可完全干燥	漆膜坚韧,耐腐性好
7	沥青耐酸漆	L50-1	耐酸性气体,中等浓度以下的无机酸,40%以下的碱,对石油溶剂、丙酮硝酸、氧化剂等不耐蚀	70℃	较好	常温 6h 表面可干燥,48h 可完全干燥	
8	铝粉沥青防锈漆	L53-1	防热腐蚀、防水	120℃	较好	25℃、相对湿度 70% 以下,6h 表面可干燥,48h 可完全干燥	
9	醇酸耐热瓷漆	HC61-1	防锈	420℃	较好	150℃、1h 可干燥	耐光、保色、不粘、不裂性都很好
10	醇酸耐热瓷漆	HC62-2	防锈	300℃	较好	150℃、2h 可干燥	耐光、保色、不粘、不裂性好、较美观
11	黑色耐温烟囱漆		防锈、耐大气	300℃ 以下	好	25℃、相对湿度 70% 以下,6h 表面可干燥,24h 完全干燥	不美观
12	磷化底漆	X06-2	代替钢铁的磷化处理,增加有机漆料和金属表面的附着力		极好	100℃、20min 完全干燥	
13	樟丹(防锈底漆)	Y53-1	防锈、与钢铁表面吸附力强	190℃ 以下	良好	20~25℃、相对湿度 70% 以下,10h 表面可干燥,24h 可完全干燥	不能单独涂用,只能做底漆用
14	灰铅油		着色力强,不耐热和潮湿,耐大气	常温	较差	干燥时间 24h	作面漆用,一般刷在樟丹层外

注:表中采用的涂料型号,取化学工业部天津油漆厂翻印的涂料型号附表。

表 5-22 薄钢板油漆

序号	风管所输送的气体介质	油漆类别	油漆遍数
1	不含有灰尘且温度不高于 70℃ 的空气	内表面涂防锈底漆 外表面涂防锈底漆 外表面涂面漆(调和漆等)	2 1 2
2	不含有灰尘且温度高于 70℃ 的空气	内、外表面各涂耐热漆	2
3	含有粉尘或粉屑的空气	内表面涂防锈底漆 外表面涂防锈底漆 外表面涂面漆	1 1 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

表 5-23 空气洁净系统的油漆

序号	系统部位	用料	油漆类别	油漆遍数
1	中效过滤器前的送风管及回风管	薄钢板	内表面 { 醇酸类底漆 醇酸类磁漆 外表面 { 保温——铁红底漆 非保温 { 铁红底漆 调和漆	2 2 2 1 2
2	中效过滤器后和高效过滤器前的送风管	镀锌钢板	一般不涂漆	
		薄钢板	内表面 { 醇酸类底漆 醇酸类磁漆 外表面 { 保温——铁红底漆 非保温——铁红底漆 调和漆	2 2 2 1 2
3	高效过滤器后的送风管	镀锌钢板	内表面 { 磷化底漆 面漆(磁漆, 调和漆等) 外表面——一般不涂漆	1 2

注: 空气洁净系统的油漆, 宜采用喷涂法

5.4 空调系统中常用的风机

在空调系统中, 根据风机的作用原理可分为离心式、轴流式和贯流式三种。贯流式风机一般仅用于设备产品中, 如风机盘管、风幕等。而在通风空调中则大量使用离心式和轴流式风机。

5.4.1 离心风机

离心风机主要有叶轮、机壳、进风口、出风口及电机等组成。叶轮上有一定数量的叶片, 叶片可以是向前弯的、向后弯的、或径向的。叶轮固定在轴上, 由电动机带动旋转, 风机的外壳为一个对数螺旋线形蜗壳。当叶轮旋转时, 叶片间的气体也随叶轮旋转而获得离心力, 气体跟随叶片在离心力的作用下不断地流入与流出, 外加功通过叶片传递给气体, 气体的动能和位能增加, 从而源源不断地输送气体。

根据风机的压力不同可分为:

高压风机 风机全压 $H > 3000\text{Pa}$;

中压风机 风机全压 $1000\text{Pa} < H < 3000\text{Pa}$;

低压风机 风机全压 $H < 1000\text{Pa}$ 。

5.4.2 轴流风机

根据气流特性的原理, 当比转数不断增大到一定程度后, 气流将由最初的径向流出而最后变成轴向流出。高比转数表明风机的流量大而压力低, 因此轴流风机一般用于大流量小压力的系统中。

轴流风机的空气是按轴向流过风机的, 带扭曲的叶轮安装在圆形风筒内, 另有一个钟罩形入口, 用来避免进气的突然收缩。风机的电动机是装在适当形式的轮毂罩内(也有没有轮毂的), 轮毂罩主要起改善气流进入叶片的作用。当叶轮由电机带动旋转后, 气体在轴流风机中沿着轴向流动, 因此称其为轴流风机。

轴流风机的类型很多, 大型轴流风机在叶轮下游侧

设有固定的导叶以消除气流在增压后的旋转, 改善气流的扩散, 大型轴流风机通常用三角皮带传动。

轴流风机的叶片有板型、机翼型多种, 叶片从根部到梢常是扭曲的, 有些叶片的安装角是可以调整的, 调整叶片安装角度可以改变风机的性能。

轴流风机产生的风压没有离心风机高, 但可以在低压下输送大量的空气。轴流风机在运行时产生的噪声要比离心风机高。

根据轴流风机产生的风压不同可分为:

低压风机 $H < 500\text{Pa}$;

高压风机 $H \geq 500\text{Pa}$ 。

5.4.3 通风机的名称、型号

通风机的全称包括名称、型号、机号、传动方式、旋转方向和风口位置六部分组成。

1. 通风机的名称由三部分组成

通风机的用途或输送介质, 其名称和代号如表 5-24;

表 5-24 常用风机产品用途及代号

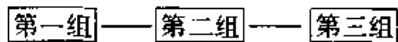
用途类别	代号	
	中文	简写
1. 一般通用通风换气	通用	T
2. 防爆通风换气	防爆	B
3. 防腐通风换气	防腐	F
4. 纺织工业通风换气	纺织	FZ
5. 船舶用通风换气	船通	CT
6. 矿井用通风	矿井	K
7. 隧道通风换气	隧道	CTD
8. 排尘通风	排尘	C
9. 锅炉送风	锅送	G
10. 锅炉引风	锅引	Y
11. 空调风机	空调	KT

通风机叶轮的作用原理, 有离心式和轴流式等;

通风机在管网中的作用和压力高低。

2. 型号

(1) 离心风机的型号组成。离心风机型号由基本型号和变型型号组成,共分三组,每组用阿拉伯数字表示,中间用横线隔开,表示内容如下:



基本型号 变型型号

第一组表示风机的压力系数乘 10 后再按四舍五入进位,取一位数;

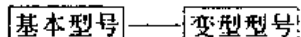
第二组表示通风机的比转数化整后的整数值(所谓风机的比转数 n_s 是指在相似的一系列风机中,有一标准风机,此标准风机在最佳情况下,即效率最高情况下,产生风压 $H = 1\text{mmH}_2\text{O}$,风量 $Q_s = 1\text{m}^3/\text{s}$,该标准风机的转数就称之为比转数)。风机的比转数是用来表明风机在标准状况下,即大气压力 = 760mmHg,温度 $t = 20^\circ\text{C}$,相对湿度 $\text{RH} = 50\%$ 时流量、全压及转速之间的关系的数值。表示为: $n_s = \frac{nQ^{0.5}}{H^{0.75}}$ (n ——转速 r/min , Q ——风量 m^3/h , H ——全压 mmH_2O)。

第三组表示风机进口吸入型式及设计序号,见表 5-25。

表 5-25 离心风机进口吸入形式

风机进口吸入形式	双侧吸入	单侧吸入	二级串联吸入
代号	0	1	2

(2) 轴流风机的型号。



由基本型号与变型型号组成,分两组,中间用横线隔开,表示内容如上。基本型号表示风机的级数乘以 100 的值和翼型代号及设计顺序号。变型型号表示风机叶轮级数和设计顺序号(指结构上的更改次数)。

3. 机号

将风叶叶轮尺寸的分米(dm)数进行四舍五入后,前面以符号 No 表示。

4. 风机的传动方式(见表 5-26 和图 5-7)

5. 风机的旋转方向

离心风机的旋转方向规定为:从电动机位置或主轴槽轮看风机叶轮的旋转方向,顺时针旋转称为右转,用“右”表示;逆时针旋转称为左转,用“左”表示。

表 5-26 通风机的六种传动方式

代号		A	B	C	D	E	F
传动方式	离心通风机	无轴承,电动机直接传动	悬臂支承,皮带轮在轴承中间	悬臂支承,皮带轮在轴承外侧	悬臂支承,联轴器传动	双支承,皮带在外侧	双支承,联轴器传动
	轴流通风机	无轴承,电动机直接传动	悬臂支承,皮带轮在轴承中间	悬臂支承,皮带轮在轴承外侧	悬臂支承联轴器传动(有风筒)	悬臂支承,联轴器传动(无风筒)	齿轮传动

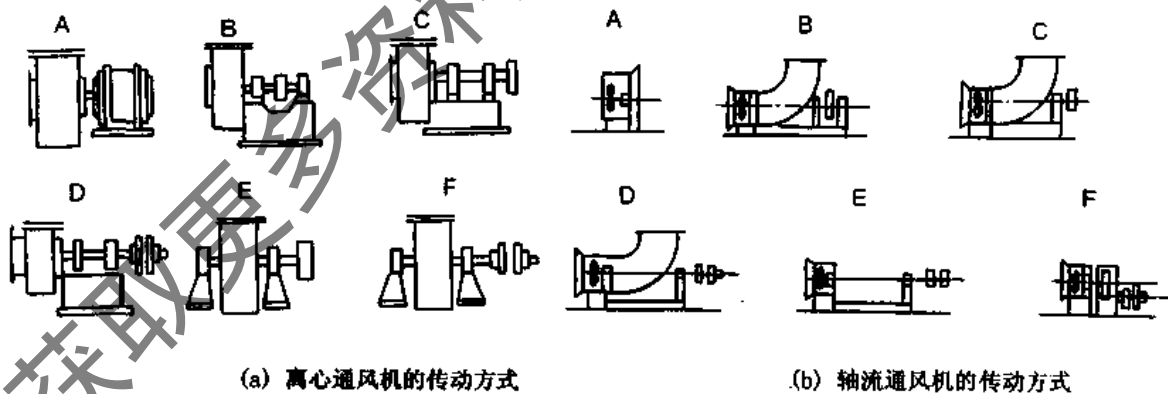


图 5-7 风机的传动方式

6. 风口位置

离心风机的风口位置,以叶轮的旋转方向和进、出口方向角度表示。右(左)出风口角度/进风口角度。其基本出风口位置为八个,特殊用途可增加补充,见图 5-8 和

表 5-27。

轴流风机的风口位置,用入(出)若干角度表示,见图 5-9。基本风口位置有四个,特殊用途可增加,见表 5-28。

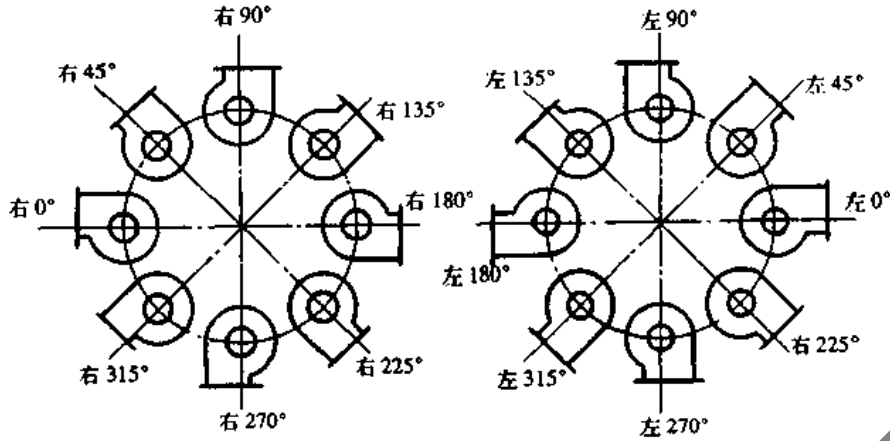


图 5-8 离心通风机出风口位置

表 5-27 离心通风机出风口位置

基本的	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	(315°)
补充的	15°	60°	105°	150°	195°	(240°)	(285°)	(330°)
	30°	75°	120°	165°	210°	(255°)	(300°)	(345°)

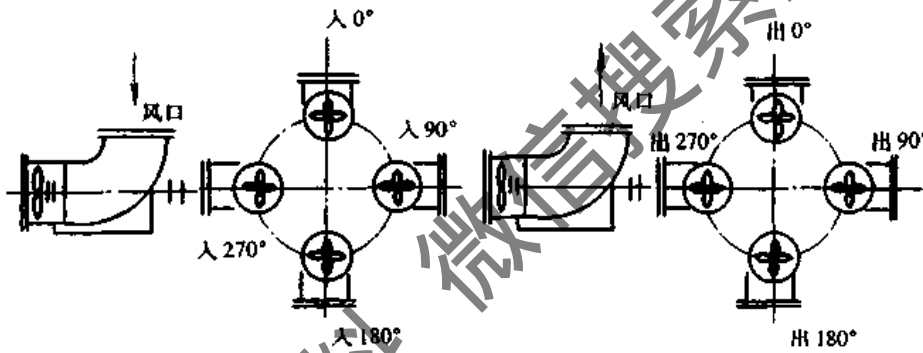


图 5-9 轴流通风机风口位置

表 5-28 轴流风机风口位置

基本的	0°	90°	180°	270°
补充的	45°	135°	225°	315°

5.4.4 离心通风机的性能

1. 风机性能的主要指标

我们在使用风机时,主要是以使用要求的风量、风压以及要求达到的风机效率和轴功率作为其主要性能指标。

(1) 风量 Q 。通常是指在工作条件下,风机在单位时间内所输送的气体体积(m^3/s)或(m^3/h)。

(2) 风压 H 。指风机在运转中所产生的总压头(全压),它包括静压与动压两部分,其单位一般用 Pa 或 mmH_2O 表示。

(3) 功率 N_y 。风机在运行中单位时间传给空气的能量,称为通风机的有效功率(kW)。用下式计算:

$$N_y = QH \quad (5-23)$$

式中 N_y ——通风机的有效功率,(kW);

Q ——风机输送的空气量 (m^3/s);

H ——风机所产生的风压,(Pa)。

(4) 风机效率。由于风机在运行过程中有能量损失,风机的有效功率 N_y 与风机的输入功率(轴功率) N 之比,称为风机的全压效率(又称空气效率)

$$\eta = \frac{N_y}{N} = \frac{Q \times H}{102 \times \eta_i \times N_m} \quad (5-24)$$

后向式叶片的离心风机效率一般为 80%~90%,前向式叶片的离心风机的效率一般为 60%~65%。

风机实际消耗的功率还要考虑电机与风机机械传动的能量损失,以及电动机的安全系数。通风机配用电动机的功率可按下式计算:

$$N_m = \frac{QH}{\eta \cdot \eta_i} \cdot m = \frac{Q \times H}{102 \times \eta_i \times \eta} \times m, \quad (5-25)$$

式中 N_m ——通风机配用电动机的额定功率(kW);

η_i ——机械效率。电动机直联传动时, $\eta_i = 1.0$; 联轴器直联传动时, $\eta_i = 0.98$; 减速器传动时, $\eta_i = 0.95$; 三角皮带传动时, $\eta_i = 0.92$ 。

m ——电动机容量安全系数,可根据电动机容量,按表 5-29 选用。

表 5-29 电动机容量安全系数

电动机功率 $N(\text{kW})$	m
<0.5	1.5
0.5~1.0	1.4
1.0~2.0	1.3
2.0~5.0	1.2
≥ 5.0	1.15

2. 通风机的特性曲线

为了全面评定通风机的性能,就必须了解在各种工况下通风机的全压和风量,以及功率、效率与风量的关系。不同转速下的这些关系, $(H-Q, N-Q, \eta-Q)$ 就形成了通风机的特性曲线。如图 5-10 所示。

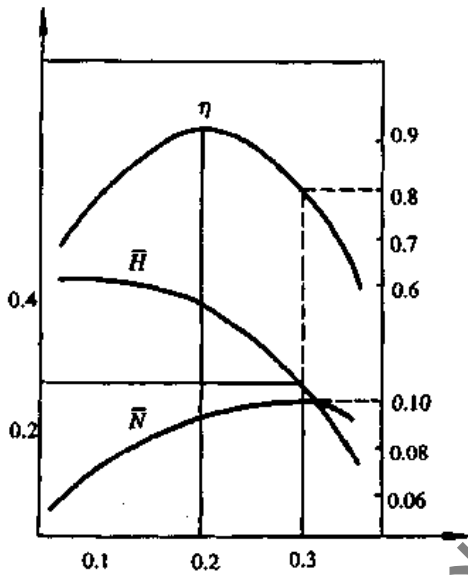


图 5-10 4-72 离心风机无因次特性曲线

通风机的性能曲线大致可分为三种 $Q-H$ 曲线,即平坦型、陡降型、驼峰型。

具有平坦型 $Q-H$ 曲线的风机,当其流量变动很大时能保持基本恒定的压头;陡降型 $Q-H$ 曲线的风机,则与平坦型曲线的风机性能相反,即流量变化时,压头的变化相对地较大;至于驼峰型 $Q-H$ 曲线的风机,当流量自零开始逐渐增加时,相应的压头最初上升,达到最高值时开始下降,具有此种性能的风机在一定的运行条件下可能会出现不稳定工作。

对于离心式通风机,同类型的具有几何相似、运动相似和动力相似的特性,因此可以用通风机各参数的无因次量 $(\bar{H} = H/\rho u, \bar{Q} = Q/\frac{\pi}{4} D^2 u, \bar{N} = N/\frac{\pi}{4} D \cdot \rho \cdot u^3)$ 来表示其特性(无因次特性),各型号的同类型通风机具有同一的无因次特性曲线。同时由风机的压力系数 \bar{H} , 流量系数 \bar{Q} 和功率系数 \bar{N} 求出通风机的全压效率:

$$\eta = \frac{\bar{H}\bar{Q}}{\bar{N}} = HQ/N. \quad (5-26)$$

式中 D ——风机叶轮外径。

通风机的特性曲线,全面地反映了通风机的性能,是

我们选择通风机的最好依据。一般通风机制造厂在给出通风机性能表之外,还提供通风机的无因次特性曲线。如果所需的性能参数在两种机号之间时,最好利用无因次特性曲线来验算,以免出现不合理现象。

图 5-10 为 4-72-11 型离心风机的无因次特性曲线。

3. 通风机性能的换算

通风机制造厂提供的通风机性能是在标准状况下的性能,但通风机在实际运行中,由于其用途、地区的不同,输送的气体不同,使通风机的实际工作状况不同于标准状况,这就需要对通风机的性能进行换算,以确定风机的实际性能参数。

通风机输送气体密度、压力以及温度(也可以认为是大气压力)的变化,最终都反映到空气密度的变化。因此有:

(1) 输送气体密度发生变化时:

$$\left. \begin{aligned} \text{输送空气量 } Q_2 &= Q_1 \\ \text{风全压 } H_2/H_1 &= \rho_2/\rho_1 \\ \text{功率 } \frac{N_2}{N_1} &= \frac{\rho_2}{\rho_1} \end{aligned} \right\} \quad (5-27)$$

(2) 风机转速发生变化时:

$$\left. \begin{aligned} \text{输送空气量 } \frac{Q_2}{Q_1} &= \frac{n_2}{n_1} \\ \text{风全压 } \frac{H_2}{H_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \\ \text{功率 } \frac{N_2}{N_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \\ \text{效率 } \eta_2 &= \eta_1 \end{aligned} \right\} \quad (5-28)$$

(3) 风机叶轮直径发生变化时:

$$\left. \begin{aligned} \text{输送空气量 } \frac{Q_2}{Q_1} &= \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \\ \text{风全压 } \frac{H_2}{H_1} &= \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \\ \text{功率 } \frac{N_2}{N_1} &= \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \\ \text{效率 } \eta_2 &= \eta_1 \end{aligned} \right\} \quad (5-29)$$

(4) 输送空气的密度 ρ 、转速 n 、叶轮直径 D 同时发生变化时:

$$\left. \begin{aligned} \text{输送空气量 } \frac{Q_2}{Q_1} &= \frac{n_2}{n_1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \\ \text{风全压 } \frac{H_2}{H_1} &= \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \\ \text{功率 } \frac{N_2}{N_1} &= \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \\ \text{效率 } \eta_2 &= \eta_1 \end{aligned} \right\} \quad (5-30)$$

通风机在使用中,如果所输送的气体密度发生了变化,虽然风机的全压发生了变化,但通风机工作的管路系统阻力也将随之发生变化。当气体密度大于标准状况下的密度时,通风机的全压增加,管路系统的阻力也相应增加;当气体密度小于标准状况下的密度时,通风机的全压降低,系统阻力也相应下降。因此在实际工作中,当气体

密度、温度及大气压力发生变化时,可以不必修正通风机的流量和压力,只修正通风机所需的功率就可以了。

5.4.5 离心通风机在管路系统中的工作

在空调通风系统中,当空气流过空气处理室、风道、风阀和其他设备(如风道消声器)以及从送风口送出时都需要克服沿途的摩擦阻力、局部阻力和造成一定送风速度所需消耗的能量,这些统称为管网的压力损失,在数值上它与通过的空气流速平方成正比。由于流速与风道的截面乘积等于风量,因此风压与风量的关系可表示为:

$$H = KQ^2 \quad (5-31)$$

式中 H ——空气通过空调系统所需的风压 (Pa),
 Q ——空调系统的送风量 (m^3/s);
 K ——根据空调系统内部结构所确定的管网水力特性系数。

式(5-31)表明,当 K 值一定时风压 H 与风量 Q 的平方成正比。如果以风量 Q 作为横坐标,风压 H 作纵坐标,按照式(5-31)画出的关系曲线称为管网特性曲线,它是一条以零点开始的抛物线。现举例说明管网特性曲线的画法。

【例 5-4】 已知某空调系统的实测送风量 $Q = 65000m^3/h$, 系统的风压 H 为 $294.21Pa$ (即 $30mmH_2O$), 试画出管网的特性曲线。

【解】 根据式(5-31)求出管网水力特性系数为:

$$K = H/Q^2 = 294.21/(65000/3600)^2 = 0.9025$$

将 $K = 0.9025$ 代入式(5-31)中,得出管网特性方程式为:

$$H = 0.9025Q^2$$

由此便可求出不同风量时空调管网中的风压如下:

表 5-30 风机的风量与风压

风量 Q		风压 (Pa)
(m^3/h)	(m^3/s)	
65000	18	294.21
60000	16.7	254.98
50000	13.9	176.53
40000	11.1	112.78
30000	8.35	63.75

按照上述数据画在以 Q 为横坐标, H 为纵坐标的图上,即可得该空调系统的管网特性曲线。

在管路系统中,工作的通风机提供的空气流量也就是管路中的流量。空气从风机中所获得的能量(全压)也就是空气在管路中流动时克服其阻力所消耗的能量。因此,风机在管路系统中工作时,必须同时满足通风机的性能曲线和管路的特性曲线。也就是说,通风机在管路系统中的实际工况是由通风机的性能曲线和管路特性曲线联合决定。

如果将空调系统的管网特性曲线标注在风机的特性曲线图上,两曲线的交点即为风机在该工况条件下的工作点。该图也称为风机的工作图,如图5-11。

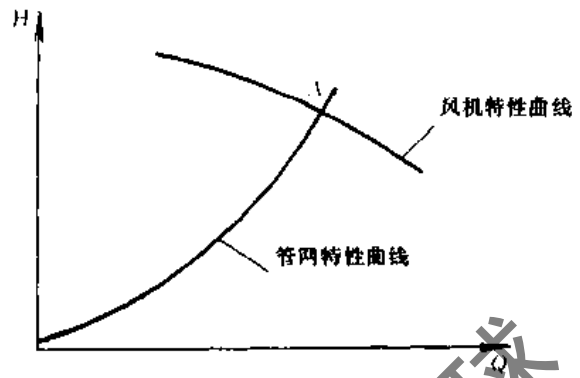


图 5-11 通风机在管路中的工作点

5.4.6 通风机工作的工况调节

通风机在实际的工作中,往往会遇到由于风机制造质量的影响,风机的全压达不到设计性能值,或者由于施工安装中现场的变更而导致管路系统的阻力大于设计值,这时通风机的实际工作点就会偏离设计的最佳工作点。为了满足设计的送风量,就须对通风机的工况点进行调节。

如果由于在计算管路阻力时,阻力系数选用偏大,或者确定管路阻力时安全系数偏大,以致使设计工作点 A 的压力大于实际工作点 B 的压力,如图 5-12 所示。那么,为了保证通风机运行中的设计风量,则须对管路的阻力进行调整。调整的方法一般是通过调节通风机入口阀或出口阀或两者均调节,或者调节风管中的其他阀的开度,提高整个系统的管路阻力,使实际的管路特性曲线从 2 变为 1,使工作点 B 移到设计工作点 A 。或者降低风机转速由 n_1 降为 n_2 ,这时管路曲线 2 与风机特性曲线 n_2 的交点 A' ,满足使用要求 $Q_{A'} = Q_A$ 。反之,当设计工作点的压力小于实际工作点 C 的压力时,可采取减少管路阻力的措施,如开大风机入口、出口调节阀或开大其他风量调节阀或其他方法等,把管路系统的实际阻力降下来,使管路特性曲线变为曲线 1,使工作点 C 改为 A 。或者提高风机的转速(更换皮带轮或电动机),使风机特性曲线由 n_1 变为 n_3 ,工作点由 A 变到 A'' ,满足系统对风量

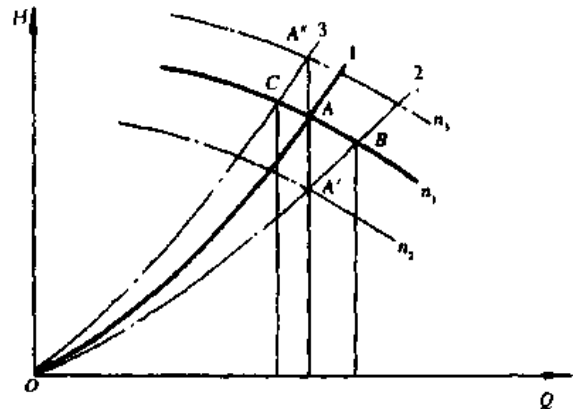


图 5-12 风机在管路中的工况分析

的要求,使 $Q_A = Q_B$ 。但在提高风机转速进行风量调整时,应验算通风机是否超过最大转速和电机是否过载。

5.4.7 通风机的联合工作及其工况分析

在空调系统中,有时会遇到用两台或两台以上的风机联合在一起使用(并联或串联)的情况。这种情况一般是在选择任何一台通风机都无法满足系统的要求,而且要求风机的风量和风压在较大幅度变动情况下使用。但是风机的联合使用的效果要比每台风机单独使用时要差。

1. 通风机的并联工作

当空调系统中要求的风量很大,而一台风机又无法满足其要求时,一般在系统中并联两台或两台以上风机进行联合工作。并联风机的总特性曲线是在各种风压条件下的风量叠加而得。然而,在实际的管网系统中,两台风机并联时的总风量往往不等于两台风机单独工作时的和。两台风机并联工作时,风量比单台风机工作增加的数量一般与管网的特性以及风机型号是否相同等因素有关。

(1) 两台相同型号的风机并联工作(见图 5-13) 设两台相同型号的风机 A(B) 的运行特性曲线为 A(或 B),见图 5-13。其并联运行时的总特性曲线为 A+B。若管网系统的压力损失不太大,如图 5-13 中的 I 为管路的特性曲线,则两台风机联合工作时的工作点位于管网特性曲线 I(或 2)与风机联合运行合成曲线 A+B 的交点 II 处。由图 5-13 可看出,两台风机并联运行时的风机输送风量为 Q_2 ,且大于单台风机工作时的风量 Q_1 ,但联

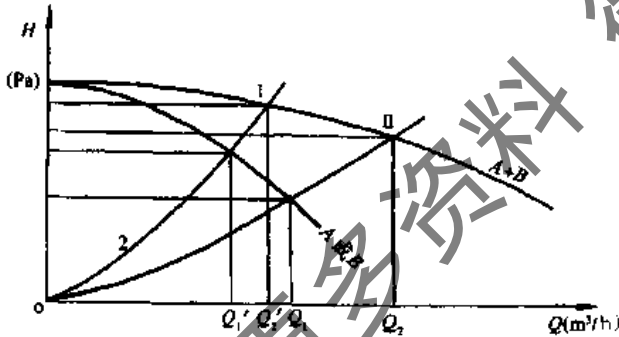


图 5-13 两台同型号离心风机并联运行工作特性

合运行时的风机风量 Q_2 并不等于单台风机运行时的风量 Q_1 的两倍,即有 $Q_2 > Q_1, Q_2 \neq 2Q_1$ 。尽管如此,两台相同型号风机并联运行时的风量还是比单台风机运行时的风量大多。

如果采用两台相同型号的风机并联运行时,且管网系统的压力损失又很大,见图 5-13 中管网特性曲线 2,此时并联风机的联合工作点为 I,则有并联风机时的运行风量为 Q'_2 ,比单台风机运行时的风量 Q_1 增加较少。由此可知,在管路系统阻力较大时,两台相同型号风机并联运行时风量的增加不多,故采用此种运行方式是不利的。

(2) 两台不同型号的风机并联工作。两台不同型号的风机在并联运行时,可能有以下两种情况:

1) 设两台不同型号风机 A、B 的性能曲线见图 5-14 所示,其两台风机并联运行时的总特性曲线为 A+B。管网的特性曲线为 I。由图中可知管网性能曲线与风机并联运行总特性曲线 A+B 并不相交,此时尽管采用两台风机并联运行,但并联后风机运行时其风量并不比单台风机运行时有所增加,甚至还可能有所减少。

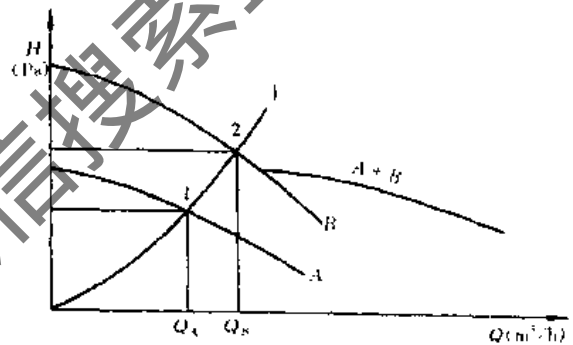


图 5-14 两台不同型号风机的并联运行(一)

2) 设两台不同型号的风机的特性曲线为 A 和 B,其并联运行时的总特性曲线为 A+B。管网的特性曲线为 I,由图 5-15 知,管网的特性曲线与两台风机单独运行特性曲线分别相交于 A'、B',与两台风机并联运行的总特性曲线 A+B 交于 C 点。故两台风机并联运行工作点 C 处的风量大于单台风机运行时的风量,但比 B 风机单独运行时风量增加并不多,比 A 风机单独运行时风量增加较多。

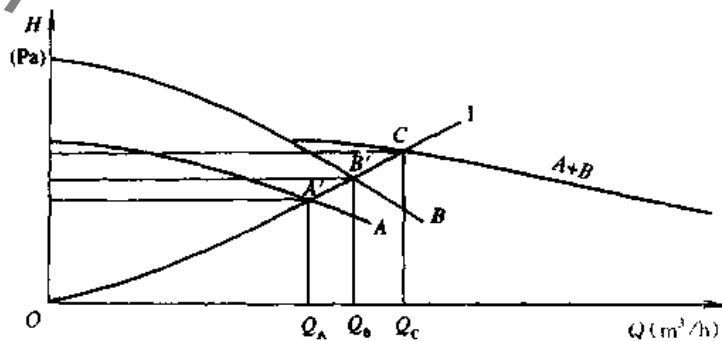


图 5-15 两台不同型号风机的并联运行(二)

由以上我们可得出：两台相同型号的风机并联运行，在管路阻力较小时可以较明显地比单台风机运行增加较大的风量；两台不同型号的风机并联运行时，比单台风机运行时增加风量较少，甚至还有可能减少。因此，在空调工程中，在系统风量要求较大，而一台风机又无法满足其需要，同时管路系统阻力较小时，一般可采用两台相同型号的风机并联运行，而应避免使用两台不同型号的风机并联运行方式。

2. 通风机的串联运行

在空调系统中，如果风路系统的阻力较大时，使用一台风机运行难以克服系统对空气的阻力时，常采用风机的串联运行方式。

(1) 两台型号相同风机的串联运行。两台型号相同的风机串联运行后的合成曲线，是将同一流量下的两台风机的压力进行叠加而成，如图 5-16 所示。

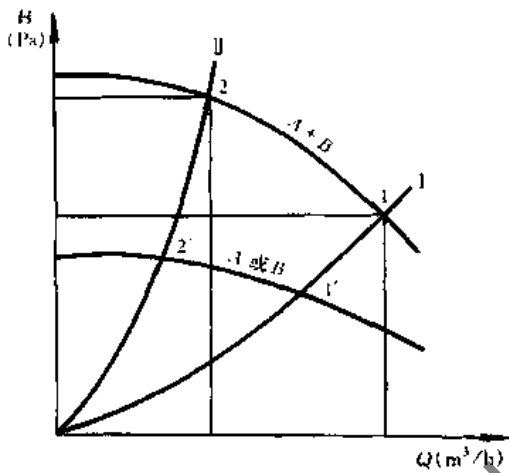


图 5-16 两台相同型号风机的串联运行

由图中可知，两台风机串联运行后，在阻力较大的 P_0 管路系统工作时，其压力比单台风机运行增加较大，而在阻力较小的 P_1 管路系统工作时，其压力比单台风机运行时增加不多，甚至接近单台风机工作时的压力。由此可知，两台风机串联运行后，其压力永远不会增加到单台风机运行时压力的 2 倍。

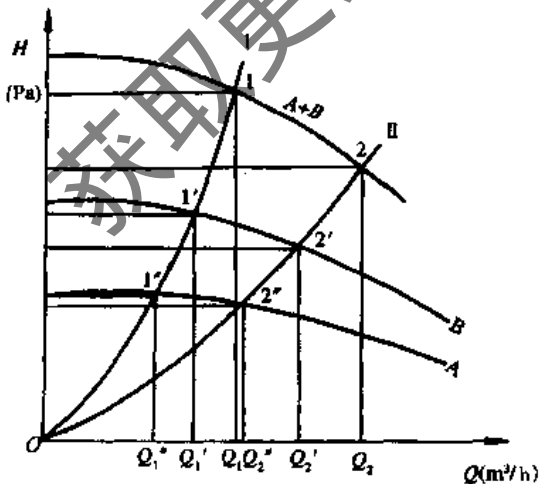


图 5-17 两台不同型号风机的串联运行(一)

(2) 两台不同型号风机的串联运行。两台不同型号风机的串联运行如图 5-17 和图 5-18 所示。

1) 两台不同型号，但风机性能曲线比较平坦的风机串联运行时，如图 5-17 所示一样。具有与两台同型号，风机性能曲线比较平坦的风机串联运行时同样的性质，即串联运行后与单台风机相比，风量和风压均有所增加。

2) 两台不同型号，且其性能曲线为陡降型的风机串联运行，如图 5-18。如果在管路系统阻力较大的系统工作时，如图中的 H_3 ，串联后获得的压力大于单台风机运行时的压力，即风机串联的结果，获得了压力的增量；如

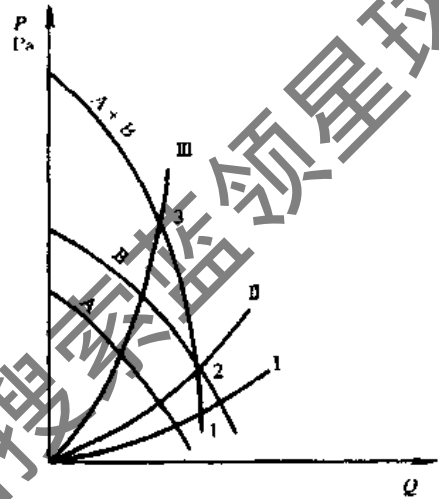


图 5-18 两台不同型号风机的串联运行(二)

果两台不同型号的风机串联后在管路阻力不太大的系统工作时，如图中的 H_2 ，串联后的风机压力等于 B 风机单独运行时的风机压力，而 A 风机则失去了作用，此时的联合运行则毫无意义；如果两台不同型号的风机串联后在管路系统阻力较小的情况下工作，如图中的 H_1 ，此时串联后风机的联合运行的压力将小于 B 风机单独运行时的压力而大于 A 风机单独运行时的压力，则说明：A 风机与 B 风机的串联运行的结果，不但无助于压力的提高，反而阻碍了 B 风机性能的发挥，而使其压力下降。这种联合运行方式则应绝对避免。

5.4.8 轴流风机的性能特点

1. 轴流风机的性能曲线

轴流风机的性能曲线如图 5-19 所示。它具有以下几

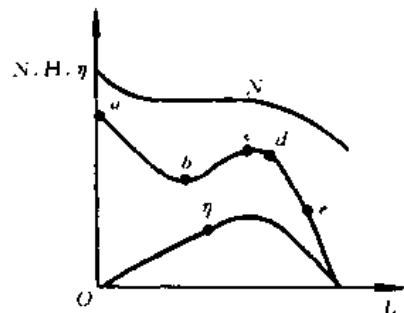


图 5-19 轴流风机的性能曲线

个特点:

(1) 压力性能曲线 $H-Q$ 的右侧相当陡峭,而左侧呈马鞍形, C 点的左侧为不稳定工作区。

(2) 当流量减小时,所消耗功率 N 反而增大,当流量 $Q=0$ 时,功率达到最大值。

(3) 最高效率点的位置比较接近不稳定工况区的起始点 C 。

如果轴流风机在不稳定工况区运行时,就会出现流量的脉动等一些不正常现象。有时这些脉动现象还相当剧烈,流量 Q 和压力 H 的大幅度波动使运转噪声增大,甚至风机和通风管道也会发生激烈地振动,这种现象称为“喘振”。

2. 轴流风机的旋转脱流

轴流风机的叶片通常是流线型的。在冲角 α_g 为零



图 5-20 叶片的正常工况和脱流工况
(a) 正常工况; (b) 冲角增大,尾部出现涡流; (c) 脱流工况

量侧转折向下,则表明旋转脱流开始,从而始点到流量等于零的整个区间旋转脱流始终存在。

4) 旋转脱流的产生仅与叶片结构有关,而与外界管道、叶片的自然频率无关。

5) 旋转脱流的存在,对于风机的运行不一定有很显著的影响。

6) 在整个叶片上发生旋转脱流时能听到明显的节奏音响。

7) 旋转脱流造成叶片附近的压力波动,进气侧甚于出气侧。

(2) 旋转脱流的危害。轴流风机在进入不稳定工况区运行时,叶片上就有旋转脱流产生。由于旋转脱流造成叶片流道的阻塞而使叶片前后的压力产生变化,改变了叶片原来的受力关系。由于叶片依次经过脱流失速区,受到交变力的作用,这种交变力使叶片产生疲劳。同时由于叶片本身存在固有的振动频率,叶片每经过一次脱流区就要受到一次激振力的作用。当这一激振力的作用频率与叶片的固有频率相等时,将使叶片发生共振,叶片的切应力显著增加,甚至可达几十倍以上而使叶片很快断裂。一旦有一个叶片断裂,轴流风机的其余叶片将可能全部被打断。因此,轴流风机长期在不稳定工况区运行时,易使叶片疲劳断裂,造成严重事故。运行操作人员在运行中应力求避免使轴流风机在不稳定工况区运行,一旦进入不稳定工况区,则应迅速脱离而恢复其稳定工况。

3. 轴流风机的喘振

轴流风机在不稳定工况区运行时,还可能引起流量、

时,它的阻力主要为表面的摩擦力,而绕翼型的气流仍保持其流线形状。随着冲角 α_g 的增大,在叶片的后缘附近产生涡流,而且气流开始从上表面分离。图 5-20 所示为叶片正常工况和脱流工况情况。当冲角 α_g 很小时,气流分离点 A 才接近于后缘。但随着冲角 α_g 增大,分离点 A 向前移动,在升力增加的同时,尾部涡流变宽,阻力急剧增加,压力迅速降低。此现象称为轴流风机叶片的“脱流”或“失速”。此时如果冲角 α_g 再增大,脱流现象将更为严重,甚至出现部分流道阻塞的情况。

(1) 旋转脱流具有下述特点:

1) 旋转脱流的绝对转向与叶轮转向相同。

2) 旋转脱流的绝对转速小于叶轮的转速,两者大致保持比例关系。

3) 在轴流风机的性能曲线上,从最高压力点向小流

压力和电流的大幅度波动,噪声显著增加,有时风机和管道还会发生激烈的振动,这一现象称为“喘振”。喘振危害较大,严重时可能造成风管和风机部件的损坏。

(1) 喘振发生的条件为:

1) 轴流风机处于不稳定工况区运行,且运行点位于压力性能曲线的上升区段。

2) 进、出口风道有足够的容积,它与风机组合成为一个弹性的空气动力系统,因而在风机的流动工况发生变化时,风道中引起相应的变化,需要一定的适应时间。

3) 系统的振荡频率与气流扰动频率合拍,发生共振。

(2) 喘振的特点。喘振的振幅和频率受风道系统容积的支配,但其不受形状的影响。系统的容积越大,喘振的振幅也越大,振动也越强烈,但频率越低。故此,可以通过缩小系统的容积来减轻喘振的激烈程度。此外,风机的转速越高,喘振的程度越激烈。

5.4.9 空调系统中常用的风机及其技术特性

1. 目前空调系统中常用的风机

(1) 常用的离心风机。目前在空调系统中常用的离心风机有 4-68 型、T4-72 型、4-72 型、4-79 型、11-62 型等。

4-68 型离心风机是节能型的新型离心风机。风机为单吸入,共有 12 种型号,分左旋和右旋两种形式。风机的出口角度有 $0 \sim 225^\circ$ 间隔 45° , 共 6 种,传动方式有 A、B、C、D 四种。

T4-72 离心风机是原 QDG 型离心风机的改进型,共有 14 种机号,其中 No10 ~ No20 的六种有双进风型,其风

量范围为 $0.24 \sim 113 \text{ m}^3/\text{s}$, 全压为 $3200 \sim 180 \text{ Pa}$, 配用电机功率为 $0.75 \sim 310 \text{ kW}$, 最高空气效率为 91% 。

11-62 型离心通风机是一种变转速、低噪声离心通风机, 采用前弯弧型多叶型叶片, 机号有 3 种, 均为双吸入式, 配用三相无级变速电机, 电机功率为 $0.25 \sim 2.2 \text{ kW}$, 风量范围为 $0.36 \sim 2.4 \text{ m}^3/\text{s}$, 全压范围为 $78 \sim 637 \text{ Pa}$, 噪声级为 $54 \sim 71 \text{ dB(A)}$, 最高空气效率为 64% 。

(2) 常用的轴流风机。在空调系统中常用的轴流风机有 T40-11 型、FZ40-11 型等。

T40-11 型轴流风机为一般通风用轴流风机, 是原 30K4 型轴流风机的改进型。本系列产品共有 10 种机号, 每一种机号的叶片又可以安装成 15° 、 20° 、 25° 、 30° 、 35° 等五种角度。风机均采用叶轮直接装在电机轴上的直联结构, 三种转速 (2900 、 1450 、 960 r/min) 的电机供选用。面对进风口方向看, 叶轮为逆时针转动。风量范围为 $0.16 \sim 13.4 \text{ m}^3/\text{s}$, 风压范围为 $32 \sim 474 \text{ Pa}$, 配用电机功率为 $0.04 \sim 7.5 \text{ kW}$, 最高空气效率为 84% 。

FZ40-11 型轴流通风机是节能型新产品, 主要用于纺织空调系统中。叶片为机翼型扭曲叶片, 叶片材质为 ZL104 高强度铸造铝合金, 叶片可根据需要任意调节。

叶轮与电机直联, 配用双速电机。该系列机号共有 10 种, 每种机号的叶片数有 5、8、10 三种, 叶片可安装成 8° 、 11° 、 14° 、 17° 、 20° 等五种角度, No16 以上风机还配有可调节的进口导风叶, 调节范围为 $0^\circ \sim 40^\circ$ 。风量范围为 $2.08 \sim 139 \text{ m}^3/\text{s}$, 全压范围为 $66 \sim 800 \text{ Pa}$, 配用电机功率范围为 $1.1 \sim 7.5 \text{ kW}$, 最高空气效率为 84% 。

2. 几种常用通风机的性能及有关尺寸

(1) T4-72 离心通风机的性能及有关尺寸:

1) T4-72 离心通风机的性能见表 5-31。这里只列出了 T4-72 系列中 No3A 至 No4.5A 的数据, No5A 至 No2-20E 的数据可查找离心通风机样本或其他设计手册。

2) T4-72 离心通风机的安装及外形尺寸见图 5-21 及表 5-32。这里只列出了 T4-72 No3-6 的尺寸, 其他可查找风机样本或设计手册。

(2) 4-68 离心通风机性能及有关尺寸:

1) 4-68 离心通风机性能见表 5-33。这里只列出了一部分型号的数据, 详细请查产品样本。

2) 4-68 离心通风机的安装及外形尺寸见表 5-33。这里只列举了一部分型号, 详细请见产品样本。

(3) T40-11 No2 $\frac{1}{2}$ ~10 轴流通风机性能见表 5-34。

表 5-31 T4-72 型离心通风机性能表

转数 (r/min)	序号	出口风速 (m/s)	全压 (Pa)	流量 (m^3/h)	电动机		地脚螺栓(四套) 代号 F2120
					型号	(kW)	
T4-72 No. 3A							
2900	1	8.3	1150	1710	Y802-2 (B35)	1.1	M8×200
	2	9.3	1120	1910			
	3	10.3	1090	2120			
	4	11.3	1060	2320			
	5	12.4	1000	2550			
	6	13.2	930	2720			
	7	14.3	840	2950			
	8	15.3	720	3150			
1450	1	4.1	290	850	Y802-4 (B35)	0.75	M8×200
	2	4.7	280	960			
	3	5.2	270	1060			
	4	5.6	260	1160			
	5	6.2	250	1270			
	6	6.6	230	1360			
	7	7.2	210	1480			
	8	7.7	180	1580			
T4-72 No. 3 5A							
2900	1	9.7	1560	2720	Y90L-2 (B35)	2.2	M8×200
	2	10.9	1530	3040			
	3	12.1	1480	3380			
	4	13.2	1450	3710			
	5	14.5	1370	4060			
	6	15.5	1270	4340			
	7	16.8	1140	4710			
	8	17.9	980	5010			
1450	1	4.8	390	1360	Y90S-4 (B35)	1.1	M8×200
	2	5.4	380	1520			
	3	6.0	370	1690			
	4	6.6	360	1855			
	5	7.2	340	2030			
	6	7.7	320	2170			
	7	8.5	280	2370			
	8	8.9	240	2510			

(续表)

转数 (r/min)	序号	出口风速 (m/s)	全压 (Pa)	流量 (m ³ /h)	电动机		地脚螺栓(四套) 代号 F2120
					型号	(kW)	
T4-72 No. 4A							
2900	1	11.0	2040	4040	Y132S-2 (B35)	5.5	M10×250
	2	12.4	2000	4530			
	3	13.7	1930	5010			
	4	15.0	1860	5510			
	5	16.4	1780	6010			
	6	17.7	1650	6460			
	7	19.1	1490	6990			
	8	20.4	1290	7460			
1450	1	5.5	510	2020	Y90S-4 (B35)	1.1	M8×200
	2	6.2	500	2260			
	3	6.9	480	2520			
	4	7.5	470	2760			
	5	8.2	440	3010			
	6	8.8	410	3220			
	7	9.5	370	3480			
	8	10.2	320	3720			
T4-72 No. 4.5A							
2900	1	12.5	2590	5780	Y132S-2 (B35)	7.5	M10×200
	2	13.9	2500	6440			
	3	15.5	2450	7160			
	4	17.0	2390	7860			
	5	18.5	2250	8580			
	6	19.9	2100	9210			
	7	21.3	1800	9880			
	8	22.9	1630	10610			
1450	1	6.2	650	2880	Y90S-4 (B35)	1.1	M8×200
	2	7.0	630	3220			
	3	7.7	610	3570			
	4	8.5	600	3920			
	5	9.2	560	4290			
	6	9.9	520	4600			
	7	10.7	470	4960			
	8	11.6	400	5380			

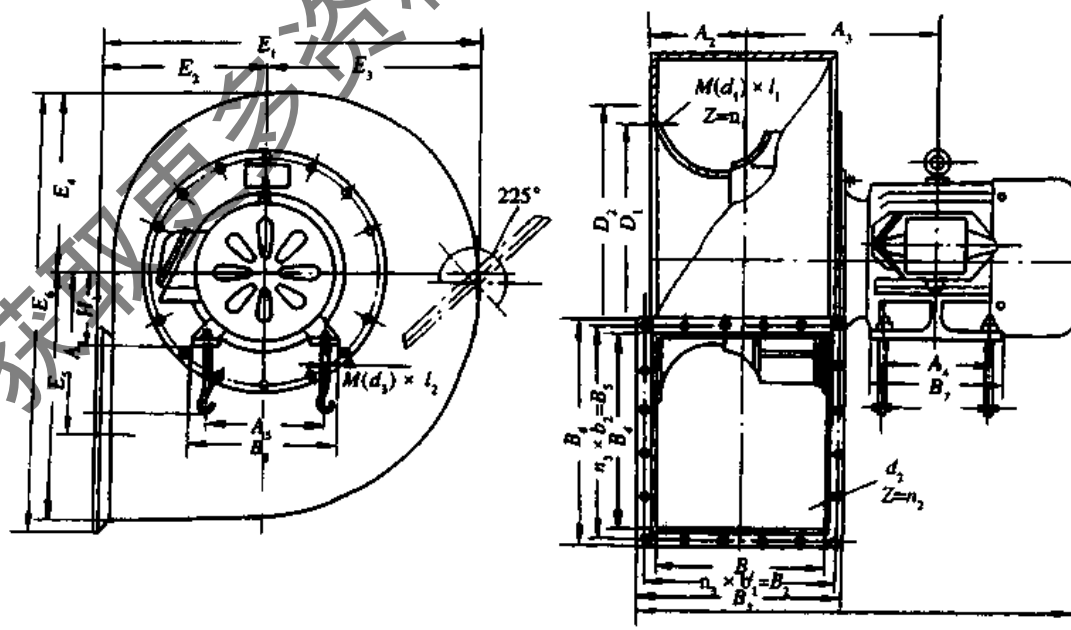


图 5-21 T4-72 型 No3~6 离心通风机安装及外形尺寸图

表 5-32 T4-72No.3~6 离心通风机安装及外形尺寸(mm)

机号			进风口				出风口					
			D ₂	D ₁	连接螺栓		B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆
					规格	个数						
					M(d ₁)×l ₁	n ₁						
No.3	Y802-4 Y802-2	φ370	φ335	M8×18	8	183	210	233	312	340	362	
No.3.5	Y90S-4 Y90L-2	φ420	φ338	M8×18	8	214	240	264	364	390	414	
No.4	Y90S-4 Y132S ₁ -2	φ495	φ445	M8×18	8	245	276	305	416	450	476	
No.4.5	Y90S-4 Y132S ₂ -2	φ545	φ500	M8×18	8	275	306	335	468	500	528	
No.5	Y100L ₁ -4 Y160M ₁ -2	φ600	φ560	M8×18	16	306	348	386	520	564	600	
No.6	Y112M-4 Y100L-6	φ700	φ650	M8×18	16	367	408	447	624	669	704	

机号			出风口				安装及外形尺寸						
			螺栓孔				A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	B ₇	B ₈
			直径	个数	间距								
			d ₂	n ₂	n ₃ ·b ₁	n ₄ ·b ₂							
No.3	Y802-4 Y802-2	φ7	14	3×70	4×85	235	92	193.5	100	125	130	165	
No.3.5	Y90S-4 Y90L-2	φ7	14	3×80	4×97.5	275	107	215 227.5	100 125	140	130 155	180	
No.4	Y90S-4 Y132S ₁ -2	φ7	16	3×92	5×90	308	123	231.5 284.5	100 140	140 216	130 200	180 280	
No.4.5	Y90S-4 Y132S ₂ -2	φ8.5	16	3×102	5×100	347	138	246.5 299.5	100 140	140 216	130 200	180 280	
No.5	Y100L ₁ -4 Y160M ₁ -2	φ8.5	20	4×87	6×94	395	153	294 374	140 210	160 254	176 270	205 330	
No.6	Y112M-4 Y100L-6	φ10	20	4×102	6×111	462	184	326.5 3195	140	140	180 176	245 205	

机号			安装及外形尺寸								L	叶轮重 (kg)	风机重 (不包括电机) (kg)	电机重 (kg)
			E ₁	E ₂	E ₃	E ₄	E ₅	E ₆	H ₁	地脚螺栓 M(d ₃)×l ₂				
No.3	Y802-4 Y802-2	540	225	315	251	391	667	80	M8×200	455	6.8	25.9	17 18	
No.3.5	Y90S-4 Y90L-2	630	263	367	291	457	773	90	M8×200 M8×200	501 526	8.5	33.8	25	
No.4	Y90S-4 Y132S ₁ -2	720	300	420	334	522	880	90 132	M8×200 M10×250	538 673	18.6	65	25 61	
No.4.5	Y90S-4 Y132S ₂ -2	810	338	472	375	587	986	90 132	M8×200 M10×250	568 703	1.6	74	25 68	
No.5	Y100L ₁ -4 Y160M ₁ -2	901	375	526	418	653	1103	100 160	M10×250 M10×250	669 839	27.3	98	125 34	
No.6	Y112M-4 Y100L-6	1081	450	631	502	784	1316	112 100	M10×250 M10×250	751 731	36.3	151	44 35	

表 5-33 4-68 No2.8~5A 离心通风机外形及基础尺寸表 (mm)

机号	电动机型号	进风口尺寸										出风口尺寸										外形尺寸						风机重量(不包括电机)(kg)
		D ₁	D ₂	D ₃	n ₁ -d ₁	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	x	y	n ₂ -d ₂	E	F	G	K	M	N								
		基础尺寸										地脚螺栓																
No2.8	JO ₂ 12-2.(Y802-2) JO ₂ 11-4.(Y801-4)	φ280	φ320	φ350	8-φ10	204	236	258	157	189	212	4	3	14-φ7	123	195	462	212	567	341								
No3.15	JO ₂ 21-2.(Y90S-2) JO ₂ 11-4.(Y801-4)	φ315	φ355	φ385	8-φ10	229	260	283	176	207	231	4	3	14-φ7	146	221	523	238	636	380								
No3.55	JO ₂ 31-2.(Y100L-2) JO ₂ 11-4.(Y801-4)	φ355	φ396	φ425	8-φ10	262	290	312	204	231	254	4	3	14-φ7	154	248	588	269	713	425								
No4	JO ₂ 32-2.(Y112M-2) JO ₂ 41-2.(Y132S-2) JO ₂ 12-4.(Y802-4)	φ400	φ450	φ490	8-φ12	291	322	345	224	255	279	4	3	11-φ7	179	278	660	302	799	475								
No4.5	JO ₂ 42-2.(Y132S ₂ -2) JO ₂ 51-2.(Y160M ₁ -2) JO ₂ 21-4.(Y90S-4) JO ₂ 22-4.(Y90L-4)	φ450	φ500	φ545	8-φ12	328	360	382	253	284	308	5	4	18-φ7	190	311	741	340	895	531								
No5	JO ₂ 52-2.(Y160M ₂ -2) JO ₂ 31-4.(Y100L ₁ -4)	φ500	φ560	φ610	12-φ12	364	396	419	280	315	336	6	5	20-φ7	212	347	824	378	993	588								
机号	电动机型号	a	b	c	d	e	f	L	地脚螺栓						外形尺寸						风机重量(不包括电机)(kg)							
No2.8	JO ₂ 12-2.(Y802-2) JO ₂ 11-4.(Y801-4)	125(100) 100	140(125)	136(135)	159(130) 134(130)	180(160)	90(80)	484(454) 459(454)	M8×160						M8×160						25.3							
No3.15	JO ₂ 21-2.(Y90S-2) JO ₂ 11-4.(Y801-4)	112(100) 100	160(140) 140(125)	153(151) 146(145)	146(155) 134(130)	205(180) 180(160)	100(90) 90(80)	521(501) 491(486)	M10×220(M8×160) M8×160						M10×220(M8×160) M8×160						29.9							
No3.55	JO ₂ 31-2.(Y100L-2) JO ₂ 11-4.(Y801-4)	140 100	190(160) 140(125)	175(173) 161(160)	190(176) 134(130)	245(205) 180(160)	112(100) 90(80)	583(578) 508(503)	M10×220 M8×160						M10×220 M8×160						36.6							
No4	JO ₂ 32-2.(Y112M-2) JO ₂ 41-2.(Y132S ₂ -2) JO ₂ 12-4.(Y802-4)	159(140) 140 125(100)	190 216 140(125)	184(189) 200(208) 170(169)	209(180) 202(200) 159(130)	245 275(280) 180(160)	112 132 90(80)	648(638) 680(693) 573(543)	M10×220 M8×160						M10×220 M8×160						53.04							
No4.5	JO ₂ 42-2.(Y132S ₂ -2) JO ₂ 51-2.(Y160M ₁ -2) JO ₂ 21-4.(Y90S-4) JO ₂ 22-4.(Y90L-4)	178(140) 178(210) 112(110) 140(125)	216 254 160(140) 160(140)	215(222) 234(242) 191	240(200) 240(270) 146(130) 174(155)	275(280) 320(325) 205(180)	132 160 100(90)	741(710) 781(814) 603(584) 633(609)	M10×220 M12×300 M10×220 (M8×160)						M10×220 M12×300 M10×220 (M8×160)						68							
No5	JO ₂ 52-2.(Y160M ₂ -2) JO ₂ 31-4.(Y100L ₁ -4)	210 140	254 190(160)	248(256) 213(211)	272(270) 190(176)	320(325) 245(205)	160 112(100)	846(850) 684(680)	M12×300 M12×300						M12×300 M12×300						87							

注: 括号内尺寸为Y系列电动机尺寸。

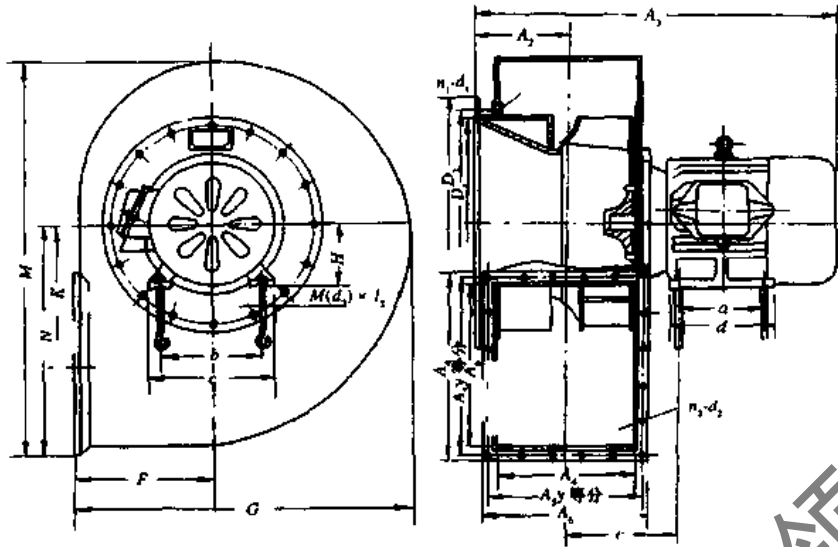


图 5-22 4-68 型 No.2.8~5A 离心通风机外形及基础尺寸图

表 5-34 T40-11 型 No.2 1/2~10 轴流通风机性能

机号	叶轮			主轴转速 (r/min)	叶片数 4							
	直径 (mm)	当量面积 (m ²)	周速 (m/s)		叶片角度 θ		流量系数 Q		压力系数 H		配用电机	
					15	20	0.168	0.215	0.0724	0.0800		
					25	30	0.277	0.300	0.0810	0.0861		
叶片角度		风量 (m ³ /h)	全压 (Pa)	效率	轴功率 (kW)	采用轴功率 (kW)	型号	功率(kW)				
2 1/2	250	0.0492	38.0	2900	15	1130	128	78	0.0502	0.0578	2AO5022	0.090
					20	1450	141	81	0.0681	0.0783	2AO5022	0.090
					25	1860	143	84	0.0862	0.0992	2AO5612	0.120
					30	2010	152	83	0.0995	0.1145	2AO5612	0.120
					35	2270	183	80	0.1440	0.1657	2AO5622	0.180
			19.0	1450	15	564	32	78	0.0063	0.0072	2AO5014	0.040
					20	723	35	81	0.0035	0.0098	2AO5014	0.040
					25	931	36	84	0.0103	0.0124	2AO5014	0.040
					30	1010	38	83	0.0124	0.0143	2AO5014	0.040
					35	1440	47	80	0.0180	0.0207	2AO5014	0.040
3	300	0.0707	45.5	2000	15	1950	184	78	0.125	0.144	2AO5022	0.180
					20	2500	203	81	0.170	0.195	2AO6312	0.250
					25	3220	206	84	0.214	0.247	2AO6312	0.250
					30	3430	249	83	0.248	0.285	2AO6322	0.370
					35	3930	271	80	0.358	0.413	2AO6332	0.550
			22.6	1450	15	970	46	78	0.0155	0.0130	2AO5614	0.090
					20	1250	51	81	0.0212	0.0244	2AO5614	0.090
					25	1610	52	84	0.0263	0.0368	2AO5614	0.090
					30	1740	55	83	0.0310	0.0356	2AO5614	0.090
					35	1960	68	80	0.0448	0.0516	2AO5614	0.090

(续表)

机号	叶轮			主轴转速 (r/min)	叶片数 4								
	直径 (mm)	当量面积 (m ²)	周速 (m/s)		叶片角度 θ			流量系数 \bar{Q}			压力系数 \bar{P}		
					15	20	25	30	35	0.168	0.215	0.0724	0.0800
					25	30	0.277	0.300	0.0810	0.0861			
叶片角度	风量 (m ³ /h)	全压 (Pa)	效率	轴功率 (kW)	采用轴功率 (kW)	配用电机							
						型号	功率(kW)						
3½	350	0.0690	53.1	2900	15	3100	250	78	0.270	0.341	2AO6322	0.370	
					20	3970	277	81	0.367	0.422	2AO6332	0.550	
					25	5120	280	84	0.463	0.533	2AO6332	0.550	
					30	5520	298	83	0.535	0.615	2AO7142	0.750	
					35	6240	370	80	0.775	0.892	JO212-2	1.100	
				26.6	1450	15	1550	63	78	0.0338	0.0389	2AO5614	0.090
						20	1980	69	81	0.0459	0.0528	2AO5614	0.090
						25	2560	70	84	0.0579	0.0666	2AO5614	0.090
						30	2760	75	83	0.0669	0.0769	2AO5614	0.090
						35	3120	92	80	0.0969	0.1113	2AO5624	0.120
4	400	0.1260	60.7	2900	15	4630	327	78	0.526	0.605	JO211-2	0.8	
					20	5920	362	81	0.714	0.822	JO212-2	1.1	
					25	7640	366	84	0.903	1.039	JO212-2	1.1	
					30	8240	390	83	1.043	1.200	JO221-2	1.5	
					35	9310	483	80	1.507	1.732	JO222-2	2.2	
				30.4	1450	15	2320	82	78	0.0658	0.0756	2AO6314	0.25
						20	2960	90	81	0.0893	0.1027	2AO6314	0.25
						25	3820	92	84	0.1129	0.1299	2AO6314	0.25
						30	4120	97	83	0.1304	0.1500	2AO6314	0.25
						35	4660	121	80	0.1884	0.2168	2AO6314	0.25
5	500	0.1960	38.0	1450	15	4520	128	78	0.201	0.231	JO211-4	0.6	
					20	5780	141	81	0.273	0.314	JO211-4	0.6	
					25	7450	143	84	0.344	0.396	JO211-4	0.6	
					30	8050	152	83	0.398	0.457	JO211-4	0.6	
					35	9090	188	80	0.576	0.662	JO212-4	0.8	
				25.2	960	15	2990	55	78	0.0582	0.0669	JO221-6	0.8
						20	3830	62	81	0.0790	0.0909	JO221-6	0.8
						25	4940	63	84	0.0999	0.1149	JO221-6	0.8
						30	5330	67	83	0.1153	0.1327	JO221-6	0.8
						35	6020	83	80	0.1670	0.1920	JO221-6	0.8
6	600	0.2830	45.5	1456	15	7810	184	78	0.500	0.575	JO221-4	1.1	
					20	9990	204	81	0.678	0.780	JO221-4	1.1	
					25	12900	206	84	0.857	0.960	JO221-4	1.1	
					30	13900	219	83	0.990	1.138	JO222-4	1.5	
					35	15700	272	80	1.433	1.650	JO231-4	2.2	
				30.2	960	15	5160	81	78	0.145	0.167	JO221-6	0.8
						20	6610	89	81	0.197	0.227	JO221-6	0.8
						25	8510	90	84	0.249	0.286	JO221-6	0.8
						30	9200	96	83	0.288	0.331	JO221-6	0.8
						35	10400	119	80	0.416	0.478	JO221-6	0.8

(续表)

机号	叶轮			主轴转速 (r/min)	叶片数 4														
	直径 (mm)	当量面积 (m ²)	周速 (m/s)		叶片角度 θ			流量系数 Q			压力系数 P								
					15	20	25	30	35	0.168	0.215	0.277	0.300	0.338	0.0724	0.0800	0.0810	0.0861	0.1068
					叶片角度	风量 (m ³ /h)	全压 (Pa)	效率	轴功率 (kW)	采用轴功率 (kW)	配用电机								
型号	功率(kW)																		
7	700	0.3850	53.1	1450	15	12400	250	78	1.080	1.240	JO222-4	1.5							
					20	15900	277	81	1.470	1.690	JO231-4	2.2							
					25	20500	280	84	1.850	2.130	JO231-4	2.2							
					30	22100	300	83	2.140	2.470	JO232-4	3.0							
					35	25000	370	80	3.100	3.570	JO241-4	4.0							
				35.2	960	15	8200	110	78	0.314	0.360	JO221-6	0.8						
						20	10500	121	81	0.462	0.490	JO221-6	0.8						
						25	13500	123	84	0.536	0.619	JO221-6	0.8						
						30	14600	131	83	0.622	0.715	JO221-6	0.8						
						35	16500	162	80	0.900	1.034	JO222-6	1.1						
8	800	0.5050	60.7	1450	15	18500	327	78	2.110	2.430	JO232-4	3.0							
					20	23700	362	81	2.860	3.290	JO241-4	4.0							
					25	30500	366	84	3.620	4.160	JO242-4	5.5							
					30	33000	389	83	4.180	4.810	JO242-4	5.5							
					35	37200	483	80	6.050	6.960	JO251-4	7.5							
				40.2	960	15	12300	143	78	0.611	0.703	JO221-6	0.8						
						20	15700	159	81	0.829	0.954	JO222-6	1.1						
						25	20200	161	84	1.048	1.210	JO231-6	1.5						
						30	21800	171	83	1.210	1.400	JO231-6	1.5						
						35	24700	212	80	1.750	2.020	JO232-6	2.2						
9	900	0.6360	45.2	960	15	17400	181	78	1.100	1.270	JO231-6	1.5							
					20	22300	201	81	1.500	1.730	JO232-6	2.2							
					25	28700	203	84	1.890	2.180	JO232-6	2.2							
					30	31100	216	83	2.190	2.510	JO241-6	3.0							
					35	35100	268	80	3.160	3.640	JO242-6	4.0							
10	1000	0.7850	50.2	960	15	24000	224	78	1.870	2.150	JO232-6	2.2							
					20	30700	248	81	2.530	2.910	JO241-6	3.0							
					25	39500	251	84	3.200	3.680	JO242-6	4.0							
					30	42700	267	83	3.700	4.260	JO251-6	5.5							
					35	48200	330	80	5.350	6.150	JO252-6	7.5							

5.4.10 电动机基础知识

在空调系统中,运转设备所配用的电动机绝大多数均为异步电动机,这种电动机是基于气隙旋转磁场和转子绕组中感应电流相互作用产生电磁转矩,从而实现能量转换的一种交流电动机。异步电动机和其他类型电动机的不同处在于其转子绕组不需和其他电源相连接,而其定子电流直接取自交流电网。它与其他电动机比较,具有结构简单,制造、使用、维护方便,运行可靠以及重量轻、成本低等优点,具有较高的效率和较好的工作特性。

1. 三相异步电动机的有关基础知识

(1) 三相异步电动机的转差率。由异步电动机的原理可知,电动机的转子转速 n 永远小于旋转磁场的转速

(即同步转速 n_0),同步转速与转子转速之差与同步转速之比值称为三相异步电动机的转差率 S :

$$S = \frac{n_0 - n}{n_0} \quad (5-32)$$

在电动机刚启动而转子未转动时, $n = 0$, 此时 $S = 1$; 若转子转速 n 等于同步转速 n_0 时, 则 $S = 0$ 。事实上电动机在运行中转子的转速不可能等于同步转速, 因此电动机在运行过程中的转差率在 $0 \sim 1$ 之间变化, 即 $0 \leq S \leq 1$ 。

(2) 三相异步电动机的电磁转矩。三相异步电动机的电磁转矩 M 产生于转子电流与旋转磁场相互作用的结果。它的大小与转子电流的有功分量 $I_2 \cos \phi_2$ 和旋转磁场的每极磁通 ϕ 成正比, 用下式表示:

$$M = C_m \phi I_2 \cos \phi_2 \quad (5-33)$$

式中 C_m ——决定电动机构造的转矩常数；

$\cos \phi_2$ ——转子电路的功率因数。

对于一台已定结构的电动机，可以认为每相绕组的电阻 R_2 和电抗 x_{20} 值基本不变，因此在额定电压下工作的异步电动机，它的电磁转矩是转差率 S 的函数。

转子电路中的电流 I_2 及功率因数 $\cos \phi_2$ 随 S 的变化见图 5-23。由图中可看出，当 $S=1$ 虽然启动电流 I_2

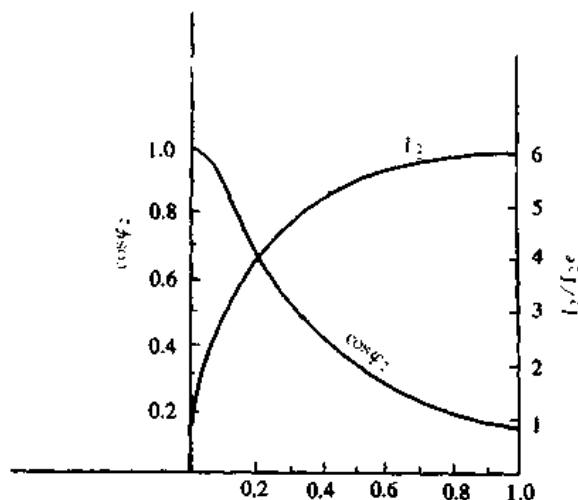


图 5-23 $I_2 = f(S)$ $\cos \phi_2 = f(S)$ 曲线

高出额定电流 6 倍，但因 $R_2 \ll x_{20}$ ，所以 $\cos \phi_2$ 很小。当 $S=0$ 时， $Sx_{20} \approx 0$ ， $\cos \phi_2 = 1$ 。在 S 的变化范围内， I_2 与 $\cos \phi_2$ 的变化如图所示。由 I_2 与 $\cos \phi_2$ 的乘积成比例而确定的电磁转矩 M 随 S 变化的曲线，称为异步电动机的转矩特性曲线，如图 5-24 所示。由于转矩 M 是与 I_2 和

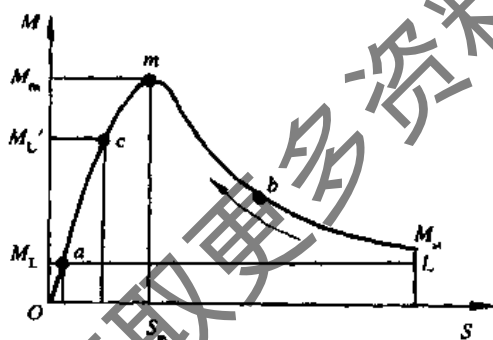


图 5-24 异步电动机的转矩特性曲线

$\cos \phi_2$ 乘积成正比，在启动时 $S=1$ ， I_2 虽大但 $\cos \phi_2$ 甚小，堵转转矩 M_s 不大；而在 $S=0$ 时，虽然 $\cos \phi_2 = 1$ ，但 $I_2 = 0$ ，此时转矩 $M=0$ 。在 S 于 $0 \sim 1$ 之间出现一个临界转差率 S_m ，对应的转子转矩 M_m 达到最大值称为临界转矩，它就是电动机所能提供的最大转矩。将曲线以 $S=0 \sim S_m$ 和 S 在 $S_m \sim 1$ 分为两段，当恒转矩负载所需的转矩 M_L 小于堵转转矩 M_s 时，转子加速，即 S 减小，电磁转矩沿曲线 $L-b-m$ 段逐渐增加，直至临界转矩与负载转矩相等时达到平衡，电动机就在曲线上的 a 点工作。如果原来在 a 点运行的电动机其负载转矩突然

从 M_L 增大到 M'_L ，则转速减小， S 增大，电磁转矩增大直至在 C 点与 M'_L 平衡，在新的工作点 C 继续运行。因此在运行中，只要负载的最大转矩小于临界转矩 M_m ，电动机总能平衡地运转，但其转速则有变化。因此 $S=0 \sim S_m$ 段称为稳定运行区。如果运行中的负载转矩超过 M_m ，电动机转矩特性进入 $S=S_m \sim 1$ 段。在这段中， S 增大，转速降低，但电磁转矩减小，直至 $S=1$ 时转子停止转动，它将导致电动机烧毁。因此，运行中应避免出现这一现象，并采取相应的过载保护措施。

由此可见，在使用电动机时，应注意转矩曲线上存在的三个重要转矩：

1) $S=S_e$ 时的额定转矩 M_e 。电动机的额定转矩 M_e 是指它在额定负荷下运行时的转矩。这时的转差率称为额定转差率 S_e ，转速 n_e 称为额定转速。额定转矩可根据电动机的铭牌数据由下式求得：

$$M_e = \frac{N_e \times 10^3}{\frac{2\pi n_e}{60}} = 9550 N_e / n_e, (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (5-34)$$

$$\text{或 } M_e = 974 N_e / n_e (\text{kgf}\cdot\text{m}) \quad (5-35)$$

式中 N_e ——电动机的额定功率 (kW)。

2) $S=S_m$ 时的临界转矩

临界转矩是电动机使用中的一个重要数据，在电动机的技术数据中常给出临界转矩(即最大转矩)与额定转矩之比 λ_m ，表示该电动机的过载能力。 λ_m 越大，说明过载能力越强。

$$\lambda_m = M_m / M_e \quad (5-36)$$

通过理论推导可知电动机的临界转矩为：

$$M_m = C_m U^2 \frac{S_m R_2^2}{R_2^2 + (S_m x_{20})^2} = CU^2 \frac{1}{2x_{20}} \quad (5-37)$$

式中 C_m ——决定于电动机构造的转矩常数；

U ——电源的电压；

R_2 ——转子电路的电阻；

x_{20} ——转子电路启动时的电抗。

由此可知，在 x_{20} 为定值时， M_m 与 R_2 无关，而与电源电压的平方 (U^2) 成正比。而 S_m 与 R_2 成正比变化。电源电压的降低会使临界转矩成平方地减小，此时若临界转矩小于负载转矩则会导致转子堵转。所以对于一般电动机采用改变定子绕组的电压进行调速受到了电动机特性的限制。用降压启动法减小启动电流也是有条件的。图 5-25 表示 U 不变而 R_2 值不同时，具有的 M_m 值

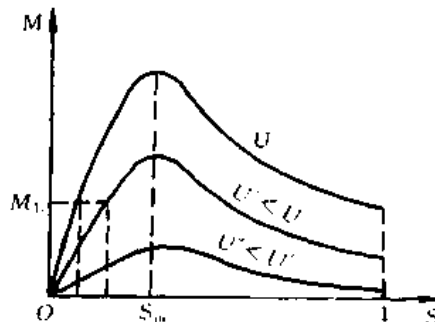


图 5-25 U 对 $M(S)$ 的影响

不变。但 R_2 越大,曲线越向右移,使 $0 \sim S_m$ 段增长。因此在同一负载转矩 M_L 下对应的转差率 S 增大,也就是转速减小。这一特性提供了改变异步电动机转速的方法。绕线异步电动机就是通过这一方法进行调速或增高堵转转矩以利于启动的,但它将消耗一部分能量在附加电阻上。

3) $S = 1$ 时的堵转转矩 M_{st} 。堵转转矩是刚启动 $S = 1$ 或 $n = 0$ 时的转矩。在异步电动机中常给出堵转转矩与额定转矩之比 λ_{st} 并称为启动能力。 λ_{st} 越大,表示该电动机带负荷启动的能力越强。

$$\lambda_{st} = \frac{M_{st}}{M_e} \quad (5-38)$$

经推导可知:

$$M_{st} = C_m U^2 \frac{R_2^2}{x_{20}^2} \quad (5-39)$$

从上式可知,堵转转矩与 U^2 及 R_2 有关。从图 5-25 及图 5-26 中也可以看出, $S = 1$ 时, U 值降低,堵转转

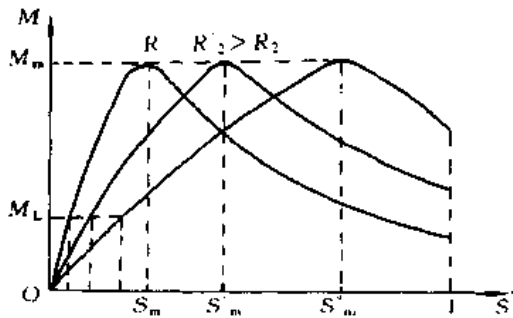


图 5-26 R_2 对 $M(S)$ 的影响

矩按 U 值的平方下降,如果负载启动转矩中大于它则不能启动。当 U 值不变,在一定范围内 R_2 越大, M_{st} 也越大,其原因是,虽然 R_2 增大使转子电流 I_2 减小,但转子

电路的功率因数 $\cos\phi_2$ 得到提高而使转子电流的有功分量得到增大。绕线式异步电动机通过滑环在转子电路中串接可调电阻是提高堵转转矩降低启动电流的实际应用。

(3) 电动机同步转速与交流电频率 f 和极对数 p 之间的关系。通常把旋转磁场在空间的转速称为同步转速 n_0 ,电动机的同步转速与交流电频率 f 和极对数 p 之间有下列关系:

$$n_0 = \frac{60f}{p} \text{ (r/min)} \quad (5-40)$$

上式则表明了改变电源频率或极对数即可改变异步电动机的转速。当电源频率为 50Hz 时,不同极数异步电动机的同步转速见下表:

表 5-35 异步电动机极数与同步转速的关系

极数 $2p$	2	4	6	8
极对数 p	1	2	3	4
同步转速 n_0 [r/min]	3000	1500	1000	750

2. 三相异步电动机的结构

三相异步电动机的结构主体是由鼠笼式(或绕线式)转子和按一定规律排列三相绕组的定子以及支撑转子使其能自由转动的一些附件组成。图 5-33 是鼠笼式转子异步电动机的结构分解图。电动机三相绕组的引出线通过机座上的接线盒与电源连接。通常接线盒内侧标有该电动机的接线图。一般三相绕组引出线始、末端的标志是:如各相不连接时,第一相标示 D_1, D_4 ,第二相标示 D_2, D_5 ,第三相标示 D_3, D_6 。三相绕组可根据需要接成星形(Y)或三角形(Δ),如图 5-34 所示。如果只有三根引出线端,则标示 D_1, D_2, D_3 ,这三根引出线应直接与符合电动机额定电压的三相电源连接。

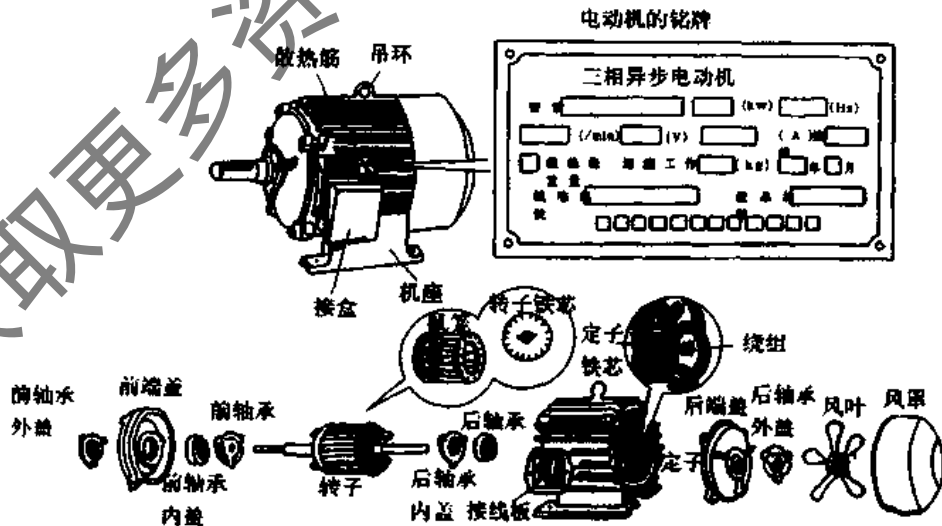


图 5-27 封闭式鼠笼转子异步电动机结构分解图

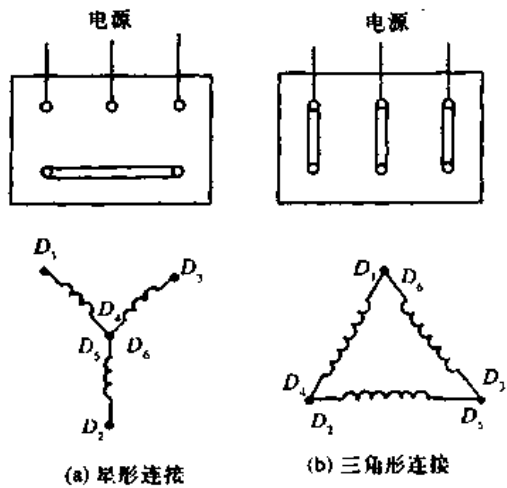


图 5-28 三相绕组的连接方法

在电动机的铭牌上标明的绝缘等级是说明该电动机电绝缘结构所用的材料的耐热等级,不同等级的极限工作温度见表 5-36。

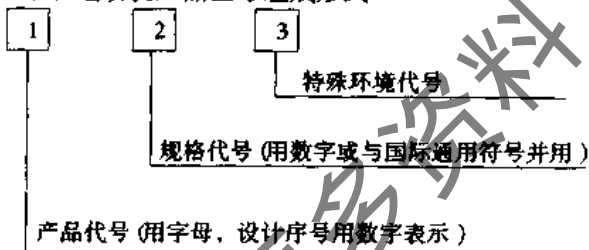
表 5-36 绝缘材料的级别及最高容许温度

级 别	A	E	B	F	H
最高容许温度(℃)	95	105	110	125	145

3. 三相异步电动机型号表示方法

异步电动机的产品型号由汉语拼音大写字母,国际通用符号和阿拉伯数字组成。

(1) 电动机产品型号组成形式



1) 产品代号。由异步电动机类型代号(Y)、电机特点代号(用字母表示)和设计序号(用数字表示)等三个小节顺序组成。

2) 规格代号。用中心高度或铁心外径或机座号或凸缘号、机座长度、铁心长度、功率、转速或极数等来表示。对中小型电机机座长度用国际通用符号表示(S表示短机座、M表示中机座、L表示长机座)。

3) 特殊环境代号。各种特殊环境条件代号如下:

- G——高原用 H——船(海)用
- W——户外用 F——化工防腐用
- T——热带用 TH——湿热带用
- A——干热带用

(2) 电动机产品型号举例。

1) 小型异步电动机

Y-112S-6

表示为:中心高度为 112mm,短机座,6 极异步电动机。

2) 中型异步电动机。

Y-355MZ-4

表示为:中心高度为 355mm,中机座,2# 铁心长,4 极异步电动机。

3) 大型异步电动机。

Y-630-10/1180

表示为:功率 630kW、10 极,定子铁心长度为 1180mm 异步电动机。

4) 户外化工防腐用小型隔爆异步电动机。

YB-160M-4 WF

表示为:中心高度为 160mm,中机座,4 极,户外化工防腐,隔爆异步电动机。

(3) 电动机产品代号。

电动机产品代号见表 5-37。

4. 异步电动机外壳的防护形式和防护等级

(1) 电机外壳的防护形式。电机外壳的防护形式有如下两种:

1) 防止固体异物进入内部及防止人体触及内部的带电或运动部分防护,此类防护形式的等级见表 5-38。

表 5-37 电机产品代号

序号	产品名称	新产品代号	汉字意义	老产品代号
1	异步电动机	Y	异	J JO、JS、JK
2	绕线转子异步电动机	YR	异绕	JR、JRO、YR
3	多速异步电动机	YD	异多	JD、JDO、
4	笼型转子立式异步电动机(大中型)	YL	异立	YLL、JSL
5	绕线转子立式异步电动机(大中型)	YRL	异绕立	JRL
6	电磁调速异步电动机	YCT	异磁调	IZT
7	机械调速异步电动机	YJT	异机调	JT
8	换向(整流子)调速异步电动机	YHT	异换调	JZS
9	齿轮调速异步电动机	YCJ	异齿减	JTC
10	电动阀门用异步电动机	YDF	异电阀	
11	耐振用异步电动机	YN	异耐	
12	管道泵用异步电动机	YGB	异管泵	
13	立式深井泵用异步电动机	YLB	异立泵	

(续表)

序号	产品名称	新产品代号	汉字意义	老产品代号
14	轴流式局部通风机异步电动机	YT	异(通)	
15	防爆安全型异步电动机	YA	异安	JAO
16	隔爆型异步电动机	YB	异爆	JB, JBS
17	防爆通风型异步电动机	YF	异风	
18	防爆安全型绕线转子异步电动机	YAR	异安绕	JAR
19	隔爆型绕线转子异步电动机	YBR	异爆绕	JBR
20	防爆安全型多速异步电动机	YAD	异安多	
21	隔爆型多速异步电动机	YBD	异爆多	
22	电动阀门用防爆型异步电动机	YADF	异安电阀	
23	电动阀门用隔爆型异步电动机	YBDF	异爆电阀	
24	管道泵用隔爆型异步电动机	YBGB	异爆(管)泵	
25	立式深井泵用隔爆型异步电动机	YBLB	异爆立泵	

表 5-38 外壳防固体进入内部的防护等级表

防护等级	简称	定义
0	无防护	没有专门的防护
1	防护大于 50mm 的固体	能防止直径 >50mm 的固体异物进入壳内; 能防止人体的某一部分如手偶然或意外地触及壳内带电或运动部分, 但不能防止有意识地接近
2	防护大于 12mm 的固体	能防止直径大于 12mm 的固体异物进入壳内; 能防止手指触及壳内带电或运动部分
3	防护大于 2.5mm 的固体	能防止直径大于 2.5mm 的固体异物进入壳内; 能防止厚度或直径大于 2.5mm 的工具, 金属线等触及壳内带电或运动部分
4	防护大于 1mm 的固体	能防止直径大于 1mm 的固体异物进入壳内; 能防止厚度或直径大于 1mm 的工具, 金属线等触及壳内带电或运动部分
5	防尘	能防止灰尘进入达到影响产品正常运行的程度; 完全防止触及壳内带电或运动部分
6	尘密	完全防止灰尘进入壳内; 完全防止触及壳内带电或运动部分

2) 防止水进入内部达有害程度的防护见表 5-39。

表 5-39 外壳防水进入内部的防护等级

防护等级	简称	定义
0	无防护	没有专门的防护
1	防滴	垂直的滴水应不能直接进入产品内部
2	15°防滴	与铅垂线成 15°角范围内的滴水, 应不能直接进入产品内部
3	防淋水	与铅垂线成 60°角范围内的淋水, 应不能直接进入产品内部
4	防溅	任何方向的溅水对产品应无有害的影响
5	防喷水	任何方向的喷水对产品应无有害的影响
6	防海浪或强力喷水	猛烈的海浪或强力喷水对产品应无有害的影响
7	浸水	产品在规定的压力和时间下浸在水中, 进水量应无有害的影响
8	潜水	产品在规定的压力下长时间浸在水中, 进水量应无有害的影响

(2) 防护等级的标示方法。表明电机外壳防护等级的标志由字母“IP”及两个数字组成, 第一位数字表示第

一种防护形式的等级, 第二位数字表示第二种防护形式的等级。如只需单独标志一种防护形式的等级时, 则被略去数字的位置以“x”补充。如:

IP₃ 或 IP₅_x

另外还可采用下列附加字母:

R——管道通风式电机。

W——气候防护式电机。

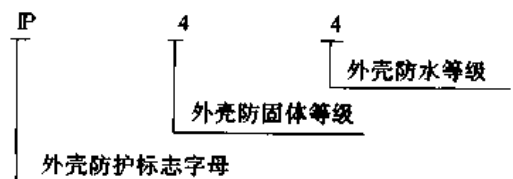
S——在静止状态下进行第二种防护形式试验的电机。

M——在运转状态下进行第二种防护形式试验的电机。

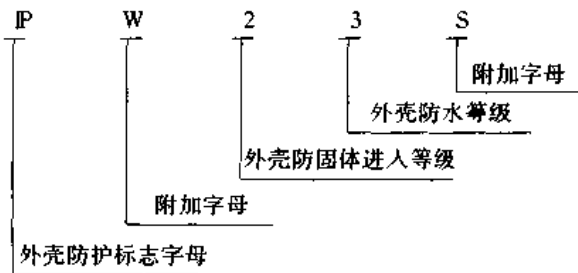
字母 R 和 W 标于 IP 和两个数字之间, 字母 S 和 M 标于两个数字之后, 如不标志字母 S 和 M, 则表示电动机是在静止和运转状态下都进行试验。

防护等级的标志方法:

1) 能防护大于 1mm 的固体, 同时能防溅的电机。



2) 能防护大于 12mm 的固体, 同时能防止淋水的气候防护式电机。



率等级和安装尺寸符合国际电工委员会(ICE)标准。其功率范围为 0.55~160kW,机座中心高为 80~315mm,其防护等级为 IP44。

- 1) Y 系列三相异步电动机的使用条件规定为:
 环境温度 $\leq 40^{\circ}\text{C}$;
 海拔高度 $\leq 1000\text{m}$;
 频率: 50Hz;
 电压: 380V;
 接法: 3kV 及以下为 Y 接, 4kV 及以上为 Δ 接;
 工作方式: 连续(S_1)。

5. 常用三相异步电动机
 (1) Y 系列三相异步电动机。Y 型系列三相异步电动机是全国统一设计的最新替代产品,具有效率高,启动转矩大,噪声低、振动小、性能优良、外型美观等特点。功

2) Y 系列三相异步电动机的安装结构形式见表 5-38。

表 5-40 安装结构形式

基本结构形式	安装结构形式	示意图	制造范围(中心高)	基本结构形式	安装结构形式	示意图	制造范围(中心高)
B3	B3		80~315	B5	B5		80~225
	B6		80~160		V1		80~315
	B7				V3		80~160
	B8			B35		80~315	
	V5		B35	V15		80~160	
	V6			V36		80~160	

Y 系列三相异步电动机有三种基本安装形式:

- ① B3 机座带底脚,端盖无凸缘。
- ② B5 机座不带底脚,端盖有凸缘。

③ B35 机座带底脚,端盖有凸缘。

3) Y 系列电动机的常见故障及处理方法见表 5-41。

表 5-41 Y 系列电动机的常见故障及处理方法

故障现象	造成故障的原因	处理方法
不能启动	控制设备接线错误	核对接线图,加以纠正
	熔丝熔断	检查控制设备及保护装置的工作情况
	电压过低	检查电网电压;在降压启动时,如启动电压太低,应适当提高
	定子绕组相间短路,接地或接线错误,以及定转子绕组断路	检查找出断路、短路的部位进行修复,如果是接线错误,经检查后进行纠正
	负载静转矩过大或传动机械有故障	1. 更换较大功率的电动机或减轻负载; 2. 把电动机和负载分开,如果电动机能正常启动,应检查被拖动机械,消除故障

(续表)

故障现象	造成故障的原因	处理方法
电动机有异常噪声或振动过大	机械摩擦(包括定、转子相擦)	检查转动部分间隙,找出相擦原因,进行纠正
	单相运行	断电,再合闸,如不能启动,则可能有一相断电,检查电源或电动机,并修复
	滚动轴承缺油或损坏	1. 清洗轴承,加新油; 2. 轴承损坏,更新轴承
	电动机接线错误	查明原因,加以更正
	绕线转子电动机转子线圈断路	查出断路处,加以修复
	轴身弯曲	校直或更换转轴
	转子或皮带盘不平衡	校平衡
	联轴器连接松动	查清松动处,把螺栓拧紧
电动机温升过高或冒烟	安装基础不平或有缺陷	检查基础和底脚、底板的固定情况加以纠正
	过载	用钳形电流表测量定子电流,发现过载时,减轻负载或更换较大功率的电动机
	单相运行	1. 检查电源电压; 2. Δ 接法电动机误接 Y 工作或 Y 接法电动机误接 Δ 工作,必须立即停电改接
	定子绕组接地或相间短路	检查找出短路和接地部分,进行修复
	绕线转子电动机转子线圈接头松脱或笼型转子断条	1. 查出接头松脱处加以修复; 2. 对铜条笼型转子补焊或更换铜条; 3. 对铸铝转子应更换转子或改为铜条转子
	定转子相擦	检查轴承与轴承室有无松动,定子和转子装配有无不良情况,加以修复
轴承过热	通风不畅	移开妨碍通风的物件,清除风道污垢、灰尘及杂物,使气流畅通
	轴承损坏	更换轴承
	滚动轴承润滑脂过多,过少或有杂质	调整或更换润滑脂
	轴承与轴配合过松(走内圈)或过紧	过松时可将轴颈喷涂金属,过紧时重新加工
	轴承与端盖配合过松(走外圈)或过紧	过松时将端盖镶套,过紧时重新加工
	电动机两侧端盖或轴承盖没有装配好(不平行)	将止口装平旋紧螺栓
绕线型电机集电环火花过大	皮带过紧过松或联轴器装配不良	调整皮带松紧程度或校正联轴器
	电刷牌号或尺寸不符合要求,集电环表面有污垢杂物,电刷压力太小或电刷在刷握内卡住或设置不正	更换合适电刷 清除污垢,烧灼严重时,应进行全加工调整电刷压力,改用适当大小的电刷,把电刷放正
电动机运行时电流表指针来回摆	绕线型电机一相电刷接触不良 笼型转子断条或绕线转子一相断路	调整电刷压力并改善电刷与集电环接触 更换转子,查出断路处,加以修复
电机外壳带电	接地不良	找出原因,采取相应措施进行纠正
	绕组受潮,绝缘损坏或接线板有污垢	绕组进行干燥处理,修复损坏绝缘或清理接线板

(2) JO2、J2 系列三相异步电动机。

JO2 系列电动机为封闭式,能防止灰尘、铁屑或其他杂物侵入电机内部。

J2 系列电动机为防滴式,能防止水滴或其他杂物从垂直方向落入电机内部。

3kW 及以下的电动机定子绕组为 Y 接法,其他功率的电机均为 Δ 接法。

1) 结构形式:

- ① A101 型:卧式,机座带底脚,端盖无凸缘;
- ② A201 型:卧式,机座带底脚,端盖有凸缘;
- ③ A301 型:卧式,机座不带底脚,端盖有凸缘;

④ A302 型:立式,机座不带底脚,端盖有凸缘。

2) JO2、J2 系列电动机额定电压为 380V,额定频率为 50Hz。

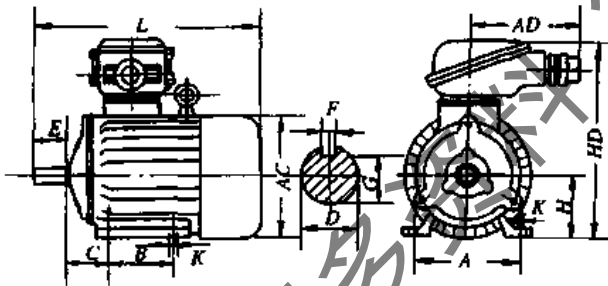
(3) YB 系列隔爆型三相异步电动机。

YB 系列隔爆型三相异步电动机是在 Y 基本系列电动机基础上派生的,并按国际电工学会(IEC)有关标准制成 I、II A 或 II B 防爆等级,电机为 F 级绝缘,用于具有防爆的生产环境中。它有 B3、B5、B35 三种基本安装结构型式。

YB 系列隔爆型电动机外形见图 5-29,外形的安装尺寸见表 5-42。

表 5-42 YB 系列隔爆型电动机外形及安装尺寸

型号	极数	安装尺寸(mm)									外形尺寸(mm)				重量(kg)
		A	B	C	D	E	F	G	H	K	AC	HD	L	AD	
YB80	2,4	125	100	50	19	40	6	15.5	80	10	160	325	330	225	22~24
YB90S	2,4,6	140	100	56	24	50	8	20	90	10	180	340	360	225	34
YB90L	2,4,6	140	125	56	24	50	8	20	90	10	180	340	385	225	37
YB100L	2,4,6	160	140	63	28	60	8	24	100	12	200	370	430	225	43~47
YB112M	2,4,6	190	140	70	28	60	8	24	112	12	224	385	460	225	54~58
YB132S	2,4,6,8	216	140	89	38	80	10	33	132	12	264	430	510	240	79~87
YB132M	4,6,8	216	178	89	38	80	10	33	132	12	264	430	550	240	90~100
YB160M	2,4,6,8	254	210	108	42	110	12	37	160	15	320	485	655	240	130~149
YB160L	2,4,6,8	254	254	108	42	110	12	37	160	15	320	485	695	240	167
YB180M	2,4	279	241	121	48	110	14	42.5	180	15	360	525	730	240	210
YB180L	4,6,8	279	279	121	48	110	14	42.5	180	15	360	525	750	240	215~234
YB200L	2,4,6,8	318	305	133	55	110	16	49	200	19	400	596	805	290	275~320
YB225S	4,8	356	286	149	60	140	18	53	225	19	450	635	845	290	337~360
YB225M	2	356	311	149	55	110	16	49	225	19	450	635	870	290	380
YB225M	4,6,8	356	311	149	60	140	18	53	225	19	450	635	870	290	365~388
YB250M	2	406	349	168	60	140	18	53	250	24	500	740	935	290	449
YB250M	4,6,8	406	349	168	65	140	18	58	250	24	500	740	935	290	515~530
YB280S	2	457	368	190	65	140	18	58	280	24	560	800	1010	330	640
YB280S	4,6,8	457	368	190	75	140	20	67.5	280	24	560	800	1010	330	620~650
YB280M	2	457	419	190	65	140	18	58	280	24	560	800	1000	330	710
YB280M	4,6,8	457	419	190	75	140	20	67.5	280	24	560	800	1060	330	700~780

图 5-29 YB 系列隔爆型电动机外形
(安装结构形式 B3 型)

5.4.11 三相异步电动机的启动保护与运行

电动机在使用过程中,都有一个启动过程,这一过程虽然很短暂,一般不超过几秒至几十秒,但是由于启动电流大,一般三相电动机的启动电流约为其运转额定电流的 4~7 倍。启动电流的过大,一方面使电动机的绕组发热,加速绝缘老化,缩短电动机的使用寿命,同时还造成大的线路电压降落,引起电网电压的降低。如果电动机的启动方式不当,就可能引起供电网络电压的显著下降,从而影响接到此电源网络上的其他电气设备的正常运行。另一方面,由于异步电动机启动转矩不太大,启动方式选择不当时,也将使启动困难,甚至不能启动。因此,启动方式是三相异步电动机运行的主要问题之一。

一般衡量电动机启动性的好坏,主要有三个方面,即

启动电流尽可能的小,以减少对电网电压的冲击;启动转矩尽可能大;启动设备要简单、经济、操作方便。

1. 三相异步电动机的启动

(1) 三相异步电动机的启动方式。

1) 直接启动(又称全压启动)将电动机与具有额定电压的电网连接,使电动机启动运转称为直接启动(或全压启动)方式。采用直接启动时,其电动机的启动电流较大,如果负载较重或惯量较大时,启动时间将会较长,对电网的冲击较大。为了保证在电动机启动时,不致使电网电压有太大的波动,通常规定:电动机容量 7kW 以下的电动机;电动机启动时,电网的电压降不大于正常电压的 10%;有专用变压器供电,且不经常启动的电动机容量不大于变压器容量的 30%;经常启动的电动机的容量不大于变压器容量的 20%时,方可采用直接启动的方式。

2) 降压启动。如果异步电动机启动频繁或容量相对来说较大,为了减小它的启动电流,避免对电网的较大冲击,通常采用降压启动的方式。降压启动是在电动机启动时设法不加额定电压,而加一个较低的电压,当启动结束后,再加全压运行。降压启动由于降低了启动电压,也就减小了启动电流。因为力矩与电压的平方成正比,所以启动力矩也就减小了。故降压启动一般用于轻载或空载电动机的启动。

降压启动通常采用的措施有:

① 定子串电阻(或电抗)启动。如图 5-30 所示电路,在电源与电动机定子三相绕组之间串入电阻 R , K_1 为电源开关, K_2 为启动开关。合上 K_1 启动时, K_2 不应接

通,这时电源通过电阻 R 降压加到电动机定子绕组上,当启动结束后,电阻被短接,电机则可在额定电压下运行。

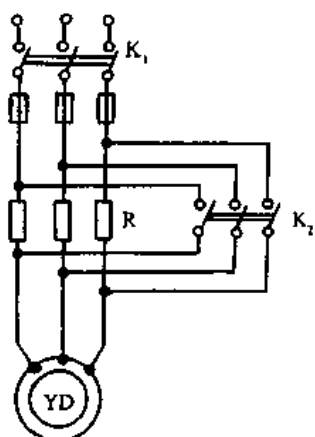


图 5-30 串电阻降压启动

② Y- Δ 换接启动。对于额定电压为 380V,采用 Δ 接法运行的电动机,在启动时应先让它接成 Y 形,待启动结束后再改接成 Δ 形,称为 Y- Δ 换接启动。

如图 5-31 所示为用三刀双投开关实现 Y- Δ 换接启动。

由图中可知,在合上 DK_1 开关后,再将 DK_2 投向启动位置(Y),此时三相绕组连成星形(D_1 、 D_2 、 D_3 分别与电源相连, D_4 、 D_5 、 D_6 连成一点)。此时各相定子绕组的电压为电源电压的 $\frac{1}{\sqrt{3}}$,线路电流为用 Δ 接法启动时的 $\frac{1}{3}$,启动转矩也仅是 Δ 接法的 $\frac{1}{3}$ 。启动完毕后将 DK_2 投向运行位置(Δ),三相绕组连成 Δ 形(D_1 、 D_6 、 D_2 、 D_4 、 D_3 、 D_5 分别连成三点与电源连接),电动机处于额定电压下运行。采用此种方法设备简单、动作可靠,因此在允许轻载或空载启动情况下得到广泛应用。

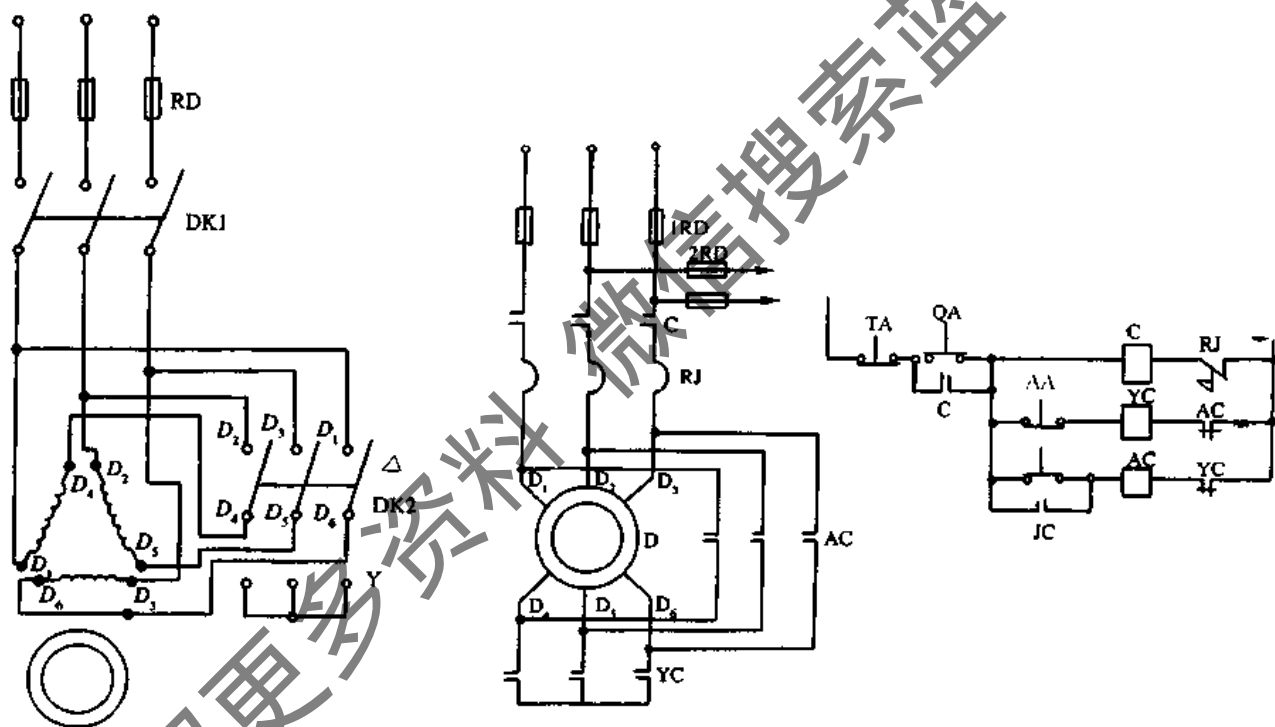


图 5-31 用三刀双投开关实现 Y- Δ 换接启动

采用按钮操作实现 Y- Δ 启动的电路见图 5-32。

当按下 QA 时, C 与 YC 吸合,主电路中相应触点闭合,电动机处于 Y 接法的启动状态。由于复合按钮 ΔA 对线圈 YC 与 ΔC 互锁,再加 YC 与 ΔC 的常闭触头对 ΔC 与 YC 互锁,又因复合按钮 ΔA 的常闭触点与 YC 串接,所以在 QA 按钮按下后通过 C 自锁只能使线圈 YC 工作而使电动机在 Y 接法启动。启动后为使电动机投入 Δ 接法运行,只须按下复合按钮 ΔA ,此时 YC 线圈失电,常闭辅助触点 YC 恢复原状,在 ΔA 的常开触点接通情况下,线圈 ΔC 接通并通过常开辅助触点 ΔC 自锁,这样电动机在主触点 YC 断开, ΔC 闭合下进入 Δ 接法正常运行。这时虽然放开按钮 ΔA 后常闭触点恢复原状,但在

图 5-32 用按钮操作的 Y- Δ 启动电路

线圈 YC 这一支路中常闭触点 ΔC 已断开,因此线圈 YC 与 ΔC 不可能同时工作。

任何三相异步电动机,它的每相定子绕组的额定电压为 380V,如在接线盒上有 6 根引出线端,运行时必须用 Δ 接法与三相电源相连的这类电动机才有可能采用 Y- Δ 启动法进行启动。

使用 Qx_1 系列手动空气式 Y- Δ 启动器可代替图 5-31 中的 DK_2 三刀双投开关,但它对所控制的电动机不具有任何保护作用。其主要技术数据见表 5-41。

Qx_3 系列自动 Y- Δ 启动器由三个 $CJ10$ 系列接触器、一个 $JR0$ 系列热继电器和一个双金属时间继电器组成。启动器在启动过程中,通过双金属时间继电器调整

表 5-43 QX₁ 系列手动空气式 Y-Δ 启动器技术数据

型号	容量等级 (380V kW)	触点额定电流 (A)	允许接通负载			允许分断负载			电源接线端允 许电流(A)
			电压(V)	电流(A)	cosφ	电压(V)	电流(A)	cosφ	
Qx1-13	13	16	380	16×4	≥0.4	380×0.25	16	≥0.4	26
Qx1-30	30	40	380	40×4	≥0.4	380×0.25	40	≥0.4	60

在 4~16s 内能自动将所控制的电动机定子绕组由星形连接启动后换接三角形连接。其中热继电器起过载保护

作用,其主要技术数据见表 5-44。

③ 自耦变压器启动。利用自耦变压器降低电动机

表 5-44 QX3 系列自动 Y-Δ 启动器主要技术数据

型号	可控制电动机的最大功率(kW)			引出线圈电压(V)		热元件		外形尺寸 高×宽×厚 (mm)	重量(kg)
	电压 380(V)	电压 500(V)	电压 220V(V)	50(Hz)	60(Hz)	额定电流 (A)	调节范围 (A)		
QX3-13/K	7.5	13	13	220	220	11	6.8~11	199×292×116	4.3
QX3-13/H						16	10~16		
QX3-30/K	17	30	30	380	380	22	14~22	279×316×167	7.5
						32	20~32		
QX3-30/H				500	440	45	28~45	308×365×178	10.6

定子绕组电压进行启动,称为自耦减压启动法,其启动线路原理见图 5-41。

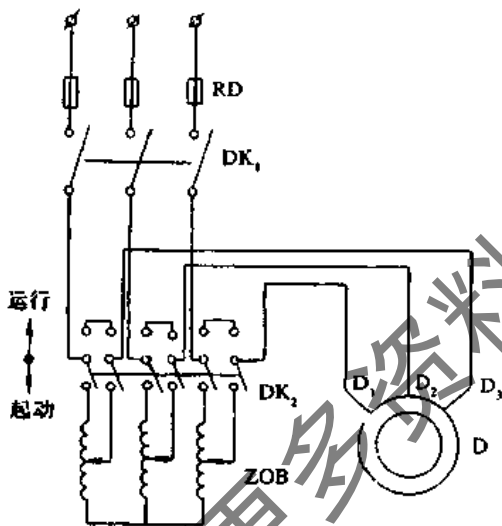


图 5-33 自耦减压启动原理图

启动时,将开关 DK2 推向启动侧,此时补偿器的高压侧与电源相接,低于电源电压的抽头点(低压侧)与电动机相连实现减压启动。待电动机达到一定转速时,将 DK2 迅速投向运行位置,此时电动机则处于全电压运行状态。

一般自耦减压启动器中的三相自耦变压器备有几个抽头,该点电压与电源电压之比 K 多为 0.65、0.8(也有的为 0.4、0.6、0.8) 由于使用减压启动时启动电流与启动转矩与 K^2 成正比,如选取 $K=0.8$ 启动,则启动电流将降低到全电压启动时的 64%,启动转矩则为全电压启动时的 64%。

QJ3 系列手动自耦减压启动器适合于 10~75kW 三相异步电动机作不频繁减压启动,它本身具有过载和失压脱扣等保护功能,其主触点是浸没在变压器油中。同时使用该启动器时一次或数次的启动的总时间不应超过规定的最大启动时间,如超过规定的启动时间后应等它充分冷却后方可再使用。其主要技术数据见表 5-45。

采用接触器与按钮操作的自耦减压启动的控制电路见图 5-34。图中的启动按钮 QA 与运行按钮 YA 均使用

表 5-45 QJ3 系列手动自耦减压启动器的主要技术数据

型号	220(kW)			380(kW)			440(V)			最大起 动时间 (s)	外形尺寸 (mm) 高×宽×厚
	控制电动 机功率 (kW)	额定工 作电流 (A)	热保护额 定电流 (A)	控制电动 机功率 (kW)	额定工 作电流 (A)	热保护额 定电流 (A)	控制电动 机功率 (kW)	额定工 作电流 (A)	热保护额 定电流 (A)		
QJ3-10				10	22	25	10	19	25	30	440×440×330
QJ3-14	8	29	32	14	30	32	14	26	32		
QJ3-17	10	37	40	17	38	40	17	33	40		
QJ3-20	11	40	45	20	43	45	20	37	15	40	

(续表)

型号	220(kW)			380(kW)			440(V)			最大启动时间 (s)	外形尺寸 (mm) 高×宽×厚
	控制电动机功率 (kW)	额定工作电流 (A)	热保护额定电流 (A)	控制电动机功率 (kW)	额定工作电流 (A)	热保护额定电流 (A)	控制电动机功率 (kW)	额定工作电流 (A)	热保护额定电流 (A)		
QJ3-22	14	51	63	22	48	63	22	42	63	40	500×480×340
QJ3-28	15	54	63	28	59	63	28	51	63		
QJ3-30				30	63	63	30	56	63		
QJ3-40	20	72	85	40	85	85	40	74	85	60	550×530×370
QJ3-45	25	91	120	45	100	120	45	86	120		
QJ3-55	30	108	120	55	120	160	55	104	160		
QJ3-75	40	145	160	75	145	160	75	125	160		

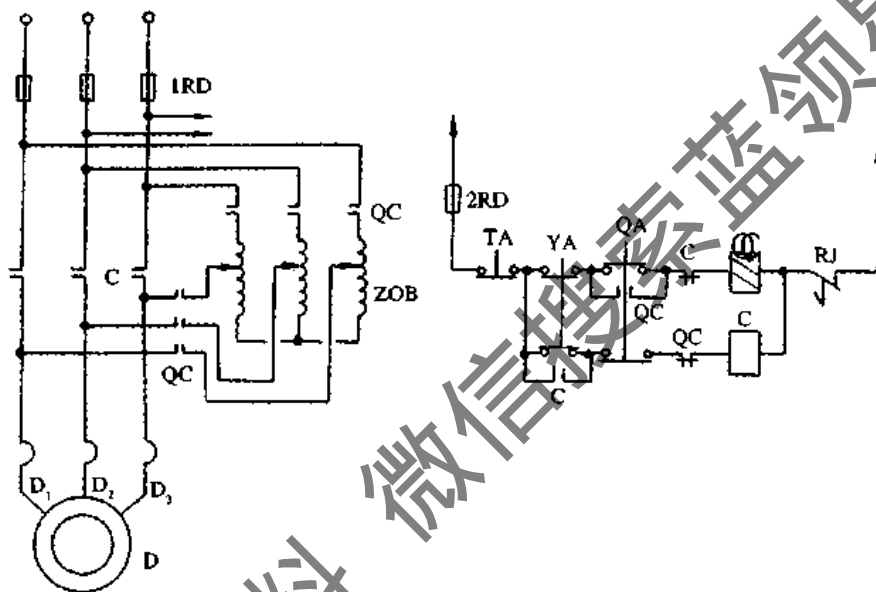

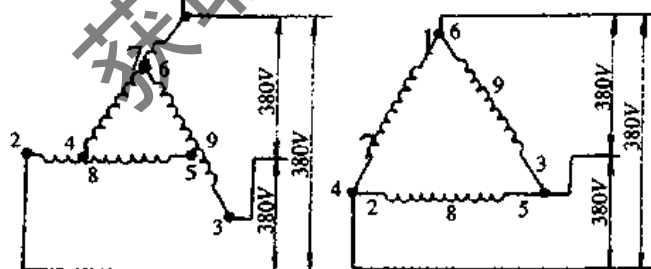


图 5-34 自耦减压启动控制电路

复合按钮,以防止线圈 QC 与 C 同时工作。图中  表示线圈 QC 是两个并联的接触器线圈,控制电路中的常闭触点 C 及 QC 起互锁作用,操作时必须先操作 QA 按钮。

XJ01 系列自耦减压启动箱由自耦变压器、交流接触器、中间继电器、热继电器、时间继电器等元件组成,用于 14~300kW 三相鼠笼式电动机的降压启动。



(a) △接法启动

(b) △接法运行

图 5-35 延边三角形绕组的连接

④ 延边三角形启动法。适用于做三角形联接运行的电动机,启动时将一部分定子绕组接成星形,另一部分接成三角形,用符号△表示。如图 5-35 所示。

采用延边三角形的启动过程中,延长边的阻抗占每相绕组的比例越大,则启动电压越低,启动电流越小,启动转矩也小。反之,则启动电压高,启动电流大,启动转矩也越大。

由控制电路图 5-36 可看出,当按下启动按钮 QA 时,C 吸合并自锁,主电路中电动机的引出线 D₁、D₂、D₃ 分别通过主触点 C 与电源接通。与此同时 C 也吸合,它的三对主触点闭合,并将 D₆ 和 D₇、D₄ 和 D₈、D₅ 和 D₉ 分别接通,电动机处于延边三角形启动。启动结束后,按下运转按钮 YA,则 C 同时断开而 YC 接通,主电路中的主触点 C 断开,YC 闭合并将 D₁ 和 D₆、D₂ 和 D₄、D₃ 和 D₅ 接通,电动机则为三角形连接并进入正常运行。

2. 三相异步电动机的启动、控制与保护

(1) 用开关类手控电器的直接开停电路。闸刀开关(DK)是一种手动控制电器。采用闸刀开关直接启动控制电动机的电路见下图(图 5-37)。根据有关的规定,除易燃、易爆、潮湿、腐蚀和有导电屑末飞溅的场所外,容量

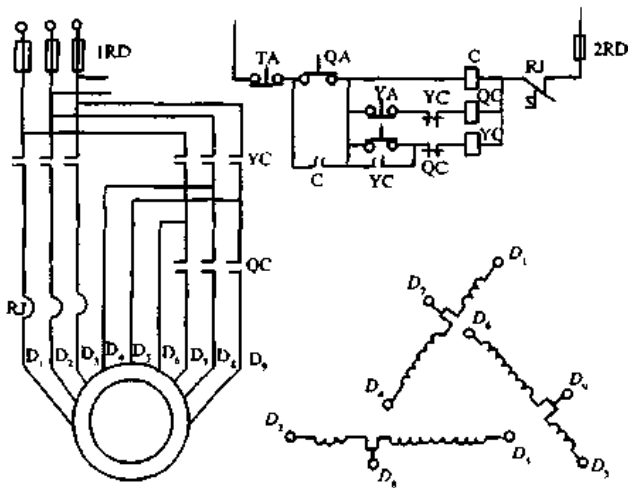


图 5-36 延边三角形启动控制电路

≤3kW 的电动机作不频繁的操作开关可用瓷底胶盖刀开关,但其额定电流应等于或大于电动机额定电流的 2.5 倍。这种开关结构简单,使用中应垂直安装且必须使刀片夹座置于上端与电源连接。

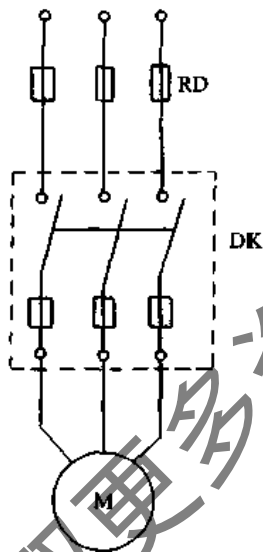


图 5-37 使用刀开关直接控制电机电路

HH 系列负荷开关(铁壳开关)是带有速断弹簧的刀开关,它的刀闸和熔断器串联在一起装在盒中,然后通过传动装置用手柄操作。其构造特点是当盒盖打开时不能合闸,因此较 HK 系列闸刀开关安全。适用于不频繁接通与断开负载电路中。

DZ5-20、DZ9-30 和 DZ10 自动空气断路器(简称自动开关或空气开关)是一种有线路故障时能自动切断和手动复位的保护电器,它有供选择的不同等级脱扣器作为电动机过载保护及短路保护作用。自动开关也是一种手动操作开关,它适用于不频繁直接启动电动机和作为线

路通、断及短路保护。

(2) 用接触器控制电器的直接停开电路。用开关类电器直接启动电动机,一般能满足与被拖动设备就近安装而能观察到设备运行情况的要求,但做不到频繁启动或远距离操作与自动控制的要求。使用接触器类控制电器的控制电路即可解决这方面的缺陷。

接触器是由触点、电磁铁和反作用力机构等主要部件组成。当有外加信号作用时使电磁铁通电,产生的电磁力吸合触点而接通电路。反之,信号消失时,电磁力也跟着消失,在反作用力机构的作用下触点迅速分开而切断电路。因此,可利用控制电磁铁线圈的通电和断电来操纵主电路,实现远距离的操作和自动控制。接触器的触点分与主电路连接的主触点及连接控制电路的辅助触点两类,在电磁铁的作用下,主、辅触点同时动作。在电磁铁未通电时,触点处于分开状态的称为常开(动合)触点,用符号 $\text{—}|$ 表示;处于闭合状态的称为常闭(动断)触点,用符号 $\text{—}|$ 表示。通常一个接触器只有一副常开的主触点和一对或数对常开、常闭辅助触点供控制电路使用。一般电磁铁线圈用符号 $\text{—}|$ 表示。常用的 CJ10 系列交流接触器适用于启动及控制交流电动机。

电气线路图是采用原理图形式表示的。图中每一电器的各个单独元件可以标示在不同地方,属于同一电器的各单独元件均用相同的字符和数字表示,同时所有电器触点均用电器处于没有任何动作(即静态)时的位置表示,如果电器产生动作,则与该电器有联系的元件同时或延时改变原来的状态。

图 5-38 是最常用的电动机单方向运转的基本控制电路。三相电源 A、B、C 通过主电路中的熔断器 1RD、接触器的触点 C 及热继电器的热元件 RJ 与电动机相接。控制电路由熔断器 2RD、停止按钮 TA、启动按钮 QA、接触器电磁线圈 C、接触器常开辅助触点 C 和热继电器常闭触点 RJ 组成。控制电路的电源由 2RD 的两端跨接在 1RD 下端任意两相上。由于此控制电路中的两端跨接在 1RD 下端的两相电源上,因此控制电路中所使用的电器元件均处于 380V 的电路中。如果控制电路的两端一端接电源的相线,另一端接中性线,则控制电路中

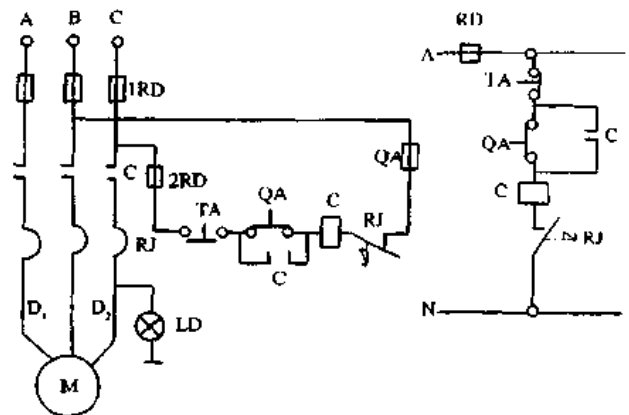


图 5-38 电动机的单向启动控制电路

的元件均处于 220V 的电路中,如图 5-38(b)所示。

由主电路中可看出,只要接触器主触点 C 闭合或断开,可使电动机启动或停止运转。而主触点的闭合与否取决于控制电路中接触器的电磁线圈 C 是否通电。从控制电路中可以看出,TA 和 RJ 均处于常闭状态,若按下 QA,则控制电路被接通,线圈 C 中有电流通过,主触点 C 闭合,电动机启动运转,因为控制电路中接触器的常开辅助触点 C 同时闭合,因此虽然放开 QA 后控制电路仍处于接通状态,这一动作称为自锁。在电动机启动后,按下停止按钮 TA,断开控制电路,线圈 C 失电,与接触器有关的触点均恢复到原来的位置,电动机停止转动。

对于大型、集中、多系统的空调系统多采用就地和集中的两地控制方式(也有的采用三地控制方式)如图 5-39

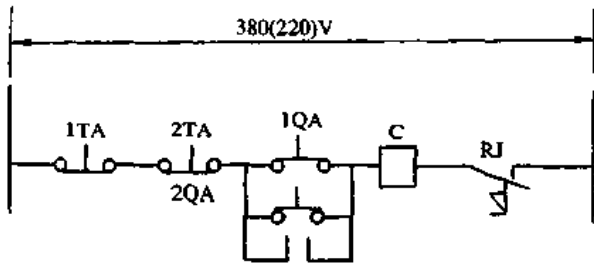


图 5-39 两地控制的控制电路部分

所示。此时只需控制电路中增加一对控制按钮 2TA 和 2QA,并且将 2TA 与 TA 串接,2QA 和 QA 并联,同时将一对控制按钮 2TA、2QA(或 TA、QA)置于现场,而另一对控制按钮 TA、QA(或 2TA、2QA)置于集中控制室内。

(3) 用接触器连锁的次序控制电路

对于双风机空调系统,且空调房间内有正静压要求时,系统在启动运行时,为了避免造成空调房间内负静压,则必须首先启动送风机,然后启动回风机;对于在风管中设有电加热器的空调系统,在系统启动时,则必须先启动送风机,然后才能使电加热器投入工作。一般在此情况下,控制电路中往往使送风机与回风机,或送风机与电加热器形成连锁的次序控制形式。

图 5-40 为送、回风机连锁和次序控制电路。在控制电路中,1CQ 和 2CQ 分别控制主电路中的送、回风机电机 M1 和 M2。为了使送风机工作前回风机无法工作,将控制电路中接触器 1CQ 的常开辅助触点 1CQ 串接在接触器电磁线圈 2CQ 回路中。这样只有在送风机运行时,1CQ 触点才能闭合,此时按下 2QA 使 2CQ 主、辅触点闭合,回风机才可能工作。在按下送风机停止按钮 1TA 时,送风机停止工作,同时接触器 1CQ 电磁线圈失电,主、副触点均断开。由于 1CQ 辅助触点的断开而使回风机的控制电路断开,接触器 2CQ 电磁线圈失电,2CQ 主、辅触点也断开,使回风机停止工作,达到了连锁的目的。

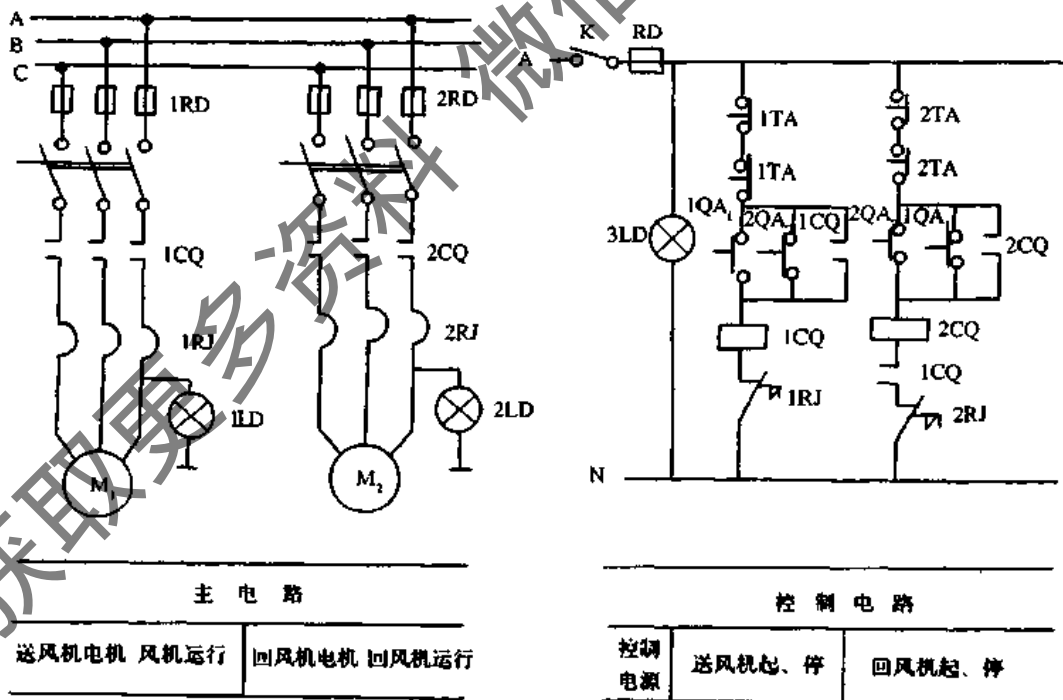


图 5-40 送、回风机的连锁及次序控制电路

3. 三相异步电动机的运行

电动机是空调系统的动力源,如果没有电动机的运行,空调系统的运行将是不可能的。对它在运行前的检查及运行中的监视是保证空调系统正常工作的前提。为了保证电动机正常运行,每台电动机在运行前必须进行下列检查:

(1) 机械检查。查看电动机外壳有无损坏,转动时,有无卡死或碰撞现象,轴承转动声音是否正常。如有故障应事先消除。

(2) 电气检查。电动机长久停用,新安装或检修后都必须用兆欧表测量绕组对机壳、绕组对绕组间的绝缘电阻应大于等于 $0.5M\Omega$ 。

(3) 接线检查。电动机定子绕组的接法应与铭牌所标示的一致,在接有启动或转换电器设备时则应同时检查其接线是否正确,各个接线端是否接紧,机壳、管线及有关的电气设备的接地保护是否良好。

(4) 对电动机的各种控制装置(保护装置、启动和停机自动装置,以及各种连锁装置)都应定期检查。一般情况下每年至少一次。

(5) 对电动机的通风和冷却设施应每周巡视检查两次。

(6) 对采取统一控制的多台电动机应检查连锁装置是否可靠。对遥控及多点控制的电动机应检查各控制点“起、停”信号是否正确,并检查相对应的连锁装置是否可靠。

(7) 电动机在运行中应注意检查的内容:

1) 电动机在运行中电流是否超过允许值,是否有突变现象,电压是否在允许范围内,波动是否过大。

2) 轴承是否过热,有无异常声音。

3) 电动机运行声音和振动是否正常,有无异常声音和气味。

4) 电动机各部位的温度是否合乎规定。

5) 使电动机经常保持清洁,防止油、水等污物进入电机内部而造成短路损坏。

4. 电动机的运行保护

由于电动机在运行中可能发生过载、短路等故障,同时在控制回路和设备中也可能出现短路故障。为了在故障出现时不产生人身和设备事故,必须对电动机与控制设备设置各种保护环节。一般在电力拖动中常设置下列几种保护环节。

(1) 短路保护。当电动机和控制设备发生短路故障时,为了不使过大的电流损坏设备,通常采用熔断器来实现短路保护。

(2) 欠压保护及零压保护。在电动机正常工作时,如果因为电源电压的消失使电动机停转,那么,在电源电压恢复时,电动机就可能自动启动。电动机的自动启动可能造成人身或设备事故。对电网来说,许多电动机同时自动启动也会引起不允许的过电流及电压下降。防止电压恢复时电动机自动启动的保护叫零压保护。

在电动机的运转过程中,电源电压过分的下降会导致电动机转速下降,甚至停止。同时当负载转矩一定时,电流就要增加。此外,由于电压的降低将会引起一些电

器(如接触器等)的自动释放,造成线路工作不正常,有时还可能造成事故。因此,当电源电压下降到最小允许的电压值时,需要将电源切断,这就是欠压保护。通常情况下采用电压继电器作为零压或欠压保护。

(3) 过载保护。为了避免电动机过载运行时产生过热而造成绝缘材料老化,使电动机寿命大大地缩短,甚至使电动机损坏,通常采用热继电器实现对电动机的长期过载保护。

5.4.12 电动机的检修与试验

1. 电动机的检修周期

电动机的检修周期应根据所使用场所的环境条件,电动机的形式及运行情况确定。一般情况下,大修周期为1~2年,小修周期为0.5~1年。环境良好的场所,检修周期可适当延长。

2. 电动机的小修内容

(1) 清除电动机的外部灰尘及油垢。

(2) 检查电动机的润滑情况,补换润滑油剂。

(3) 检查润滑整流子,调整或更换电刷。

(4) 紧固各部螺丝,检查电动机外壳的接地线是否良好。

(5) 遥测绝缘电阻。

(6) 检查引出线的连接及包扎绝缘情况是否良好。

(7) 检查和清扫电动机启动与控制设备,检查操作的标示字样是否清楚,必要时可重新描绘。

3. 电动机的大修内容

(1) 电动机解体,清除内部污垢。

(2) 检查定子线圈的绝缘情况以及槽楔是否松动,线圈匝间有无短路、烧毁痕迹,若有烧痕应重新检修绕组。

(3) 检修通风和冷却系统。

(4) 检修铁芯有否松动及转子摩擦痕迹,必要时应做绝缘处理,刷漆、干燥、焊接、绑扎、紧固等。

(5) 检查转子鼠笼(或线圈)有无断裂,转子平衡块及风扇螺丝情况。

(6) 高压电动机的保护装置的检查、调整及试验。

(7) 电动机的组装、喷漆防腐。

(8) 测量电动机线圈及启动装置的直流电阻,将结果与前次测得的结果或制造厂资料进行比较,差值不应超过2%(测出的电阻值按下式换算成同一温度值)。

$$R_2 = R_1 \cdot \frac{235 + t_2}{235 + t_1} \quad (5-40)$$

式中 R_1 ——温度为 t_1 时测出的电阻;

R_2 ——换算为 t_2 温度时的直流电阻。

4. 交流电动机大修后的试验

(1) 交流电动机大修后的试验项目:

1) 绝缘电阻和吸收比的测量(500kW 以上应做吸收比)。

2) 定子绕组的交流耐压(40kW 以下可遥测绝缘电阻)。

3) 绕线式电动机转子绕组的交流耐压。

4) 转子绑线的交流耐压(可用2500V 遥测表遥测绝缘电阻)。

- 5) 定子绕组的直流电阻。
- 6) 启动电阻器的绝缘电阻。
- 7) 启动电阻器的交流耐压。
- 8) 启动电阻器的直流电阻。
- 9) 定子绕组的极性。
- 10) 空载试验。

(2) 对于运行中的电动机,若测得绕组绝缘电阻值与前次比较(换算至同一温度情况)降低 50% 及以上时,则应做耐压试验。

(3) 电动机在运行中,要更换电动机的控制和启动设备时,应先将各接点处油保护层清除,防止运行后粘连,影响动作。

5.4.13 电动机运行中常见异常与故障处理

1. 三相异步电动机在运行中常见的异常与故障

(1) 当电动机启动时,将开关合闸后,电动机不转动而只发出嗡嗡响声,或者不能达到正常的转速。这种异常现象的原因可能有:

1) 缺相(即定子回路中一相缺电),产生缺相的原因可能是:三相电源负荷不平衡,一相负载过大而造成熔断器熔断,或由于电缆头、隔离开关、熔断器的一相接触不良,或一相断开(包括定子绕组一相断路),或由于接触器主触头由于某一相上油保护层未擦拭干净而接触不良造成缺相。

2) 转子回路断线或接触不良(鼠笼式转子铜或铝条和端环间的连接破坏,绕线式转子绕组焊头熔断,引线与滑环的连接破坏,电刷有毛病,启动装置回路断开等)。

3) 电动机或拖动的泵、风机、压缩机等被卡住。

4) 定子绕组接线错误(如三角形误接为星形,星形的一相接反等)。

(2) 三相异步电动机在启动或运行时,电动机内出现火花或冒烟,其可能的原因如下:

1) 中心不正或轴瓦受到磨损,使转子和定子发生相碰,俗称扫膛。

2) 鼠笼式转子的铜(铝)条断裂或接触不良。

(3) 新安装或检修后的电动机启动时短路或过负荷装置动作,可检查如下项目:

1) 被电机拖动的运转设备发生机械故障。

2) 电动机或电缆内发生短路。

3) 绕线式电动机启动时滑环短路或变阻器不在启动位置。

4) 短路保护装置整定的动作电流太小,过负荷保护装置的时限不够。

(4) 运行中电动机声音突然发生变化,电流表所指示的电流值上升或降低至零,其原因可能是:

1) 定子回路中一相断电;

2) 系统电压下降;

3) 绕组匝间短路;

4) 被驱动的运转设备发生故障。

(5) 运行中的电动机电流指示发生周期性的变化,其原因是:

1) 鼠笼式转子铜(铝)条损坏;

2) 绕线式转子绕组焊头损坏;

3) 绕线式电动机的滑环短路装置或变阻器接触不良。

(6) 电动机发生剧烈振动,其原因可能是:

1) 电动机和所驱动的机械之轴线不同心;

2) 机组失去平衡(包括所带动机械转动部分和电动机转子);

3) 转动部分与静止部分发生摩擦;

4) 轴承损坏或轴颈磨损;

5) 联轴器及联接装置损坏;

6) 所驱动的运转机械设备损坏;

7) 鼠笼式转子端环有裂纹或与铜(铝)条接触不良;

8) 电动机转子铁芯损坏或松动,转轴弯曲或开裂;

9) 电动机某些零件(如轴承、端盖、冷却风叶等)松弛、断裂、或电动机底座和基础的连接松动;

10) 电动机定子、转子空气间隙不均匀并超过规定值,为了查明电动机振动的原因,必须先将联轴器拆开,使电动机空载启动。如果电动机在空载时即有很大的振动,则说明振动是由电动机本身引起的。

(7) 轴承过分发热,其故障原因如下:

1) 供油不足,滚动轴承油脂不足或太多;

2) 用油不清洁,油太浓,油中有杂质及水、润滑油种类不对;

3) 传动皮带拉得过紧,轴承盖压得过紧,轴瓦面刮得不好,轴承的间隙太小(一般发生在安装或检修过后);

4) 电动机的轴或轴承倾斜(通常发生在安装或检修之后);

5) 中心不正或弹性联轴器的凸齿工作不均匀;

6) 滚动轴承内部磨损;

7) 轴承有电流通过,轴颈磨蚀不光滑,轴瓦合金熔解等;

8) 转子不在磁场中心,引起轴向窜动,轴承敲击或轴承受挤压。

2. 三相异步电动机的故障处理

三相异步电动机在发生上述有关的运行异常及故障时,对运行人员来讲应立即停止电动机的运行,切断电源并同时向有关人员汇报情况,由专业人员进行检查并处理。待故障排除或修复后方可投入运行,以免造成更大的设备事故和人身事故。

5.5 通风、空调管路中的调节分配机构——风管阀门

风管路中常用的阀门按其使用性质不同,常可分为调节阀、开关阀和防火阀。

5.5.1 常用的风量分配调节阀

风管调节阀是为空调或通风系统中各风管支路或风机入口或风机出口处所通过的风量调节的机构。这种阀门一般仅在系统风量调试中进行系统风量平衡时使用,之后,就不再需要调整了。这种阀门在系统或支管路中是依靠调节空气通过此处的阻力来实现的,它只要求阀门在调整后阀门的开启度不变。一般多为手动阀门。

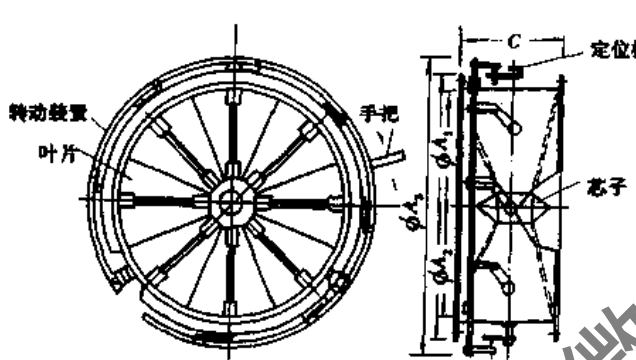
另一类调节阀是在空调或通风系统中需经常调节的阀门,如空调系统中按不同的空气处理方式需经常调节新风、回风、一次回风、二次回风或排风等空气量所使用的新风调节阀、回风调节阀、一次回风调节阀、二次回风调节阀、送风调节阀和排风阀等。这些阀一般是在手动阀的基础上配以适当的执行器(电动执行机构或气动执行机构等),使调节阀在系统运行中通过有关的调节器来调节执行机构的行程以达到调节所通过的空气量。

1. 离心式通风机圆形瓣式启动调节阀(T301-5)

此种阀门有钢制外壳、叶片、滑杆、定位板、手把(或执行机构连杆)等组成。可用于4-62、4-72、9-55、9-57型的4~20°风机。如果用于防爆风机时叶片材料应为铝板,轴承用青铜。该阀既可以做风机启动阀用也可作风量调节阀。

离心式通风机圆形瓣式启动、调节阀尺寸见表5-46。

表 5-46 离心式通风机圆形瓣式启动阀尺寸表

筒 图	型号	ϕA_1	ϕA_2	ϕA_3	C	叶片数	重量(kg)	
	1	400	460	510	320	6	15.06	
	2	420	470	530	330		16.02	
	3	450	515	560	350		17.59	
	4	455	510	566	350		17.37	
	5	500	572	610	380		20.23	
	6	520	585	630	390		20.31	
	7	550	622	666	400		22.23	
	8	585	650	696	420		22.94	
	8	9	600	635	713	330	29.67	
		10	620	670	733	350	28.65	
		11	650	710	769	360	30.21	
		12	715	785	834	390	35.37	
		13	750	835	868	400	38.29	
		14	780	866	898	410	41.55	
		15	800	910	918	420	43.21	
		16	840	908	958	440	42.38	
		17	900	1008	1018	460	54.80	
		18	910	996	1028	470	53.25	
		12	19	1000	1110	1130	340	63.93
			20	1040	1129	1170	370	63.48
			21	1170	1259	1300	400	72.57
			22	1200	1330	1340	410	82.68
			23	1250	1320	1380	420	84.50
			24	1300	1412	1430	440	89.16

2. 矩形风管三通调节阀(T306-1、T306-2)

矩形风管三通调节阀常用于矩形直通三通管、裤叉管处作风量分配用。不适用于直角三通管。分手柄式和拉杆式两种。

手柄式要求支管宽度 $A_2 = 130 \sim 400\text{mm}$, 风管高度 $H \geq 400\text{mm}$, 管内风速 $\leq 8\text{m/s}$; 拉杆式三通调节阀要求支管宽度 $A_2 = 130 \sim 600\text{mm}$, 风管高度 $H \geq 600\text{mm}$, 管内风速 $\leq 8\text{m/s}$ 。

矩形风管三通调节阀结构如图5-41及图5-42。

3. 密闭式对开多叶调节阀(手动、电动)(T308-1)

此种调节阀叶片为菱形双面叶片,其启闭转动角度为 90° 。阀门为密闭结构,全闭时漏风量为20%左右。该种阀门在各种开启下的阻力主要与阀门类型有关(如叶片是对开式还是顺开式)与阀门的结构情况(如叶片数、阀门的大小、阀门的密闭情况等)也有关。此种阀既可做风量调节阀,也可以作为风机启动阀用。

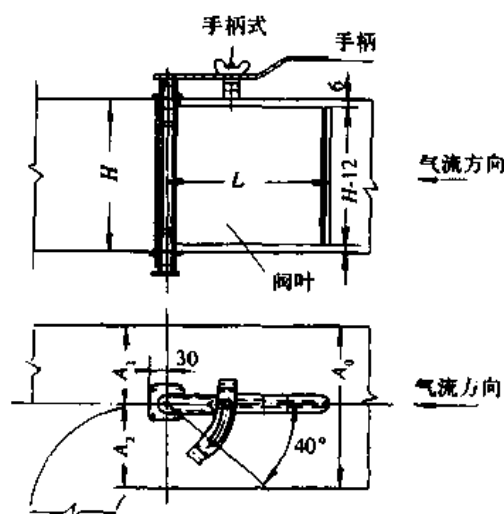


图 5-41 矩形风管三通调节阀(手柄式)结构图

拉杆式

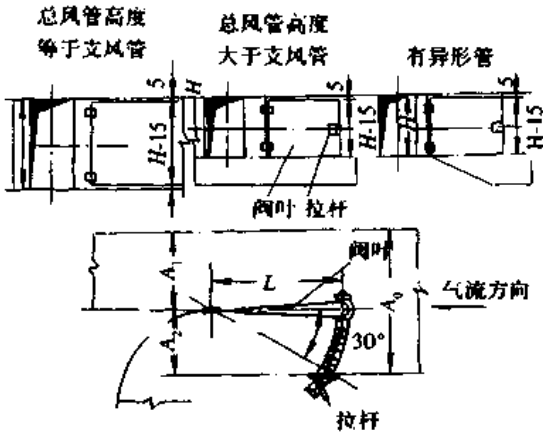


图 5-42 矩形风管三通调节阀(拉杆式)结构图

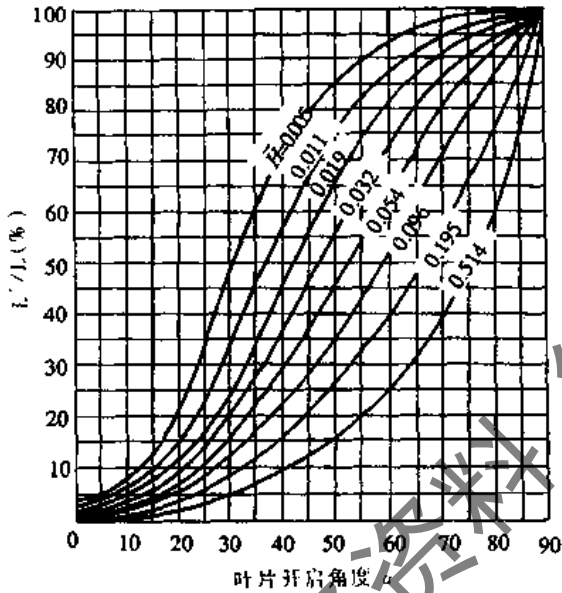


图 5-43 密闭对开多叶阀特性曲线

对开多叶调节阀的阻力系数见表 5-47。

表 5-47 对开多叶调节阀的阻力系数

叶片开启角度	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°	0°
密闭阀	0.107	0.471	1.232	2.96	7.4	21	61	145	7500	4000
非密闭阀	0.3	1.2	3.4	8.6	19	42	90	200	590	2600

密闭对开多叶调节阀的特性曲线见图 5-43, 非密闭对开多叶调节阀的性能曲线见图 5-44。

密闭对开多叶调节阀的尺寸见表 5-48。

从对开多叶调节阀的特性曲线可知, 对开时 $\bar{H} = 0.03 \sim 0.05$ 时, 阀门接近线性(在常用调节范围内), 顺开阀当 $\bar{H} = 0.08 \sim 0.2$ 时接近线性。因此当阀门的调节管段阻力较大时, 一般使用对开调节阀, 调节管段阻力小时一般使用顺开调节阀较为理想。

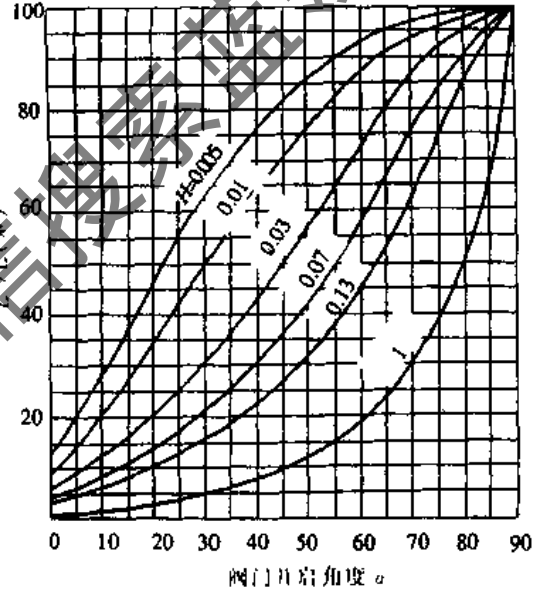
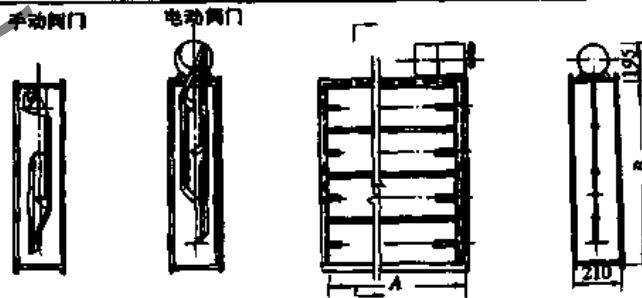


图 5-44 对开多叶阀特性曲线(非密闭的)

表 5-48 密闭式对开多叶调节阀(手动、电动)尺寸(mm)



型号	A × B	叶片数 n	重量(kg)	型号	A × B	叶片数 n	重量(kg)
1	160 × 320	2	8.9(14.4)	5	400 × 320	2	11.7(17.2)
2	200 × 320	2	9.5(14.8)	6	500 × 320	2	12.7(18.3)
3	250 × 320	2	9.8(15.4)	7	630 × 320	2	14.7(20.3)
4	320 × 320	2	10.5(16.1)	8	800 × 320	2	17.3(22)

(续表)

型号	A×B	叶片数 n	重量(kg)	型号	A×B	叶片数 n	重量(kg)
9	1000×320	2	20.2(25.8)	26	250×630	4	16.1(21.5)
10	200×400	2	10.6(16.1)	27	630×630	4	22.8(28.3)
11	250×400	2	11.1(16.7)	28	800×630	4	33.1(38.6)
12	400×400	2	13.1(18.6)	29	1000×630	4	37.9(43.4)
13	500×400	2	14.2(17.7)	30	1250×630	4	45.5(51.0)
14	630×400	2	16.5(22.0)	31	1600×630	4	57.7(63.2)
15	800×400	2	19.1(24.7)	32	800×800	4	37.9(43.3)
16	1000×400	2	22.4(27.9)	33	1000×800	4	43.1(48.6)
17	1250×400	2	27.4(32.9)	34	1250×800	4	52.1(57.5)
18	200×500	3	12.8(18.3)	35	1600×800	4	65.4(70.8)
19	250×500	3	17.4(18.9)	36	2000×800	4	75.5(81.0)
20	500×500	3	16.7(22.3)	37	1000×1000	6	51.1(56.5)
21	630×500	3	19.3(24.8)	38	1250×1000	6	61.4(66.8)
22	800×500	3	22.4(27.9)	39	1600×1000	6	76.8(82.1)
23	1000×500	3	25.9(31.4)	40	2000×1000	6	88.1(93.4)
24	1250×500	3	31.6(37.1)	41	1600×1250	8	90.4(95.8)
25	1600×500	3	50.8(56.3)	42	2000×1250	8	103.2(108.5)

注: 1. 表中括号数字为电动阀门重量(包括电动执行器)。

2. 连接尺寸 A<800 法兰边宽 25;
 1600>A≥800 法兰边宽 30;
 A≥1600 法兰边宽 40。

5.5.2 开关阀

在通风空调系统中,用于风路系统中仅启开关作用的阀门。如最小新风阀、系统风机的启动阀,这种阀门要

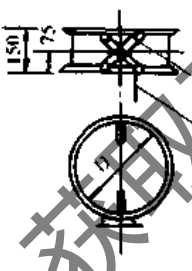
(1) 圆形蝶阀:

求全开时阻力小,全关时应严密,有些还需要保温阀。一般多采用多叶密闭阀,风管较小时也可采用蝶阀。

常用的蝶阀见表 5-49~5-54。

1. 拉链式钢制蝶阀

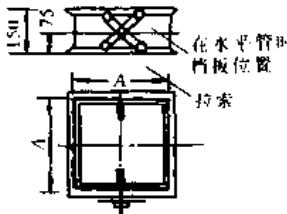
表 5-49 圆形蝶阀尺寸(T302-1~2)

简图	型号	D(mm)	总量(kg)		型号	D(mm)	总量(kg)	
			非保温	保温			非保温	保温
	1	200	3.63	3.65	10	580	16.07	13.78
	2	220	3.93	4.17	11	630	18.55	15.65
	3	250	4.40	4.67	12	700	22.54	19.32
	4	280	4.80	5.22	13	800	26.62	22.49
	5	320	5.78	5.92	14	900	32.91	28.12
	6	360	6.53	6.68	15	1000	37.66	31.77
	7	400	7.34	7.55	16	1120	45.21	38.42
	8	450	8.37	8.51	17	-	-	-
	9	500	13.22	11.32	18	-	-	-

注: 非保温圆形蝶阀图号为 T302-1,保温圆形蝶阀图号为 T302-2。

(2) 方形蝶阀:

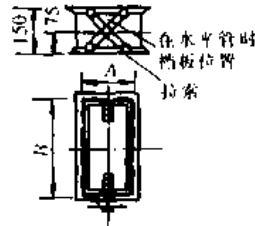
表 5-50 方形蝶阀尺寸(T302-3~4)

简图	A × A (mm)	总重(kg)		A × A (mm)	总重(kg)	
		非保温	保温		非保温	保温
	120 × 120	3.04	3.20	400 × 400	10.07	10.28
	160 × 160	3.78	3.97	500 × 500	19.14	16.70
	200 × 200	4.54	4.78	630 × 630	27.08	23.63
	250 × 250	5.68	5.85	800 × 800	37.75	32.67
	320 × 320	7.25	7.44	1000 × 1000	49.55	42.42

注: 非保温方形蝶阀图号为 T302-3, 保温方形蝶阀图号为 T302-4。

(3) 矩形蝶阀:

表 5-51 矩形蝶阀尺寸(T302-5~6)

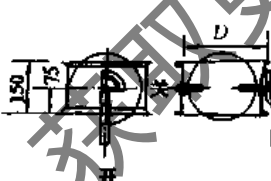
简图	A × B	总重(kg)		A × B	总重(kg)	
		非保温	保温		非保温	保温
	200 × 250	5.17	5.33	320 × 500	14.18	12.64
	200 × 320	5.85	6.03	320 × 630	17.44	15.55
	200 × 400	6.68	6.87	320 × 800	22.43	20.07
	200 × 500	8.74	9.96	400 × 500	15.74	13.95
	250 × 320	6.45	6.64	400 × 630	19.27	17.09
	250 × 400	7.31	7.51	400 × 800	24.58	21.91
	250 × 500	10.58	10.81	500 × 630	21.56	18.97
	250 × 630	13.29	13.53	500 × 800	27.40	24.20
	320 × 400	12.46	11.19	630 × 800	30.87	27.12

注: 非保温矩形蝶阀图号为 T302-5, 保温矩形蝶阀图号为 T302-6。

2. 手柄式钢制蝶阀

(1) 圆形蝶阀:

表 5-52 圆形蝶阀尺寸(T302-7)

简图	型号	D(mm)	重量(kg)	型号	D(mm)	重量(kg)
	1	100	1.95	9	280	6.22
	2	120	2.24	10	320	7.06
	3	140	2.52	11	360	7.94
	4	160	2.81	12	400	8.86
	5	180	3.12	13	450	10.65
	6	200	3.43	14	500	13.08
	7	220	3.72	15	550	14.80
	8	250	4.22	16	630	18.51

(2) 方形蝶阀:

表 5-53 方形蝶阀尺寸(T302-8)

简图	A × A (mm)	重量(kg)	A × A (mm)	重量(kg)
	120 × 120	2.87	320 × 320	2.08
	160 × 160	3.61	400 × 400	9.90
	200 × 200	4.37	500 × 500	17.70
	250 × 250	5.51	630 × 630	25.31

(3) 矩形蝶阀:

表 5-54 矩形蝶阀尺寸(T302-9)

简图	A × B (mm)	重量(kg)	A × B (mm)	重量(kg)
	200 × 250	4.98	320 × 500	13.85
	200 × 320	5.06	320 × 630	17.11
	200 × 400	6.49	320 × 800	22.10
	200 × 500	9.55	400 × 500	15.41
	250 × 320	6.26	400 × 630	18.94
	250 × 400	7.12	400 × 800	24.25
	250 × 500	10.39	500 × 630	21.23
	250 × 630	13.10	500 × 800	27.07
	320 × 400	12.13	630 × 800	30.54

5.5.3 防火阀

防火阀是一种常开型风道阀门,一旦发生火灾时,用于切断风管内的空气,可以防止火焰的蔓延以及避免造成风助火势的火上加油的状态,扩大灾情。

1. 方、矩形风管防火阀(T356-2)

方、矩形风管防火阀用于通风及空调系统中,一旦发

生火灾能切断气流,防止火灾的蔓延。此种防火阀用于水平气流风道中的方、矩形风管上,其中装有一套信号及连锁装置,当管道内空气温度达到熔点温度时,易熔片熔断,阀门自动关闭,风机停止运转并发出信号。当此型风阀用于垂直气流的风道中时,易熔片一端必须向关闭方向倾斜约 5°,以便于下落关阀。

方、矩形风管防火阀尺寸见表 5-55。

表 5-55 方、矩形风管防火阀尺寸(mm)

简图	型号	风管尺寸 A × B
	I	320 ~ 500 × 320 ~ 500
	II	630 ~ 800 × 600 ~ 800
	III	1000 ~ 1320 × 1000 ~ 1200

此种防火阀分为左式和右式,以人的视线顺着气流的方向观察,检查门在左侧的即为左式,如在右侧即为右式。

2. 圆形风管防火阀(T356-1)

圆形风管防火阀的功能、作用原理以及安装注意事项同1.,其有关尺寸见表5-56。

表 5-56 圆形风管防火阀尺寸(mm)

简图	型号	D
	I	φ360~φ560
	II	φ630~φ1000
	III	φ1120~φ1600

3. ZFYH 及 ZFH 防烟防火阀(北京自动化七厂生产)

(1) ZFYH 及 ZFH 防烟防火阀的特点。

1) ZFYH 型自动关闭防烟防火阀及可调式自动防烟防火阀,适用于设有烟(或温)感探测器和火灾自动报警装置的通风和空调系统内。火灾时,电气信号或管道内气流温度升高(70℃)均可使阀门迅速关闭,切断气流通道,防止火灾蔓延。

2) ZFH 型自动关闭防火阀及可调式自动关闭防火阀,用于安装在排烟系统内,当管道内烟气温度达到 280℃ 即可迅速关闭。

(2) 结构及工作原理。

1) 结构。ZFYH 型防烟防火阀及可调式防烟防火阀,ZFH 型防火阀及可调式防火阀,由自动关闭装置和阀门本体两部分组成。自动关闭装置有 7 种形式:W、KTW、DT、KT-DT、DTW、KT-DTW 及 DTS 型。阀门本体有两种形式:矩形阀门和圆形阀门。

2) 工作原理。

① W 型操作装置(见图 5-45)。

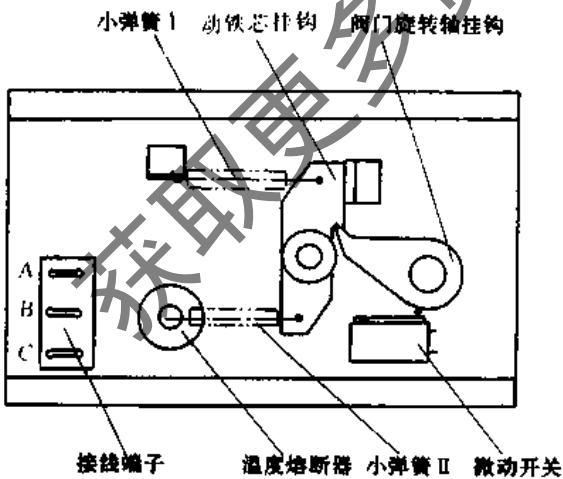


图 5-45 W 型操作装置

自动关闭:W 型自动操作装置是通过温度熔断器来控制阀门的动作。当管道内气流温度高到预定的温度(70℃、280℃)后,温度熔断器的易熔片断开,其芯杆上挂

着的小弹簧 II 脱落,使动铁芯挂钩与阀门叶片旋转轴挂钩脱开,阀门叶片受弹簧力作用而迅速关闭。同时微动开关动作,接通阀门动作显示线接点,以供联动相关消防设备。有的也可通过手动拉线使阀门关闭。

手动复位:复位时首先更换温度熔断器上的易熔片,然后将小弹簧 II 挂在芯杆上,再将复位把手沿反时针方向旋转 90°,装置内动铁芯挂钩与阀门叶片旋转轴挂钩在小弹簧作用下相啮合,并使阀门叶片旋转轴固定,阀门叶片维持在开启状态,同时微动开关复位,使阀门处于工作状态。

② KT·W 型操作装置(见图 5-46)。KT·W 型操作装置是在 W 型操作装置的基础上增加风量调节装置,风量调节装置是将阀门叶片角度 90° 进行五等分,进行风量调节。其工作原理与 W 型操作装置相同。

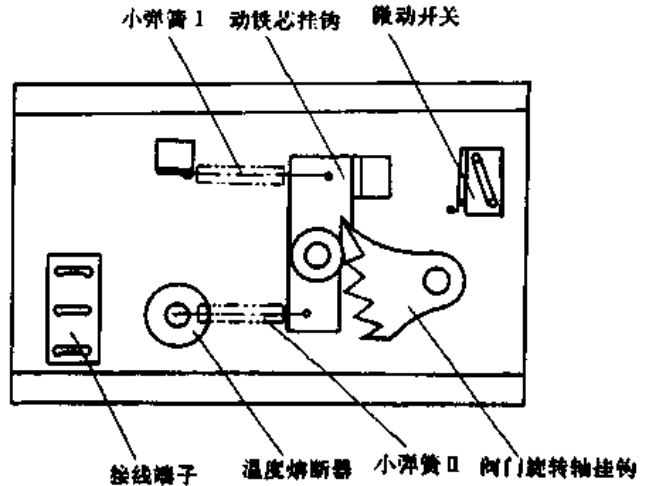


图 5-46 KT·W 型操作装置

③ DT 型操作装置(见图 5-47)。自动关闭(或开启):DT 型操作装置是通过电磁铁的吸合动作使阀门自动关闭(或开启),火灾时自动操作装置接受烟(温)感探测器通过火灾自动报警装置发来的电信号(直流 24V)或远距离操作系统发来的电信号(直流 24V)后,电磁铁线圈通电,动铁芯吸合,使动铁芯挂钩与阀门叶片旋转轴挂

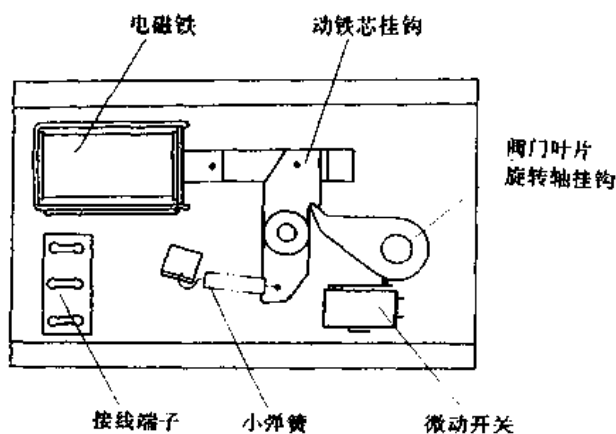


图 5-47 DT 型操作装置

钩脱开, 阀门叶片受弹簧力作用而迅速关闭(或开启)。同时微动开关动作, 切断电磁铁电源, 并接通阀门动作显示线接点, 以供联动相关消防设备。也可通过手动拉线使阀门关闭(或开启)。

④ KT·DT 型操作装置(见图 5-48)。KT·DT 型操作装置是在 DT 型操作装置的基础上, 增加风量调节装置而成, 风量调节装置是将阀门叶片角度 90° 五等分, 进行风量调节。其工作原理与 DT 操作装置相同。

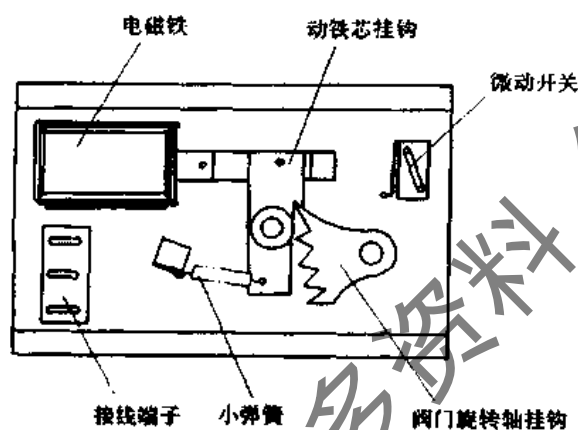


图 5-48 KT·DT 型操作装置

⑤ DTW 型操作装置(见图 5-49)。DTW 型操作装置是在 DT 操作装置的基础上增加温度熔断器。因此它既可以接受外来电气信号(直流 24V)使阀门自动关闭, 也可以通过温度熔断器感受管道内气流温度而使阀门自动关闭, 其动作原理与 DT 型、W 型相同。

⑥ KT·DTW 型操作装置(见图 5-50)。KT·DTW 型操作装置也是 DTW 操作装置的基础上增加风量调节装置而成。

⑦ DTS 型操作装置(见图 5-51)。DTS 型操作装置而现场手动关闭(或开启)装置和自动关闭(或开启)装置组成。阀门本体由控制钢丝绳绳连接, 操作装置安装在现场墙上, 电源及联动信号导线接至操作装置内。

自动关闭(或开启): 火灾时, 自动操作装置接受烟(温)感探测器通过火灾自动报警装置发来的电信号(24V 直流)或远距离操纵系统发来的电信号(24V 直流)

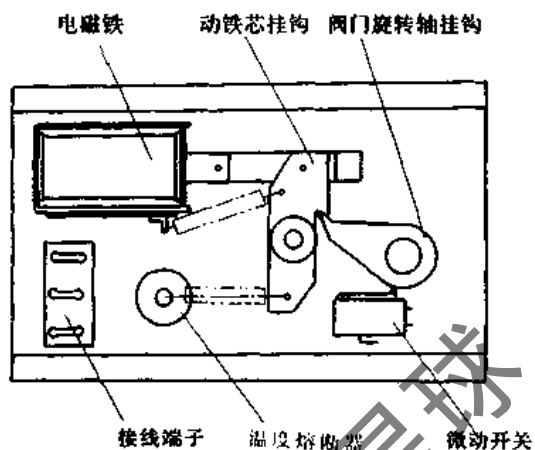


图 5-49 DTW 型操作装置

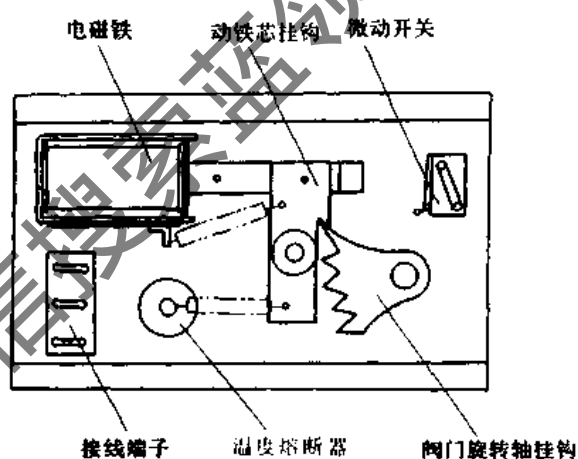


图 5-50 KT·DTW 型操作装置

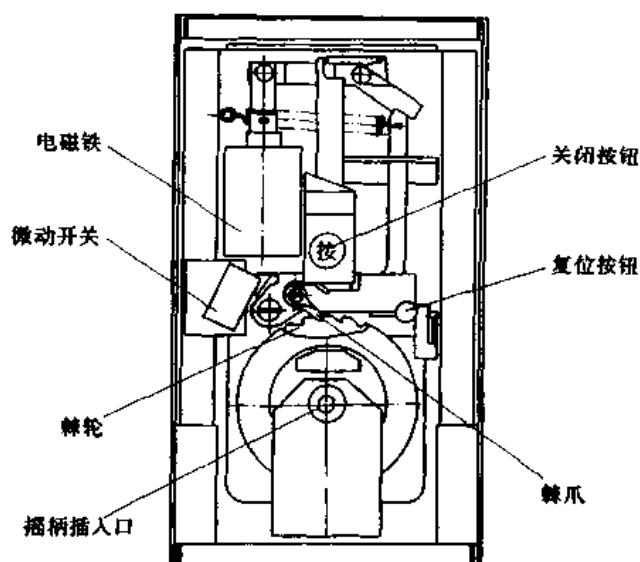


图 5-51 DTS 型操作装置

后, 电磁铁线圈通电, 动铁芯吸合, 通过杠杆作用棘轮, 棘爪脱开, 依靠阀门上的弹簧力, 棘轮反时针旋转, 卷绕在滚筒上的钢丝绳释放, 阀门叶片关闭(或开启)。同时微

动开关动作,切断电磁铁电源,并将阀门动作显示线接点接通,以供联动相关消防设备。

阀门也可以现场手动操作。当火灾发生时,拉开操作装置面板上的夜明塑料盖,按下红色关闭(或开启)按钮,即可实现上述同样动作。

手动复位:按下蓝色复位按钮,使棘爪复位,将摇柄

插入卷绕滚筒的插入口,按顺时针方向摇动摇柄,钢丝绳即被拉回卷绕在滚筒上,直至阀门开启(或关闭)为止。同时微动开关复位。

(3) 阀门的外形尺寸。

1) 矩形阀体的外形及外形尺寸见图 5-52 和表 5-57。

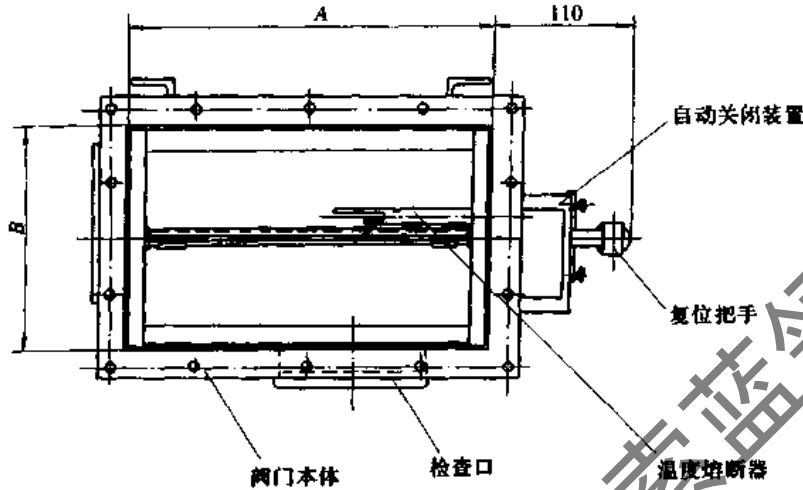


图 5-52 矩形阀门外形

表 5-57 矩形阀体外形尺寸

序号	阀门宽度 A(mm)					阀门高度 B(mm)	阀门长度 L(mm)	叶片数量
	160	200	250	320	400			
1	160	200	250	320		160	400	1
2	200	250	320	400		200	400	1
3	250	320	400	500		250	400	1
4	320	400	500	630	800	320	400	2
5	400	500	630	800	1000	400	400	2
6	500	630	800	1000	1250	500	400	3
7	630	800	1000	1250		630	400	3

2) 圆形阀体的外形及外形尺寸见图 5-53 及表 5-58。

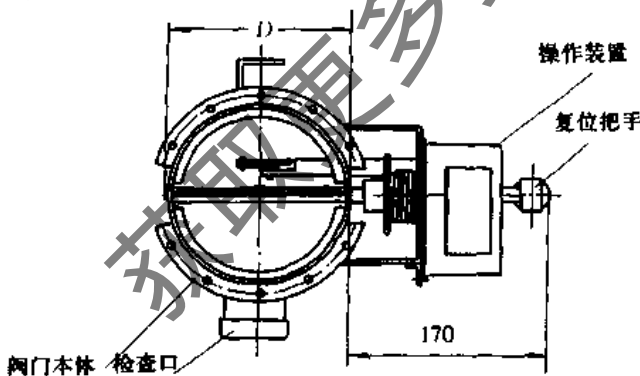


图 5-53 圆形阀门外形图

表 5-58 圆形阀体外形尺寸

阀门直径 D(mm)	160	200	250	320	400	450	500
阀门长度 L(mm)	320	340	370	400	440	470	520

(4) 操作装置的主要技术数据

1) W 型、KT·W 型操作装置见表 5-59。

表 5-59 W 型 KT·W 型操作装置技术数据

温度熔断器易熔片熔断温度(℃)	70 ± 2, 280
微动开关接点容量	AC380V 3A
外形尺寸(mm)	226 × 134 × 70

2) DT 型、KT·DT 型及 DTW 型、KT·DTW 型操作装置技术数据见表 5-60。

3) DTS 型操作装置。

DTS 型操作装置的技术数据见表 5-61。

(5) 使用维护。

1) 应定期检查阀门动作情况是否灵敏、可靠、叶片所处位置是否正确及有无变形等。当阀门通以电信号或手动操作后,阀门不能动作时,应按下列顺序进行检查:

① 操作装置。电磁铁检查:电源是否接通,行程是否正确,动铁芯是否灵活;电气连接线路检查:有无断路或接触不良;微动开关检查:微动开关接点是否在正确位置接通。

表 5-60 DT 型、KT·DT 型及 DTW 型、KT·DTW 操作装置技术数据

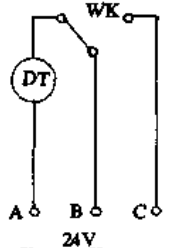
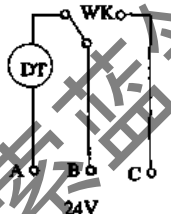
额定电压 A-B	DC24V (+10% / -5%)	接线图
额定电流	0.4A	 <p>A: 火灾信号线 B: 公用线 C: 关闭显示线</p>
电磁铁通电时间	瞬时(0.3s 以下)	
微动开关接点容量	AC380V 3A	
接线端子排接点容量	AC500V 5A	
电磁铁吸引力	行程 6mm 时 11N	
温度熔断器易熔片熔断温度	70 ± 2℃, 260 ~ 280℃	
外形尺寸	226 × 134 × 70mm	

表 5-61 DTS 型操作装置的技术数据

额定电压 A-B	DC24V (+10% / -5%)	接线图
额定电流	瞬时 0.4A	 <p>A: 火灾信号线 B: 公用线 C: 关闭显示线</p>
电磁铁通电时间	瞬时(0.3s 以下)	
微动开关接点容量	AC380V 3A	
接线端子排接点容量	AC500V 5A	
电磁铁吸引力	行程 4mm 时 8N	
外形尺寸	140 × 250 × 60mm	

② 阀体部分。阀体外框安装是否正确；叶片与外框间隙是否合适；阀体内是否有异物掉入。

2) 带温度熔断器的阀门，易熔片断开，脱落或根据有关消防安全管理要求需定期更换，可如下进行：

① 打开操作装置上面压盖，旋开温度熔断器压紧螺母，取出温度熔断器。

② 旋开压弹簧螺栓，松开弹簧，退下易熔片连接螺

钉，取下易熔片。

③ 将新易熔片装入，用连接螺钉固定，用压弹簧螺栓压紧弹簧并旋紧压弹簧螺栓。

④ 将温度熔断器装入原处，使易熔片迎着气流方向，然后旋紧压紧螺母。

⑤ 将小弹簧 II 挂在温度熔断器的芯杆上。见图 5-54。

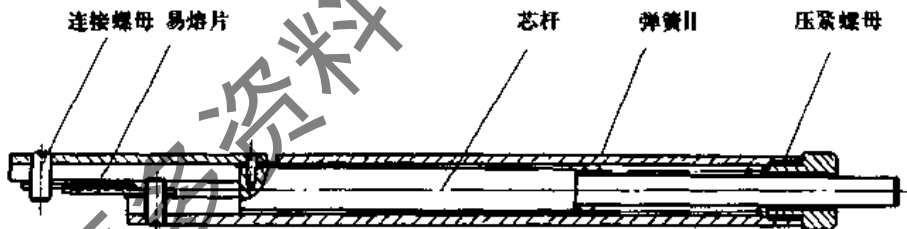


图 5-54 温度熔断器

4. 防烟防火阀在空调系统中的应用及连锁控制方法

在通风、空调系统的送、回风总管，在穿越机房和重要的或火灾危险性较大的房间隔墙、楼板处，以及垂直风管与每层水平风管的交接处的水平支管上，一般均设有防火阀。这主要是因为空调、通风系统的风管是火灾蔓延的重要途径。一旦发生火灾事故，当防火阀易熔件或其他感温、感烟器发出信号时，防火阀即能顺气流方向自动严密关闭，以防止火灾的蔓延。

在通风、空调系统中所安装的防烟防火阀一般都与该系统送风机实行连锁控制保护。其连锁方法为：一旦防烟防火阀接收到感烟、感温器所发出的信号，防火阀中的易熔件断开，防火阀迅速关闭，与此同时切断风机电机电源、使风机停止运转(采用送、回风机连锁方式的，回风

机与送风机同时停止运转)。

图 5-55 为某一空调系统防火阀与风机连锁控制的原理图。

在图 5-55 中，1FD 和 2FD 分别为某空调系统的送风机和回风机。此图为两地控制方式，其动作原理为：

(1) 按下送风机启动按钮 1QA(或 2QA)时，送风机启动运行，同时继电器 ZJ1 线圈接通。

(2) 如果回风机启动转换开关 K 在连锁位置 2 时，由于送风机的启动运行而使接在回风机起停控制回路中的 ZJ1 常开触点闭合，因而回风机则随送风机的启动而自动启动运行。如果转换开关 K 在 1 位置时，则回风机与送风机失去了连锁作用，送风机启动后，则须由手动方式按下回风机启动按钮 3QA(或 4QA)才可启动。

(3) 在送风机起停控制回路中按下停止按钮 1TA

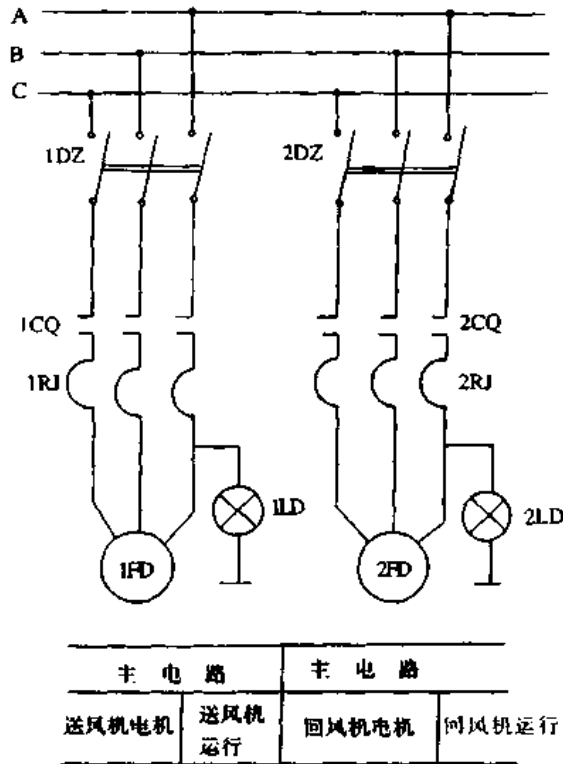
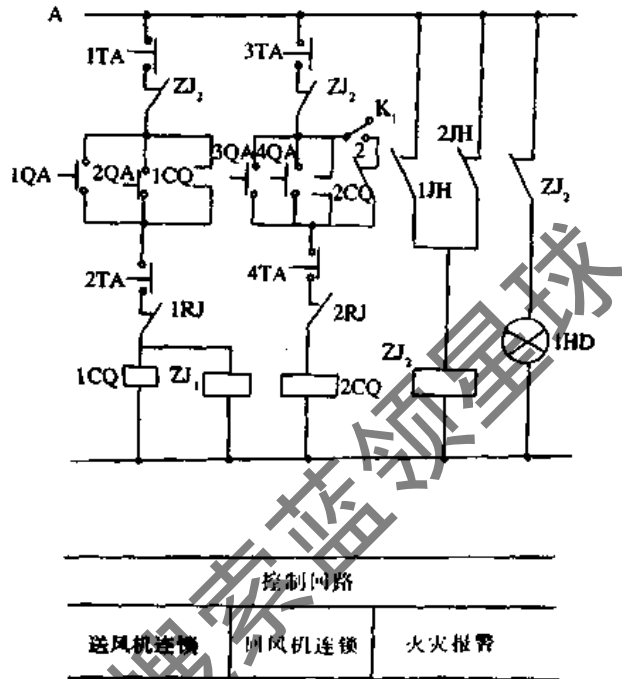


图 5-55 防烟防火阀与风机连锁控制原理图



(或 2TA)时,送风机停止运行。此时中间继电器 ZJ1 失电,使接于回风机起停控制回路中的 ZJ1 常开触点恢复原位而断开,如果转换开关 K 置于 2 位置时,由 ZJ1 的失电常开触点的复位而使回风机停止运行(如果转换开关置于 1 位置时,则须手动停止回风机的运行)。

(4) 1JH、2JH 为送风管路和回风管路上的防烟防火阀关闭显示线接点。当送风(或回风)管路中的防烟防火阀在感受到火灾或烟雾信号时,其易熔件断开,防烟防火阀自动关闭。同时防烟防火阀关闭显示线接点 1JH(或 2JH)闭合,中间继电器 ZJ2 线圈得电,使串接于送风机运行控制回路中的中间继电器 ZJ2 的常闭触点断开(或使串接于回风机运行控制回路中的中间继电器 ZJ2 的常闭触点断开)使送风机(或回风机)停止运行,与此同时,火灾报警指示灯 1HD(红色)亮。

此种连锁控制的特点是:在火灾事故处理结束后,如果防烟防火阀不打开,则 1JH(或 2JH)触点一直处于闭合状态,风机将无法启动。因此,在火灾事故处理结束后,必须将防烟防火阀打开,然后启动风机运行。

5.6 风管系统内的压力分布

5.6.1 管内流动的伯努利方程

空气在管内流动服从伯努利方程,由流体力学知道,理想流体在管内流动时,如图 5-64 所示。其两个断面上的伯努利方程为:

$$p_1 + \frac{v_1^2 \rho}{2} + H_1 \gamma = p_2 + \frac{v_2^2 \rho}{2} + H_2 \gamma. \quad (5-41)$$

式中 p_1, p_2 ——为断面 1-1 和 2-2 上压力(Pa);
 v_1, v_2 ——为两个断面上的流速,(m/s);
 H_1, H_2 ——为断面 1-1、2-2 到 0-0 基准面上高度(m);
 ρ ——空气的密度 (kg/m^3);
 γ ——空气的容重 (N/m^3).

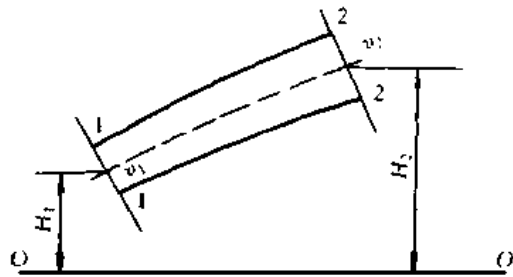


图 5-56 空气在管内流动

上式中 p_1 和 p_2 称空气在 1-1 和 2-2 断面上所处静压, $\frac{v^2 \rho}{2}$ 为空气在流动中所具有的动压。由于在空调系统的空气管路系统中,压力的变化很小,可以把空气看作非压缩性气体,同时空气容重 γ 的变化也很小,管内流动可看作是大气中的空气流动,故不考虑高度的影响。因此,上式可写为:

$$p_1 + \frac{v_1^2 \rho}{2} = p_2 + \frac{v_2^2 \rho}{2} = \text{常数}. \quad (5-42)$$

如果将式中的 p 用 p_i 表示, $\frac{v^2 \rho}{2}$ 用 p_d 表示,则有:

$$p_j + p_d = p_q = \text{常数} \quad (5-43)$$

式中 p_q ——动压 p_d 与静压 p_j 之和称之为全压。

空气在管内流动时,由于阻力的存在,全压 p_q 将逐渐减小,如用 Σp 表示由于阻力所损耗的能量,根据伯努利能量方程,因此有:

$$p_{j1} + p_{d1} = p_{j2} + p_{d2} + \Sigma p \quad (5-44)$$

5.6.2 管内空气流动的压力变化

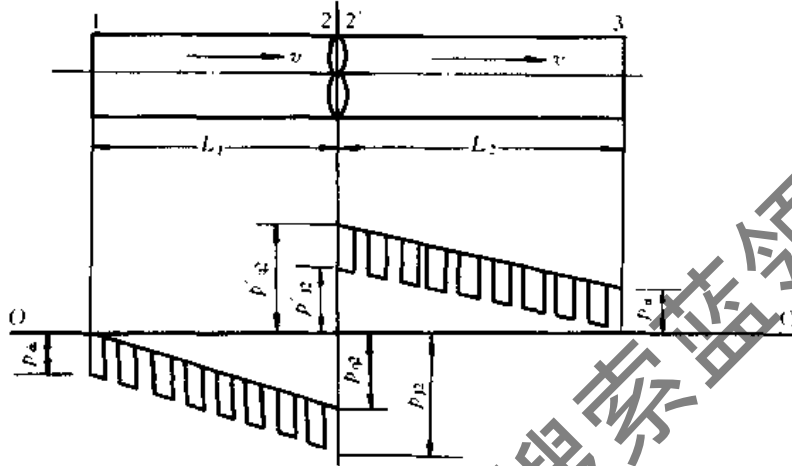


图 5-57 仅有摩擦阻力的风管内压力分布

在断面 1 处: $p_{q1} = 0 = \text{大气压}$

$$p_{d1} = \frac{v_1^2 \rho}{2}$$

$$p_{j1} = p_{q1} - p_{d1} = 0 - \frac{v_1^2 \rho}{2} = -\frac{v_1^2 \rho}{2}$$

在断面 2 处: $p_{q2} = p_{q1} - L_1 \cdot R_m = -L_1 R_m$

$$p_{d2} = \frac{\rho v_2^2}{2}$$

$$p_{j2} = p_{q2} - p_{d2} = -L_1 R_m - \frac{\rho v_2^2}{2}$$

$$= -\left(L_1 R_m + \frac{\rho v_2^2}{2}\right)$$

在断面 3 处: $p_{j3} = 0 = \text{大气压}$

$$p_{d3} = \frac{\rho v_3^2}{2}$$

$$p_{q3} = p_{j3} + p_{d3} = \frac{\rho v_3^2}{2}$$

在断面 2' 处: $p_{q2'} = p_{q3} + R_m \cdot L_2$

$$p_{d2'} = \frac{\rho v_2'^2}{2}$$

$$p_{j2'} = p_{q2'} - p_{d2'} = \frac{\rho v_2'^2}{2} + R_m \cdot L_2 - \frac{\rho v_2'^2}{2}$$

$$= R_m \cdot L_2$$

在计算出各断面的动压、静压和全压以后,根据摩擦阻力与风道长度成正比的关系,即可将各断面的相应压力连接成线,即为风道内的压力分布线。

由以上分析可以看出:对于仅有摩擦阻力,没有任何局部阻力的最简单风道系统压力分布。第一,当空气由静止变为流动状态时,只能靠降低静压转化为动压来实

1. 仅有摩擦阻力时的风管内压力的分布

图 5-65 为装有一轴流风机的直风道,即在空气的流动中仅有摩擦阻力的存在。

在图 5-57 的风管系统中,当风机未开动时,风管内动压为零,此时静压等于全压,且等于大气压。当风机开动后,(如果不计风管进口的局部阻力损失),风道内各点压力如下:

现。在进风口即断面 1 处,由于全压为零,而动压总是为正值,则静压必为负值。第二,以风机为界,吸入侧的压力均为负值,压出侧的压力均为正值。第三,两个断面的全压差即为两断面间风管的压力损失。当两断面面积相等时,可以认为两断面间的风管阻力是靠静压克服的。第四,风机压头等于风机进出口的全压差,或者说等于风管的总阻力,即等于风管阻力及出口动压损失之和。即:

$$\Delta p = p_{q2'} - p_{q2} = (p_{d3} + R_m L_2) - (-R_m \cdot L_1) = R_m(L_2 + L_1) + p_{d3} \quad (5-45)$$

2. 具有摩擦阻力和局部阻力的风管内压力分布

(1) 单风机系统。图 5-58 为单风机系统风管内压力变化,风管系统中包括一个轴流通风机,进风管和出风管的通风布置形式,风管内的压力分布图。同时也表示了风路系统中各管段中静压值 p_j 和全压值相对于大气压的变化情况。

由图 5-58 知:

在断面 1 处:

$$\text{全压 } p_{q1} = 0 - z_1 = -z_1,$$

$$\text{动压 } p_{d1} = \frac{v_1^2 \rho}{2},$$

$$\text{静压 } p_{j1} = -\left(z_1 + \frac{v_1^2 \rho}{2}\right)$$

在断面 2 处:

$$\text{全压 } p_{q2} = p_{q1} - R_m L_{1-1} - z_2 = -(z_1 + z_2 + R_m \cdot L_{1-2}),$$

$$\text{动压 } p_{d2} = \frac{v_2^2 \rho}{2},$$

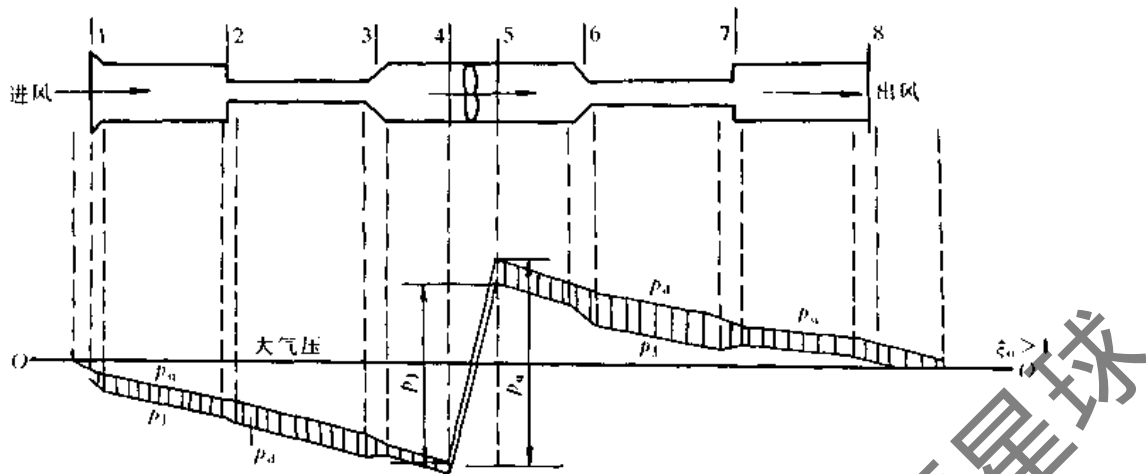


图 5-58 风管内的压力分布

$$\text{静压 } p_{i2} = p_{i2} - p_{0i2} = -(z_1 + z_2 + R_m L_{1.2}) - \frac{v_2^2 \rho}{2}$$

在断面 3 处:

$$\text{全压 } p_{i3} = p_{i2} - R_m L_{2.3} - z_3 = -[(z_1 + z_2 + z_3) + R_m(L_{1.2} + L_{2.3})],$$

$$\text{动压 } p_{d3} = \frac{v_3^2 \rho}{2},$$

$$\text{静压 } p_{s3} = p_{i3} - p_{d3} = -[(z_1 + z_2 + z_3) + R_m(L_{1.2} + L_{2.3})] - \frac{v_3^2 \rho}{2}$$

在断面 4 处:

$$\text{全压 } p_{i4} = p_{i3} - R_m L_{3.4} = -[(z_1 + z_2 + z_3) + R_m(L_{1.2} + L_{2.3} + L_{3.4})],$$

$$\text{动压 } p_{d4} = \frac{v_4^2 \rho}{2},$$

$$\text{静压 } p_{s4} = p_{i4} - p_{d4} = -[(z_1 + z_2 + z_3) + R_m(L_{1.2} + L_{2.3} + L_{3.4})] - \frac{v_4^2 \rho}{2}$$

在断面 5 处:

$$\text{全压 } p_{i5} = p_{0i5} \text{ (风机的全压),}$$

$$\text{动压 } p_{d5} = \frac{v_5^2 \rho}{2} \text{ (风机在管路中工作出口处所产生的动压),}$$

$$\text{静压 } p_{s5} = p_{i5} - p_{d5} \text{ (风机的静压),}$$

在断面 6 处:

$$\text{全压 } p_{i6} = p_{i5} - R_m L_{5.6} - z_6,$$

$$\text{动压 } p_{d6} = \frac{v_6^2 \rho}{2},$$

$$\text{静压 } p_{s6} = p_{i6} - p_{d6} = p_{i5} - R_m L_{5.6} - z_6 - \frac{v_6^2 \rho}{2}$$

在断面 7 处:

$$\text{全压 } p_{i7} = p_{i6} - R_m L_{6.7} - z_7 = p_{i5} - R_m(L_{5.6} + L_{6.7}) - (z_6 + z_7),$$

$$\text{动压 } p_{d7} = \frac{v_7^2 \rho}{2},$$

$$\text{静压 } p_{s7} = p_{i7} - p_{d7}$$

在断面 8 处:

$$\text{全压 } p_{i8} = p_{i7} - R_m L_{7.8} - z_8 = p_{i5} - R_m(L_{5.6} + L_{6.7} + L_{7.8}) - (z_6 + z_7 + z_8),$$

$$\text{动压 } p_{d8} = \frac{v_8^2 \rho}{2},$$

$$\text{静压 } p_{s8} = p_{i8} - p_{d8}$$

由以上可知:风机在吸入段的阻力等于断面 4 的全压值,即:

$$p_{q吸} = R_m(L_{1.2} + L_{2.3} + L_{3.4}) + (z_1 + z_2 + z_3) =$$

$$\sum_{i=1}^4 (R_m L_i + z_i)$$

风机压出段的阻力为:

$$p_{q出} = (z_6 + z_7 + z_8) + R_m(L_{5.6} + L_{6.7} + L_{7.8}) =$$

$$\sum_{i=5}^8 (R_m L_i + z_i)$$

风机的全压为:

$$p_q = p_{q出} - p_{q吸} = p_{q出} - [-R_m(L_{1.2} + L_{2.3} + L_{3.4}) - (z_1 + z_2 + z_3)]$$

由图和上述可知:在风管的断面不变时,全压和静压的损失是相等的,均等于沿程摩擦阻力。

从扩张段 3 和 7 可看出,其动压 p_{d3} 和 p_{d7} 可能减小,而静压可能增大。其原因为由于空气流通断面的扩大而使气流速度降低,即动压减少。动压的减少除一部分用来克服其阻力外,另一部分将转化为静压值。

在收缩段 2 和 6,沿空气的流动方向,由于流速的增大,动压值将会增加,而全压和静压值都将减小,但它们减小的值并不一定相等。

在出口处 8,全压的损失取决于出风口的形状和流动特性,由于出风口处的局部阻力系数可能大于 1、小于 1 或等于 1,其全压和静压的变化也就不一样了。

在进风口 1 处,压力损失取决于进风口的形状。在刚离开进风口处时,其全压值为气流上方即进口处的大气压值(这里设定为零)和局部阻力之差。在进风口的进口处静压值为零,刚离开进口处其静压为负值,其值为全压值与动压值之差。

同时我们还可以看出,无论在风道的哪个断面上,全压值总等于静压值与动压值之和,且动压值总是为正值。

系统的全压损失 $\Delta p_q = p_{q5} - p_{q1}$, 系统的静压损失 $\Delta p_j = p_{j5} - p_{j1}$, 但对于风机来说,其全压值应为 $p_q = p_{q5} - p_{q1}$, 其静压值为 $p_j = p_{j5} - p_{j1} = p_{q5} - p_{q1} = p_{q5}$ 。当风机的进口和出口风速相等或相近时,整个系统的全压损失和静压损失基本相等。

(2) 双风机系统。图 5-59 表示一个双风机(即一台

送风机和一台回风机)的空气处理室(即空调器)。在冬夏季的运行中,除满足必要的新风外,要尽量使用回风量;在过渡季的运行中,为了加大新风量而减少直至全部关闭回风,此时回风通过排风阀排入大气中。

由图 5-59 中可看出,在机组的 2~3 处,由于回风机的加压作用而使该处处于正压区,回风可以通过排风阀排出,3 处为零位阀,通过该阀后的风压为零。而在机组的 3~4 处,由于送风机的抽吸作用而处于负压区,此时

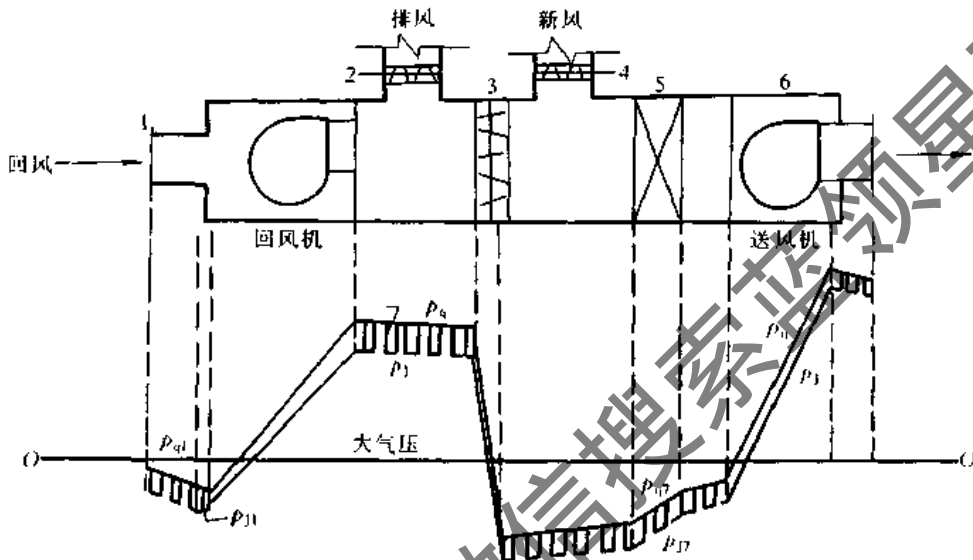


图 5-59 双风机系统空调器内的压力变化

新风和回风均可进入。

对于一个双风机系统的空调器来说,在运行中必须正确地确定空调器内零点风压的位置。在图 5-59 中,如果空调器内的零点风压位置不是处于 3 点的风阀处,而

是处于 4 点处时,由于此点空调器内外的压力相等,新风将无法进入,而回风则会在回风机正压的作用下由此处排出,新风采入口则成了排风口。

图 5-60 为另一形式的双风机空调系统原理图。

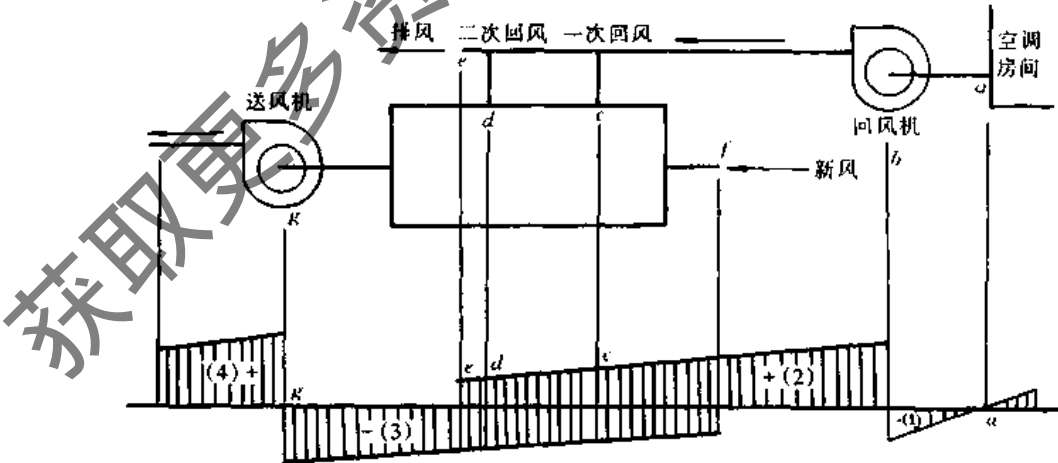


图 5-60 空调器内的正常压力分布

由图 5-60 中可看出,空调系统在运行中,正常情况下由于送风机的抽吸作用而使空调器内(包括新风入口处 f)处于负压区,同时由于回风机风压的作用而使排风口 e 处为正压,否则将会造成新风无法进入空调器内,而

排风又排不出去,空气反而会从排风口吸到空调器中,使空调系统无法运行。空调系统中正常的压力分布应如图 5-60 所示。

5.6.3 风机和风管系统压力的关系

风机在运行中,由旋转的叶轮将能量传递给空气,传递给空气的这部分能量用以增加空气的总压力,它可以转换为静压也可以转换为动压。在一个风管系统中,动压和静压值是互相影响的,且可以相互转换,即由静压可以转换为动压,也可以由动压转换为静压,但不论在什么情况下,空气所具有的全压总等于静压与动压之和。

风机的全压值是风机加到气流能量上的真实表示。风管系统的压力损失为所有各部件的全压损失之和,即从风机入口侧至出口侧所有风管系统的风管和部件的全压损失之总和。则风道系统的能量损失就是风管系统的全压损失,也就是风机所应提供的全压值。仅在特殊情况下,即风道系统内的气流速度在风管入口侧和出口侧各个部件处均相等时,风管系统的静压损失才等于全压损失。

风管系统在风机段前后的全压差值等于风机的全压值,但其静压差值则不一定等于风机的静压值。

5.7 风管系统的阻力

5.7.1 常用的风管系统阻力的计算方法

常用的风管系统阻力的计算方法有:

1. 假定流速法

假定流速法是以风管内的空气流速作为控制指标(由风管系统的噪声要求、风管强度和运行费用综合指标所决定)来确定风管的断面尺寸和压力损失。

2. 等压损法

以单位长度风管的压力损失 p_m 相等为前提条件,在已知总作用压力的情况下,取最长的环路或压力损失最大的环路,将总作用压力值平均分给风管的各个部分,再根据各部分的风量和所分配的压力损失值确定风管的尺寸,并结合各环路间的压力平衡进行调节,以保证各环路间的压力损失的差值小于 15%,一般建议的风管摩擦压力损失值为 0.8~1.5 Pa/m。

3. 静压复得法

在有分支的风管系统中,由于从支管流走一部分风量,因此在每个分流三通之后,总风量都必然有所减少,如果三通前后的风管断面变化不大,那末风速就必然会降低。我们知道在空气的流动过程中,如果全压一定,风速降低,即动压减少,则静压必有所增加,利用这一部分“复得”的静压来克服下一段风管的阻力,以确定风管的尺寸,从而保持各分支前的静压值都相等,这种方法称为静压复得法。

假定流速法和等压损法一般适用于低速风管的计算,静压复得法适用于高速风管的计算。

对于已投入运行的空调风管系统,其系统所输送的空气量、风管系统各段各部位的风管尺寸、构件的阻力系数等已是确定的,通过风管各处的风速可以由现场实测和计算求出,各段阻力、风机的进、出口压头等均可以使用有关的仪器仪表来进行测定。如果空调系统在运行

中,发现系统的风量偏低,在系统中风机的转速正常情况下,则可能是由于系统中的阻力过大所造成的。根据通风机的运转性能(尤其是离心式通风机)可知,对于一定型的通风机来讲,在风机为了克服系统的阻力时必须依靠提高风机的压头来解决,而同时却降低了通风机所输送的空气量。在此情况下,风机的性能曲线与风管系统的特性曲线的交点必然偏离了原设计的运行工况点。因此,此时则应通过调整系统中的有关阀件、更换系统中的空气过滤器(其阻力达初阻力两倍时)来解决系统中阻力过大的问题,从而使通风机运行的工况点回到原设计工况点。如果在采取上述措施不能奏效时,可对系统进行全面分析,以找出系统中阻力过大的原因,提出有效的解决方法,甚至更换系统中阻力过大的风管构件来达到降低风路系统中的阻力。使风管系统的阻力特性曲线基本与设计相吻合。

5.7.2 风管系统阻力的估算

(1) 对于一般风管系统,风管压力损失值 Δp (Pa) 可按式计算:

$$\Delta p = p_m \cdot L \cdot (1 + K) \quad (\text{Pa}) \quad (5-46)$$

式中 p_m ——单位长度风管的摩擦压力损失值 (Pa/m);

L ——到最远送风口的送风管的总长度加上到最远回风口的回风管的总长度 (m);

K ——局部压力损失与摩擦压力损失的比值。

弯头三通少时,取 $K = 1.0 \sim 2.0$;

弯头三通多时,取 $K = 3.0 \sim 5.0$ 。

(2) 对于空调系统,考虑到空气通过空气过滤器、喷水室(或表面式冷却器)、空气加热器等空气处理装置的压力损失之和,推荐风机的静压值如表 5-62。

表 5-62 推荐的送风机静压值

	种类	风机静压值(Pa)
通风设备	小型系统	100~250
	一般	300~400
空调装置	小型(空调面积在 300m ² 以内)	400~500
	中型(空调面积在 2000m ² 以内)	600~750
	大型(空调面积大于 2000m ²)	650~1100
	高速系统(中型)	1000~1500
	高速系统(大型)	1500~2500

5.7.3 减少风管系统阻力的方法

在空调系统的运行中,造成风路系统阻力的因素主要有两方面,一方面为空气通过风管系统时的风管阻力,另一方面为系统中的设备阻力。而风管阻力又包括空气通过风管时由于空气与风管壁面的摩擦所产生的沿程摩擦阻力和空气通过风管构件(如风管的弯头、三通、变径管、消声器、风量调节阀及风口等)时所产生的局部阻力。空调系统中的设备阻力主要是指空调系统中的空气热、湿处理及净化处理设备所产生的空气阻力。

减少空调系统中风路系统的阻力,可以降低系统中风机运行的全压,从而可以减少风机运行时所消耗的电

力,降低运行费用,同时还可降低风机运行时所产生的噪声,以利于改善生活和工作条件。

减少空调系统中风路阻力的方法,一般有以下几种:

1. 尽量减少风管系统的阻力

(1) 减少风管系统的摩擦阻力。

1) 风管系统中的沿程摩擦阻力取决于风管的长度,通过风管的空气流动速度和风管的摩擦阻力系数,即

$$\rho_m = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (5-47)$$

风管的摩擦阻力系数又取决于风管材料的粗糙程度和空气的流动状态。

因此,要减少风管系统中的沿程摩擦阻力,可采取如下措施:

① 应尽量采用其表面光滑的材料来制做空调系统中的风管,以降低风管的摩擦阻力系数。如采用镀锌钢板、塑料板等,使用建筑风管时,应尽量使其内表面磨光。

② 尽量在允许范围内降低通过风管内的风速,以降低风管系统中的摩擦阻力。

2) 应及时做好风管内的清扫。空调系统在运行一段时间后,由于各种原因会在风管的内表面粘附一层不均匀的尘粒,由于这些尘粒的粘附,相当于增加了风管内壁面的粗糙度,即加大了风管内表面的摩擦阻力系数,从而增加了空气通过风管时的沿程摩擦阻力。所以,及时做好风管内表面的清扫也是减少风管沿程摩擦阻力的一种方法。

(2) 减少风管系统的局部阻力。在空调系统的风管阻力中,局部阻力占有相当的比重。因此,要想有效地减少风管系统中的空气阻力,尽量减少风管系统中的局部阻力也是重要的一方面。

我们知道,风管中的局部阻力为:

$$\rho = \sum \xi \frac{v_i^2}{2g} \quad (5-48)$$

因此,减少风管系统中局部阻力一般可采取以下几种方法:

1) 尽量减少风管系统中的风管构件数量。由风管局部阻力计算公式可以看出:在风管系统中,所使用的风管构件数量越多,其局部阻力就越大。因此,在空调系统中合理地布置风管网,减少风管构件的数量,降低风管系统中的局部阻力也是一种适用的方法。

2) 尽量减小风管构件的局部阻力系数。空调系统中风管系统的风管构件的阻力系数,一般来说取决于风管构件的几何形状,风管壁面的粗糙度和雷诺数,而风管构件的几何形状则起主导作用。因此,减小风管构件的局部阻力系数,是在不改变风管构件功能的前提条件下,改变其形状。例如带有扩张角的喇叭形进风口比平直的进风口可以减小局部阻力 90% 以上;弯管的弯曲半径 R 与风管直径 D 之比为 0.5 时,其局部阻力约为弯管的弯曲半径 R 与风管直径之比为 3 时的 6 倍。因此,在风管系统中在不改变其功用的前提下尽量使用局部阻力较小的风管构件,以减少其系统阻力。

3) 风管系统中的 90° 弯头,其曲率半径较小时,应采用带有圆弧形导流叶片的 90° 弯头构件。在相同外形尺

寸的 90° 弯头中,带有圆弧形导流叶片后,其阻力系数比不带圆弧形导流叶片的减少三分之一左右。

4) 应使空调系统中的风机与风路系统相匹配,尽量减少其裕量,这样一方面可降低风路系统中的气流速度而减少系统阻力;另一方面可以使风管中所使用的风量调节阀处于最大开度,以避免由于调节阀的叶片开启角度小于 90° 而造成的节流所产生的阻力和噪声。

2. 减少空调系统中设备的空气阻力

(1) 尽量使用空气阻力较小的空气处理设备。在使用空气处理设备时,应尽量使用具有同样性能,且空气阻力较小的空气处理设备。

1) 在对空气净化处理中,使用初效空气过滤器能达到处理效果的决不使用中效空气过滤器,如果使用中效空气过滤器能满足处理需要的决不要使用亚高效、高效空气过滤器,这是因为高效空气过滤器的空气阻力比中效空气过滤器的空气阻力约高 100~150Pa,中效空气过滤器的阻力比初效空气过滤器的空气阻力约高 50~70Pa。

2) 使用表面式换热器时,在相同散热面积和迎风面积情况下,应尽量使用肋片管距和肋片间距较大,管排数较少者。这是因为肋片管表面式换热器的阻力将随着其管排数的增加而增加,随着管数的减少而降低;表面式换热器的阻力随肋片间距的减小而增加,随肋片间距的增大而减小。

(2) 做好空气处理设备的维护。

1) 在空气的净化处理中所使用的空气过滤器,运行中其空气阻力达到初阻力的 2 倍时应及时更换或处理,以减少系统的空气阻力。

2) 对于肋片管式表面式换热器,应及时做好其维护工作。在空调系统的运行中,当表面式换热器肋片管及肋片间的积尘过多,则有可能造成空气通道的堵塞,这样一方面将会减少换热面积,降低传热系数,影响其换热效果,另一方面还会增加其空气通过时的阻力。因此,对空调系统中使用的表面换热器,在运行中应定期或不定期对对其外表面(肋片管及肋片间)的积灰进行吹除,当发现肋片有粘连时应及时进行处理,以降低空气的阻力。

5.8 风机的运行

5.8.1 风机的启动

1. 风机启动前的检查

风机在启动前应进行认真地检查,检查的内容有:

(1) 检查润滑油的名称、型号、主要性能和加注量是否符合要求。

(2) 通过联轴器或传动皮带等盘动风机,以检查风机叶轮是否有卡住和摩擦现象。

(3) 检查风机机壳内、联轴器附近、皮带罩等处是否有影响风机转动的杂物,若有则应清除。同时应检查(皮带传动时)传动皮带的松紧程度是否合适。

(4) 检查通风机、轴承座、电动机的基础地脚螺栓或风机减振支座及减振器是否有松动、变形、倾斜、损坏现

象,如有则应进行处理。

(5) 检查风机的转向是否正确。

(6) 关闭作为风机负荷的风机入口阀或出口阀。

(7) 如果驱动风机的电机经过修理或更换时,则应检查电机转数与风机是否匹配。

2. 风机的启动

风机启动时应严格要求按有关的操作规程进行,对于大型空调,一般有好多个系统,且采取集中控制的方法。因此,应该采用就地启动方式,因为就地启动可及时发现启动过程中所出现的问题,以避免设备事故的发生。如某单位在具有多台运转设备的空调系统(如具有多台风机、水泵、制冷机及冷却塔等),在对运转设备进行启动时应采用顺序式逐台启动的方法。即当第一台运转设备启动时,启动电流峰值过去达到正常时,方可启动第二台设备并依次进行。否则将会由于多台运转设备的同时启动而造成瞬间电流的过大而导致保护电路中的熔断器断开而造成全部停机的事故。

如果风机的叶轮倒转,风机的启动则必须在叶轮完全停止转动后,方可再启动风机。

风机启动后应检查风机负荷阀(如风机入口阀或风机出口阀)是否在开启位置,否则应进行处理,使之达到正常运行状态。

5.8.2 风机运行的检查

通风机在运行中,运行人员应做到:

一看:风机电机的运转电流、电压是否正常,振动是否正常;

二听:风机及电机的运行声音是否正常;

三查:风机、电机轴温是否正常;

四闻:风机、电机在运行中是否有异味产生。

如果风机在运行中,发现上述四个方面有异常,即:

(1) 电机运行电流过大或过小,电压过高或过低;

(2) 风机或电动机或整个减振支座发生强烈的振动或有较大的摩擦声、或有喇叭的传动皮带颤动声;

(3) 风机、电动机轴温超过规定值或冒烟,或电动机发生冒烟现象及产生焦糊味等。

一旦发现上述三种情况时,必须立即停止风机的运转,并进行检查处理,之后方可继续开机运行,坚决禁止设备带病运转,以免造成更大的人员和设备事故。

对于双风机空调系统,在运行时还必须注意以下几点:

(1) 使空调系统的新风管路和空气处理室内保持负压,排风口维持为正静压,否则将会使新风不能进入系统,回风无法进入空气处理室和排风排不出去。

(2) 对于空调房间有正静压要求的系统,必须使总送风量大于总回风量。

(3) 如一台风机发生故障,而系统又无法停运时的风机运行方法:

1) 如果空调系统中的回风机发生故障,此时系统中的送风机将既承担系统的送风又承担回风任务,此时应关闭系统中的排风阀,适当降低送风量,提高风机的压头,否则新风会从新风口和排风口同时吸入,由于回风管

路阻力的作用而使回风量减少。

2) 如果空调系统中的送风机发生故障,此时由系统中的回风机承担系统的运行任务。此时则应关闭新风口和排风口,以防止回风从新风口和排风口中溢出,将会造成无新风补充的纯回风循环系统。

5.8.3 风机的停运

风机的停运,应按正常操作规程进行。风机停运后应将风机负荷阀(风机入口调节阀或风机出口调节阀)关闭,以防止下次风机启动时带负荷启动使电流过大而造成跳闸。

5.9 离心风机的运行调节

5.9.1 改变风管系统的阻力调节

改变风管系统阻力的调节方法,又称节流调节法。这种方法是利用通过空调的风管系统中的各种阀门(如调节阀等)的开启度大小形成气流的节流,来改变管路系统中的阻力,从而改变管网特性曲线,达到调节流量的目的。此时风机的特性曲线并不发生变化,而由于管路系统阻力的变化使风机运行工况点的位置发生变化。

如图5-61所示,图中的 DF 为风机的压力-流量(即 $H-Q$)性能曲线,设 CE 为风管系统中所有风阀均为开启(全开)状态时的管路特性曲线,风机在此状态下运行时的效率为 η_1 、所耗功率为 N_1 、风机流量和风压分别为 Q_1 和 H_1 ,风机的运行工况点为1。如果将风管系统中的风阀关至某一开度,由于风管系统的阻力提高,其管路特性曲线将变为 CE' ,在此运行工况条件下,将有 $Q_2 < Q_1$ 、 $H_2 > H_1$ 、 $N_2 < N_1$ 、 $\eta_2 < \eta_1$ 。也就是说,利用改变风管系统的阻力调节的方法进行离心风机的运行调节时,风机的效率将下降,功率消耗将降低。

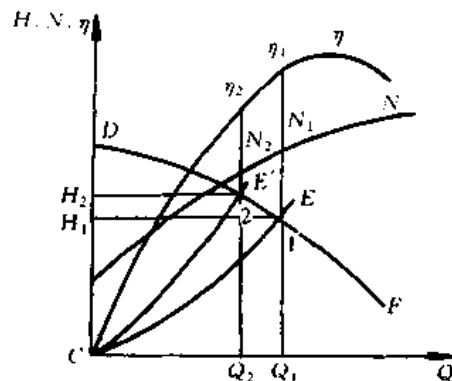


图 5-61 改变风管系统阻力时的风机运行工况点的改变

5.9.2 改变风机转速的调节方法

前面我们已经提到,当风机的转速发生变化时,风机的性能参数也就发生相应的变化。对于同一台风机来说,有如下关系:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \cdot \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

根据以上的关系式便可确定风机在不同转速时的性能曲线。如图 5-62 所示。设风机的转速为 n_1 时风机性能曲线为 n_1 , 风管系统的特性曲线为 CE , 此时风机的运行工作点为 1, 有风压、风量为 H_1, Q_1 。当风机转速由 n_1 降低到 n_2 时, 则风机的性能曲线将变为曲线 n_2 , 风管系统特性曲线维持不变情况下, 风机运行的工作点将由 1 变为 2, 且有 $Q_2 < Q_1, H_2 < H_1$ 。如果将风机的转速由 n_2 降为 n_3 时, 随着风机性能的变化, 风机将在 3 点工作, 同时有: $Q_3 < Q_1, H_3 < H_1$ 。风机在转速改变后, 其效率基本不变, 但所耗电功率将发生较大变化。

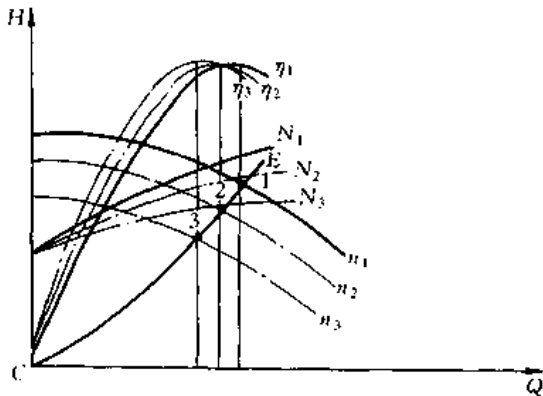


图 5-62 改变风机转速时的运行调节

通常用来改变风机转速的方法有:

(1) 改变驱动风机的电机的转速。用电动机拖动的风机可以在电机的转子电路中串接变阻器来改变电机的转速。此种方法必须增加附属设备, 既增加了设备的投资, 同时又增加了电阻的电能消耗。也可以采用调速电机来改变风机的转速。

(2) 更换风机或电机的皮带轮的大小改变风机的转速, 实现风机性能的改变。

(3) 改变风机入口处导流叶片角度改变风机的性能。有些风机在其入口处设有供调节风量的导流叶片, 如《采暖通风标准图》T301-5 型离心式通风机圆形瓣式启动阀。当调节阀的叶片的角度发生改变时, 即可使风机本身的性能发生变化。这是由于调节阀叶片的预旋作用使进入叶轮叶片的气流方向有所改变所致。可以变动调节阀叶片角度的转轴是径向安装于风机的进风口处。当调节阀全开时, 其叶片转角为 0° , 这时叶片方向与气流方向平行, 风机将在设计流量下工作; 当调节阀逐渐全部关闭, 其叶片的方向将由 0° 增大至 90° , 与气流方向垂直。所以将圆形瓣式启动阀看做是风机的一个构件, 同时又属于风管系统的一个组成部分。如图 5-63 所示, 设风机、管网系统的初始特性曲线为 l 和 01 , 风机的工作点为 1。采用风机入口圆形瓣式启动阀进行调节时, 当启动阀导向叶片角度发生变化后, 在风机的入口处气流产生节流作用, 相当于在管网中增加了一个阻力, 使管网的性能曲线由 01 变化至 02 ; 另外, 由于导向叶片的预旋作用, 使进入风机叶轮叶片的气流方向发生改变, 从而也

改变了风机本身的性能, 即由 l 变化至 l' , 此时风机的工作点将位于管网特性曲线 02 与风机特性曲线 l' 之交点 2 处。因此, 我们可以认为风机入口处的圆形瓣式启动阀导向叶片的转动既改变了风机的性能曲线, 也使管路系统的特性发生变化。

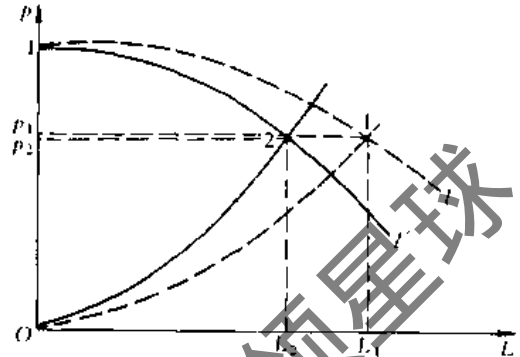


图 5-63 风机入口圆形瓣式启动阀的调节

如图 5-64 所示, 图中 1 点为风机入口圆形瓣式启动阀全开时, 风机在一定管路系统中的工作状态点; 2 点为风机入口圆形瓣式启动阀关至某一位置 (即阀叶片有一定角度, $0^\circ < \theta < 90^\circ$) 时, 风机在同一管路系统中的工作状态点; 3 点为风机入口圆形瓣式启动阀再关一定角度时, 在同一管路系统中的工作状态点。由图可看出: 在同一管路系统中, 随着风机入口圆形瓣式启动阀叶片角度由 0° 到 90° 的变化, 风机性能曲线就变得越来越陡, 直至全部关闭, 风机风量 $Q=0$, 而全压全部变为静压达到最大值。

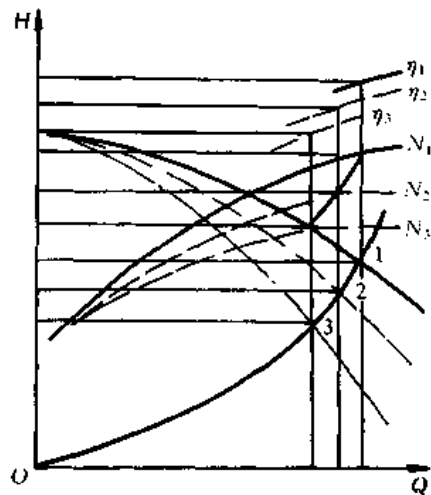


图 5-64 改变风机入口圆形瓣式启动阀叶片角度时风机性能曲线

采用调节风机入口圆形瓣式启动阀的叶片角度来改变风机的性能的方法, 将会降低风机的效率, 但其结构简单, 使用可靠, 维护方便, 因而在空调系统中得到广泛应用。

5.10 风机性能的测定

5.10.1 风机性能测定常用仪表

1. 风速计

(1) 叶轮风速仪。叶轮风速仪是由叶轮和计数机构所组成。它的叶片是由几片扭成一定角度的薄片组成,转轴与表盘平行或垂直。在仪表的度盘上可以直接读出风速值的称为自记式叶轮风速仪。还有一种是仪表度盘上可以直接读出的是速度的累加值,由测定时间再换算出速度值。

此种仪表的灵敏度为 0.5m/s 以下,可测出 $0.5 \sim 10\text{m/s}$ 的较小范围内风速。主要用于风口处和通过空调设备(如加热器、表面式冷却器和喷水室等处的)风速的测定。

图 5-65 为京钟牌 5911 型自记式叶轮风速仪的外形。其叶轮处于气流中,受到气流的动压力的作用而产生旋转运动,其转数由轮轴上齿轮传递给指针和计数器,便可指示出风速的大小,而叶轮的转数与气流的速度成正比。

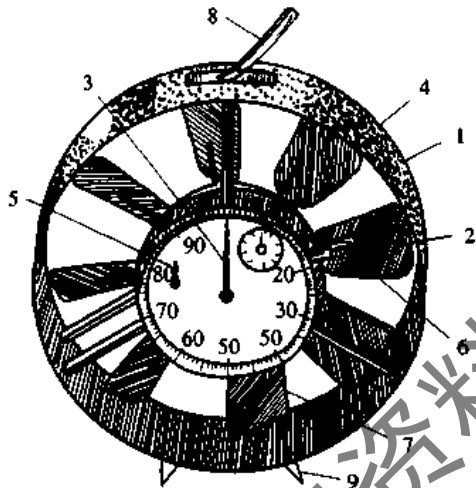


图 5-65 自记式叶轮风速仪

- 1-圆球框架(外壳);2-叶轮;3-长指针;
4-短指针;5-计时红针;6-回零压杆;7-启动压杆;8-提环;9-座架

此种仪器的圆形框架 1 是用铝板制成,上面有提环 8,下面有座架 9。叶轮 2 是由薄铝片制成,加工精密,有良好的动静平衡性。表盘中间有长指针 3,每走一圈为 100m ;短指针 4 在表盘右上角,走一刻度为 100m ,走一圈为 1000m 。在表盘左面有一红色指针 5,走一周为 120s (其中前 30s 和后 30s 分别为准备和收尾时间,实际计数时间只有 60s)。此外,在右上侧有回零压杆 6,下部有启动压杆 7。

自记式叶轮风速仪在使用前应检查风速仪长、短指针是否在零位,若不在零位则可轻轻地顶压回零压杆,使其回至零位。在测定时,可手提仪表或将它固定在其他测杆上,并且必须使叶轮平面垂直于气流平面。当其叶轮旋转正常后按动启动压杆 7(手指应按下后即放开),这时指针开始走动。 30s 后听到“咔嚓”声时则表示传动

机构已经与风速指针接触,风速指针开始走动,当 60s 后再次听到“咔嚓”声时,内部脱离接触,风速指针停止走动,(再过 30s 红针也自动停止走动)。此时读取大、小指针的示值之和即为每分钟的风速,再除以 60 即可得所测的风速值了。测试完毕,按回零压杆 6,使指针归回零位,为下次使用做好准备。

叶轮风速仪在使用中,严禁用手触摸叶轮或与其他器物发生碰撞,并防止发生摔跌,用后擦拭干净放入专用盒内;同时还必须注意所测气流速度不得超过风速仪的测量上限。

如果在测量中使用 DFA-2 型叶轮风速仪时,还需配备秒表,将风速仪置于气流之中,并使叶轮平面与气流方向垂直,同时还要注意计数与计时同时进行。

(2) 热球式电风速计。热球风速计也是一种测定气体流速的仪器。它是由热球式测头和测量仪表两部分组成。测杆的头部有一直径约 0.8mm 的玻璃球,球内绕有加热玻璃球用的镍铬丝线圈和两个串联的热电偶。热电偶的冷端连接在磷铜质的支柱上,直接暴露在气流中,当一定大小的电流通过加热线圈后玻璃球的温度升高,升高的程度和气流的速度有关,流速小时升高的程度大,反之升高的程度小。升高程度的大小通过热电偶产生电势在电表上指示出来,在经过校正后,即可用电表的读数表示气流的速度。图 5-66 为热球风速仪原理图。

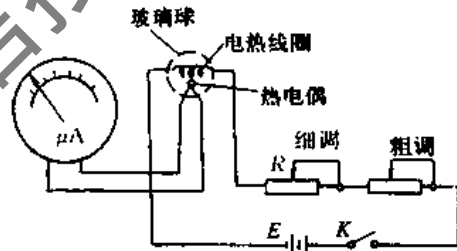


图 5-66 热球风速仪原理图

现以 QDF-3 型热球风速仪为例来说明其使用方法及注意事项。

QDF-3 型热球风速仪使用方法:

QDF-3 型热球风速仪分为两档。一档为 $0 \sim 10\text{m/s}$,另一档为 $5 \sim 30\text{m/s}$ 。使用前应先熟悉仪表各个旋钮和开关的作用,按照一定的步骤进行操作,否则将带来测量误差或损坏仪器。

使用方法为:

1) 使用前先检查风速计指针是否在零位,如有偏移可轻轻调整仪表盘上的机械调零螺丝,使指针回到零位。

2) “校正开关”置于“断”的位置,“电源选择开关”置于所选用电源处。如使用外接电源,“电源选择开关”应置于“外接”位置,将两组直流电源(1组 1.5V ,一组 4.5V)分别接在“外接电源”的接线柱上,且注意极性切勿接错。如使用仪器内部电源,则将“电源选择开关”置于通的位置,同时将四节一号电池按正确位置装在电池盒内。

3) 将测杆的插头插在仪表的插座上,测杆垂直向上放置,螺旋压紧使测头密闭。“校正开关”置于“满度”位置,慢慢调整“满度”粗调和细调旋钮,使指针指于满刻度

的位置

4) 将“校正开关”置于“低速”位置,慢慢调整“零位”粗调和细调两个旋钮,使指针指于零点的位置。

5) 轻轻拉动螺塞,使测杆的端部探头露出(测杆拉出的长度可根据需要选择,如不够长也可采用其他棒类连接加长)即可进行 $0.05 \sim 10\text{m/s}$ 低速档风速的测定,同时需注意测量时测杆探头上的红点应面对气流。根据指针的读数由校正曲线进行校正。

6) 如果要测量 $5 \sim 30\text{m/s}$ 的风速时,可将“校正开关”置于“高速”位置,使探头上的红点面对气流即可进行风速的测定。

7) 如果使用干电池供电,每测定 $5 \sim 10\text{min}$ 需按 2)~4) 项的内容重新进行校正一次。

8) 测量结束后应将滑套顶紧,工作选择开关转到“断”的位置,拔下插头,整理装箱。

QDF-3 型热风电风速仪使用注意事项:

1) 仪表在进行校正时,测杆必须垂直向上,且滑套向上顶紧。测定时探头上的红点必须迎向气流方向。

2) 测定时,应先将仪表置于高速档位置,如气流速度低于 5m/s 时再转换为低速档进行测定,以防止仪表置于低速档,而气流速度较大使指针猛烈摆到 10m/s 处,造成指针损坏。同时气流速度在 $5 \sim 10\text{m/s}$ 之间时,也应换至“高速”档测定,以减少使用低速档时 $5 \sim 10\text{m/s}$ 区间的测量误差。

3) 仪器在使用中,如被测风速比较稳定,而指针突然变化较大或测量误差过大时,则应使用万用电表电阻档测量探头上敏感元件——热球中的加热丝与热电偶之间的电阻值应不小于 $500\text{k}\Omega$ 。如小于此值说明敏感元件已损坏,则应进行修理。测量加热丝与热电偶之间的电阻值时,可按图 5-67 对插头 1、4 或 2、3 点间进行测量。

4) 测杆引线不能随意加长或缩短。

5) 时刻注意保护测头,禁止用手触摸,防止与其他

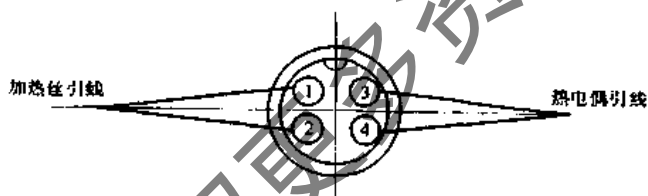


图 5-67 测杆插头

器物发生碰撞。

6) 测定结束,如果有一段时间不使用时,须将电池盒内的电池取出,防止电池腐烂对仪器造成的腐蚀。

2. 风压测定仪表

由流体力学的知识可知,流体作用在单位面积上的垂直力称为压力,当空气沿风管内流动时,其压力可分为静压、动压和全压。

(1) 皮托管。皮托管又称毕托管,是与压力计配套使用的一种仪表,将其插入风管内即可将风管内气流的静压、全压传递出来,并通过压力计指示出数值的大小。

1) 普通皮托管。它是用一根内径为 3.5mm 和另一

根内径为 $6 \sim 8\text{mm}$ 的紫铜管同心套在一起焊接而成,内管为全压管,外管为静压管,其头部呈半球形,用黄铜制成。中间小孔为全压孔,在距测头不远处的外管上有一圈小孔(8个)为静压孔,其构造如图 5-68 所示。

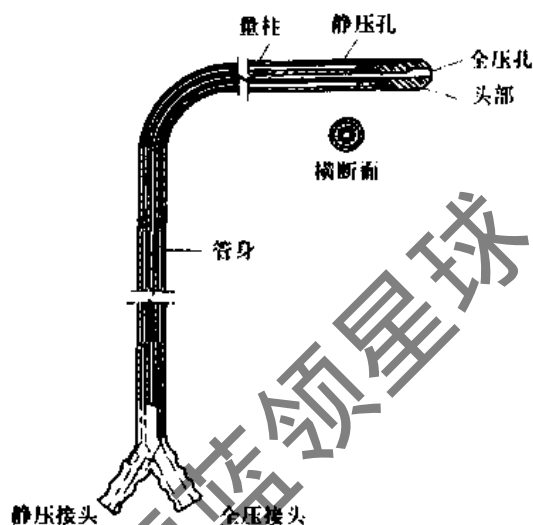


图 5-68 同心套焊接制的皮托管

普通皮托管有 0.25m 、 0.5m 、 1.0m 、 1.5m 、 2.0m 等几种。

皮托管在使用中,将量柱插入风管内,且使毕托管的管身不得弯曲,同时使管身垂直于风管壁面,量柱平行于气流,且使全压孔迎向气流方向。由于皮托管是用铜制成的,材质较软,体形细长,因此易变形,尤其是量柱与管身之间的 90° 角不易保持,因此在使用时必须小心注意,应轻拿轻放,防止挤压和弯曲变形,并保持静压孔、全压孔畅通无堵塞现象,使用结束后可使用塑料套管将测头套住,防止磨损和堵塞。

2) 测压环(如图 5-69)。测压环是利用皮托管原理制成,专门用来测定风管内全、静压(动压)流速的一种测压工具。它由两个环组成,一个为静压测定环,另一个为全压测定环。静压测定环和全压测定环同时安装在一截短管上(一上一下)间距 $50 \sim 100\text{mm}$ 为宜,安装在同管径的风管上。静压引出管、测压管、外环管、接管一般为 $\phi 4 \sim 6\text{mm}$ 铜管制做。全压测孔一般为 $\phi 2 \sim \phi 3$ 的小孔。安装时必须使测压孔迎着气流方向。使用时只要将压力计测压口用软管(一般为乳胶管)与测压环引出管连接,即可测定通过风管内气流的全压和静压。

测压环使用时可先用压缩空气吹除,以免气流中的尘埃堵塞孔眼,测完后可用塑料软管将压力计接管封套。

(2) U 型压力计。这种压力计如图 5-70 所示。它是将一根直径均匀的玻璃管弯成 U 形,固定在带有刻度标尺的底板上,刻度的零位在中间。根据使用场所不同,可在玻璃管内注入水、酒精或水银,使液面正好处于零位上。

测量压力时,将被测压力经接头 5 与 U 形管接通,另一端与大气相通,如果测量压差时,可将被测压力分别接在 U 形管的两个管口上,这样玻璃管内两液面差所形成的压力与被测压力相平衡,于是被测压力即可求出。用 U 型压力计所测得的压力(或压差)一般习惯上用液

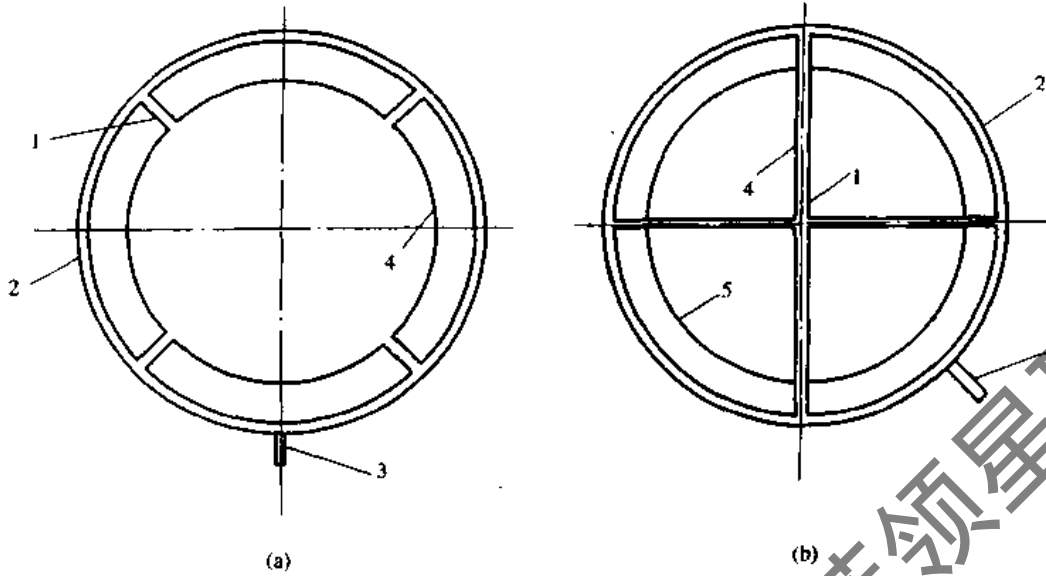


图 5-69 测压环

(a) 静压测定环;

1- 静压引出管; 2- 外环管; 3- 压力计接管; 4- 风管壁

(b) 全压测定环

1- 测压管; 2- 外环管; 3- 压力计接管; 4- 全压测孔; 5- 风管壁

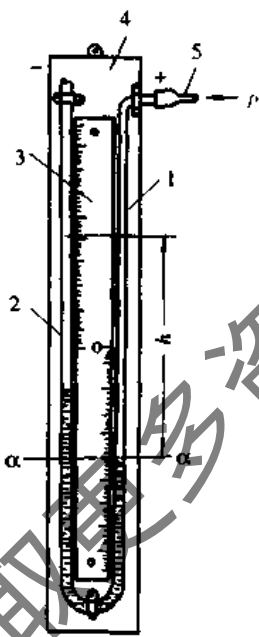


图 5-70 U 型压力计

1- U 型玻璃量管; 2- 刻度尺零位;
3- 刻度尺; 4- 底板; 5- 接头

柱高度来表示(如 mmH₂O, mmHg 等)。也可以换算成以 Pa 为单位的压力值。读取测定数据时,应力求眼睛与液面相平,尽量减少视力造成的误差。

U 型压力计既可以用来测定正压,又可以用来测定真空度和负压,但精度由于标尺的刻度和人视力的限制而稍差一些。

(3) 杯形压力计。这种压力计如图 5-71 所示。它是在 U 形压力计的基础上,将一根量管用较大的容器代

替,测量管与底部容器连通,并固定在底板上,在它的一侧有一带刻度的标尺,其零位就在下部。容器内可注入水、酒精和水银,其注入液面到零位为止。被测压力由连接管 5 接入,测量管 2 的另一端与大气相通。

工作液面将在被测压力作用下,沿测量管 2 上升,上升的高度即为被测压力值。可以用液柱高度(如 mmH₂O, mmHg 等)表示,也可以换算成以 Pa 为单位的

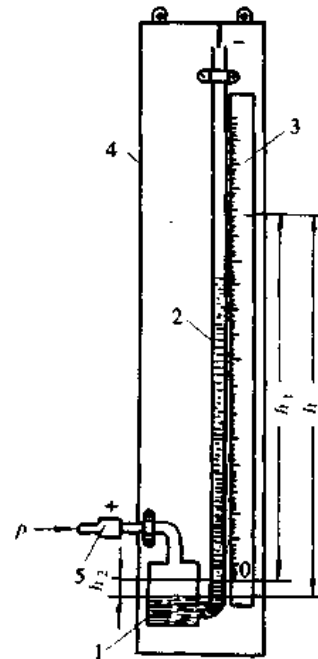


图 5-71 杯形压力计

1- 容器; 2- 测量管; 3- 刻度尺;
4- 底板; 5- 连接管

压力值。

在测量压力时,由于容器内的液面将下降一高度 h_2 ,即实测压力值为 $h = h_1 + h_2$ 。但由于容器的截面远大于测量管的截面积,因此可认为容器内液面下降高度 h_2 很小,可忽略不计。

杯形压力计与 U 型压力计相比,不像 U 型压力计那样既可以测量正压,又可以测量负压,而是只能用于测量正压值。

(4) 倾斜式微压计。倾斜式微压计是空调测试中经常要用到的测压仪器,测压范围一般在 $0 \sim 200 \text{mmH}_2\text{O}$ 之间,最小读数可达 $0.2 \text{mmH}_2\text{O}$ 。使用方便,价格便宜。

倾斜式微压力计实际上是由倾斜测量管和杯形压力计组成的,它将垂直放置的测量管改为可调为不同倾斜度的斜管,对于同样的液柱高度,在微压计上可使液柱长度增加,因而使其灵敏度和精确度有所提高。

倾斜式微压计原理如图 5-72 所示。当被测压力与

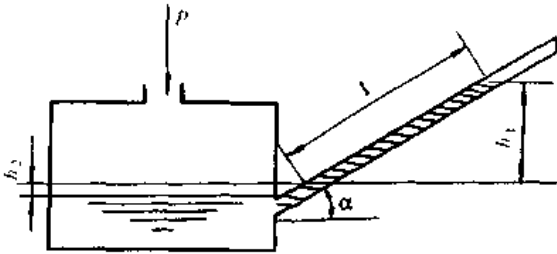


图 5-72 倾斜式微压计原理图

截面积较大的容器接通时,容器内液面下降 h_2 ,容器内的液体沿倾斜管向上移动一段距离 l ,在垂直方向上升高度为 h_1 ,如果斜管与水平面的夹角为 α ,测液柱上升的实际高度为:

$$h = h_2 + h_1 = h_2 + l \sin \alpha \quad (5-49)$$

由于测管内径与容器内径相比小得多,也就是说下降高度 h_2 可略去不计,因此可以认为:

$$h = l \sin \alpha \quad (5-50)$$

于是所测压力值为 h 液柱高度。

由于倾斜管上的读数比在杯形压力计上的读数放大了 $1/\sin \alpha$ 倍,因而提高了读数的精确度。

一般倾斜式微压计以无水酒精作为测压液体,酒精的密度为 $\rho = 0.81 \text{g/cm}^3$,因此当斜管的倾角 α 为一定值时, $\rho \sin \alpha$ 也为一定值。根据一定的倾角 α 将倾斜微压计常数分为 $0.2, 0.3, 0.4, 0.6, 0.8$ 等五档,并直接标在微压计的弧形支架上。这样由斜管上的读数 L 乘以常数即为所测的压力水柱高度。

倾斜式微压计的构造与使用方法:

Y-61 型倾斜式微压计结构如图 5-73 所示。

Y-61 型倾斜式微压计的使用方法如下:

1) 使用时首先应将微压计放置于一平地稳定位置,调节定位脚螺丝使之处于水平状态。

2) 将斜管固定在弧形支架上一合适位置(视被测压力大小而定)。

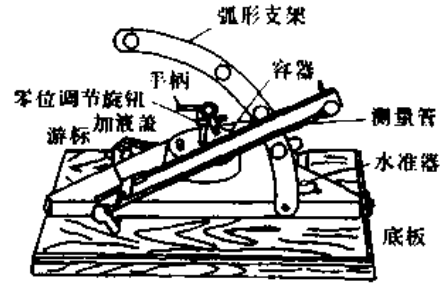


图 5-73 Y-61 型倾斜式微压计

3) 将“多向阀手柄”置于校准位置,然后打开加液盖,加入无水酒精。充加量以容器深度 $2/3$ 为宜。上紧加液盖,调整“零位调节旋钮”,使测管中的液面位于“零点”。如果无论如何调整“零位调节旋钮”,倾斜管中看不到液位,或液位低于“零点”时,则说明所加酒精量偏少,此时则应再加入一些。如果无论如何调节“零位旋钮”斜管中的液面总在“零点”以上,则说明所加酒精量过多,此时可将测量管顶端的乳胶管拔下,从“+”接头处的外接管轻轻地吹气,使多余的酒精从测量斜管的顶端接头处吹出。此时切记不可太用力吹,以免酒精大量急速涌出。

4) 根据所测现场情况,将皮托管与倾斜微压计的“+”接头连接好,准备进行测定。

5) 上述工作完成之后,即可将“多向手柄”置于测定位置进行测定。

Y-61 型倾斜式微压计使用时注意事项:

1) 在使用倾斜式微压计进行压力测定时,必须使仪器底盘保持水平,这可以由水准器检查,用脚螺丝进行调节。

2) 使用前应检查与仪表相连接的乳胶管接头处是否严密。此时可拔掉“+”接头处的接管并从此处向里吹气,且使液柱达到最高处。然后握紧接在“+”接头处的乳胶管,如液柱缓慢下降,则说明有漏气的地方,必须查明原因并进行处理,如果仪器对压力反应迟钝,可能是“多向阀”内通道被堵塞,此时则须拆下多向阀对通道进行清洗,然后装回原位,并保证其严密性。

3) 在对每一个测点测定结束后必须将“多向阀手柄”置于校准位置,以免酒精从“+”接头处溅出,同时也防止空气通过接管进入容器,而造成下次测定的误差。

4) 每次测定前应将测管顶端连接软管拔下,并通过软管向酒精容器内吹气,使斜管中液位缓慢上升,以检查酒精容器内是否有空气。如果在液柱中夹有气泡时可通过向酒精容器内吹气使斜管中液位缓缓上升,然后使其液位下落,反复几次后即可将气泡消除。

5) 仪器使用完毕后,将“多向阀手柄”置于“校准”位置,可将酒精从容器中放出。然后装箱存放。

(5) 补偿式微压计。补偿式微压计是采用 U 型管原理,借助光学仪器的指示,用补偿的办法测量空气压力的。测量范围为 $0 \sim 150 \text{mmH}_2\text{O}$,最小读数为 $0.01 \text{mmH}_2\text{O}$,最

大误差为 $\pm 0.2\text{mmHg}$ 。此种仪器惰性较大,反应慢,用于现场测定时不如倾斜式微压计方便。

图 5-74 是补偿式微压计的外形图。图 5-75 是其结构图。它主要由可动容器 1 和固定容器 2 组成,两容器之间用橡胶管 3 连通。在可动容器 1 的中心装有一个螺帽并套在微动螺杆 5 上。螺帽的下端用铰链与仪表底座相连,它的上端固定连接在旋转头(又称螺盖)6 上。转动旋转头 6 可使容器 1 沿着螺杆 5 升降,而移动的高度可在直标尺 17 和游标尺 18 上读出来。在固定容器 2 内装有金属顶针 11,因为在容器 2 的前面装有透镜 12 和反射镜 13,所以通过反射镜可以清晰地看到顶针及其在工作液中的倒影。测压时,转动旋转头 6,即移动容器 1 的位置,使容器 2 的液面停留在顶针的尖端上,这可以从反射镜上观察顶针尖端和它在水平面上的倒影是否相接触来判断。

补偿式微压计的使用方法:

1) 使用前应将仪器擦拭干净,置于平坦的台面上,并用调节底脚螺丝使底座处于水平状态。

2) 将负压接头 4 上的刻线和游标尺 18 对准“0”位,打开正压接头 9 上的封闭螺丝 8,将蒸馏水缓慢地注入容器 2 中,同时观察反光镜 13 中顶针的图像。当顶针尖端及其在液面上倒影将要接触时,便停止加水,并将封闭螺丝拧紧。待倒影稳定后,调节调零螺帽 10,使容器 2

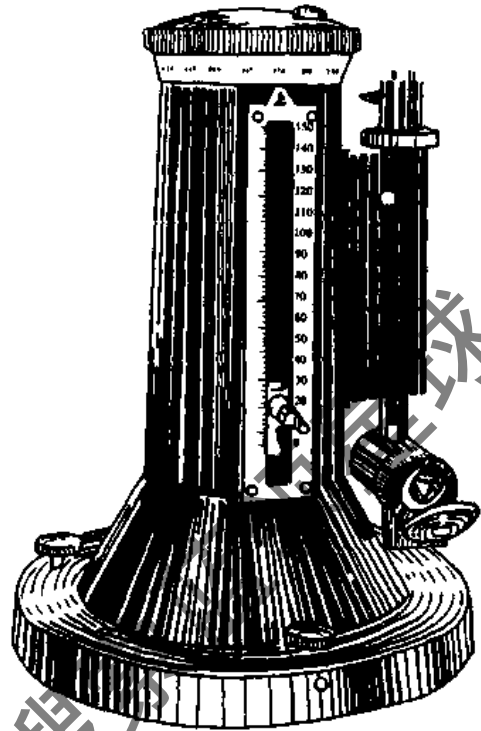


图 5-74 补偿式微压计外形图

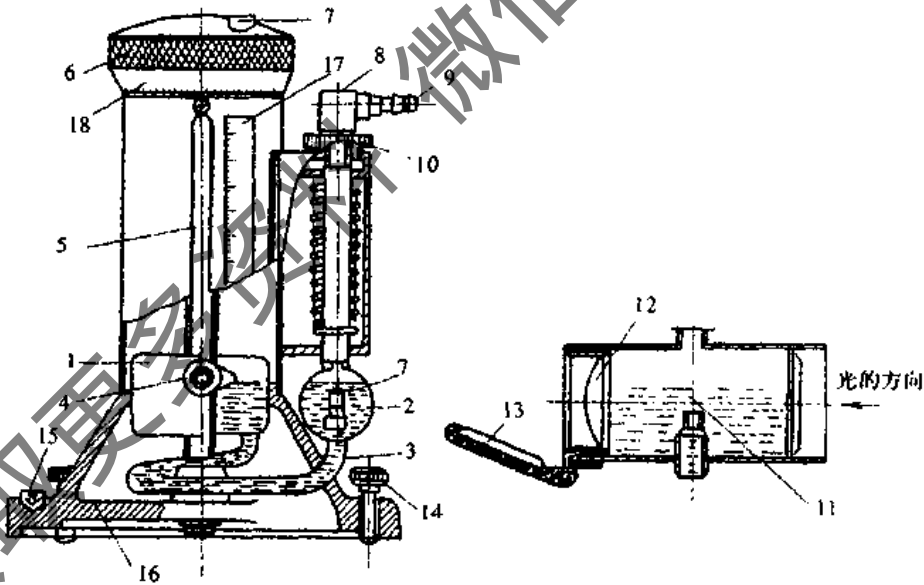


图 5-75 补偿式微压计结构图

1-可动容器;2-固定容器;3-橡皮管;4-负压接头;5-微动螺杆;6-旋转头;7-圆顶塞头;
8-封闭螺丝;9-正压接头;10-调零螺帽;11-顶针;12-透镜;13-反射镜;14-底脚螺丝;
15-水准泡;16-底座;17-标尺;18-游标尺

略为上升或下降,使反射镜出现如图 5-76(a)所示那样,说明零位已经调好,便可投入测量。

3) 根据所测压力的情况,将皮托管与微压计正确连接。如果被测压力高于大气压,即测量正压时,与正压接头 9 相连;测量负压时,与负压接头 4 相连;测量压差时,高压侧接正压接头 9,低压侧接负压接头 4。

4) 在进行正压和压差测量时,在被测压力的作用下,固定容器 2 内的液面将会下降,可动容器 1 内的液面将上升,即打破了原来的平衡状态,从反射镜中可看到顶针的尖端已露出液面,如图 5-76(b)所示。此时,可一边观察反射镜,一边用手指顶住旋转头 6 上的圆顶塞头 7,顺时针轻轻旋转,可动容器 1 将随着微动螺杆的转动而

升高位置。当容器 1 内液面升高到新的位置所产生的压力恰好与被测压力平衡时,容器 2 中的液面又要重新回到原位,反射镜中的图像又恢复到图 5-76(a)所示新的平衡状态,此时读出标尺 17 和游标尺 18 上的读数,便是所测压力值。

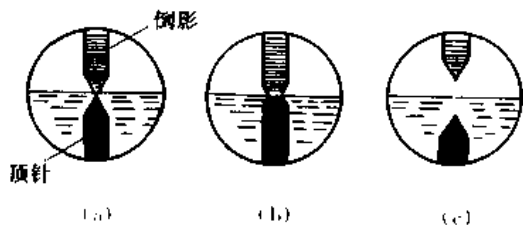


图 5-76 补偿式微压计反射镜中可能出现的三种图像

5) 如果反射镜中出现图 5-76(c)那样的图像,则应按逆时针转动旋转头 6,用降低容器 1 位置的办法使图像恢复到图 5-76(a)中的位置,即可读取压力值。

3. 转速表

对空调系统中的风机、电动机及其他转动设备的转速的测定是使用转速表来进行的,转速表有离心式、计数式、磁力式、闪光式等。而最方便、最简单、价格低的常用转速表则为离心式手持转速表,其外形如图 5-77 所示。

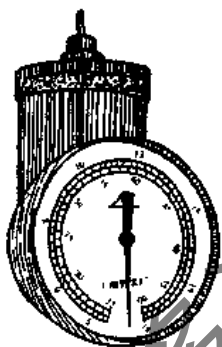


图 5-77 LZ-45 型离心式手持转速表

离心式手持转速表是一种利用离心器在旋转后,产生惯性离心力与起反作用的拉簧作用相平衡的原理而制成,其工作原理如图 5-78 所示。

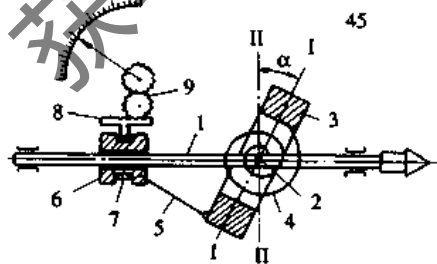


图 5-78 离心式转速表工作原理图
1—表轴;2—小轴;3—重锤;4—弹簧;5—拉杆;
6—滑套;7—滑环;8—齿条;9—齿轮

当轴 1 的尖端顶压在旋转设备的轴中心处时,轴 1 随之同速旋转,用小轴 2 固定在轴 1 上的倾斜的环状重锤 3(离心器)随着旋转,并绕小轴 2 改变倾斜角度,重锤 3 将由 I-I 位置转到 II-II 位置,并与弹簧 4 的弹力平衡在新位置上,重锤的位移通过拉杆 5 拉动滑套 6 在轴 1 上滑动,并带动滑环 7 移动。滑环 7 的移动通过齿条 8、齿轮 9 带动指针偏转,在刻度盘上指示出轴 1 的旋转数值,即设备的转数。

在测量设备转速时,应先根据设备上的铭牌上的额定转数,将转数表上的量程字盘旋转到要测量的范围内,在旋转字盘时,听到“卡”的响声时,即可进行测量。

测量时必须注意:

- (1) 不得使用低速档测量高转速。
- (2) 当无法查明被测转动设备转速时,测量时必须先将转速表调至最高档。
- (3) 测轴与被测轴接触时,动作应缓慢,同时应使两轴保持在一条直线上。测量时,测轴和被测轴不应顶得过紧,以两轴接触不产生相对滑动为原则。

(4) 使用时可从外壳及调速盘上的油孔注入仪表油以保持润滑。

(5) 使用条件为:气温在 $0^{\circ}\text{C} \sim 40^{\circ}\text{C}$,湿度 $< 85\%$ 。

4. 电工仪表

(1) 万用电表。万用电表(俗称三用表)是一种多用途电表,可以测量交、直流电流,交、直流电压及电阻等。万用电表由表头、测量线路、转换开关组成。

表头:万用电表的表头通常采用高灵敏度的磁电系测量机构。在表头的刻度盘上有对应于不同测量对象的多条标尺。

测量线路:测量线路是万用电表用来实现多种电量和多种量程测量的主要环节。构成测量线路的主要元件是电阻。

转换开关:万用表中各种测量的种类及量程的选择,是靠转换开关来实现的。在转换开关的里面有固定触点和活动触点。当固定触点和活动触点闭合时,便接通相应的电路。

目前,万用电表有指针式和数显式两种。

下面以 MF47 型万用电表为例介绍使用方法及注意事项:

MF47 型万用电表是一种磁电系整流式便携式多量程万用电表。可供测量直流电流,交、直流电压,直流电阻等,具有 26 个基本量程和 7 个附加参考量程。具有量程多、分档细、灵敏度高、体积小、性能稳定、过载保护可靠、读数清晰、使用方便等特点。其外形见图 5-79。

使用方法简介:

使用前应先检查指针是否位于机械零位,如不在零位则可旋转表盖上的调零器使指针指示在零位。

将测试棒红、黑插头分别插入“+”、“-”插座中。如测量交、直流 2500V 或直流 5A 时,红插头则应分别插到标有“2500V”或“5A”的插座中。

交直流电压测量:测量交流 10~1000V 或直流 0.25~1000V 时,转动开关至所需交、直流电压档。测量交直流 2500V 时,开关应分别旋至交流 1000V 或直流 1000V 位

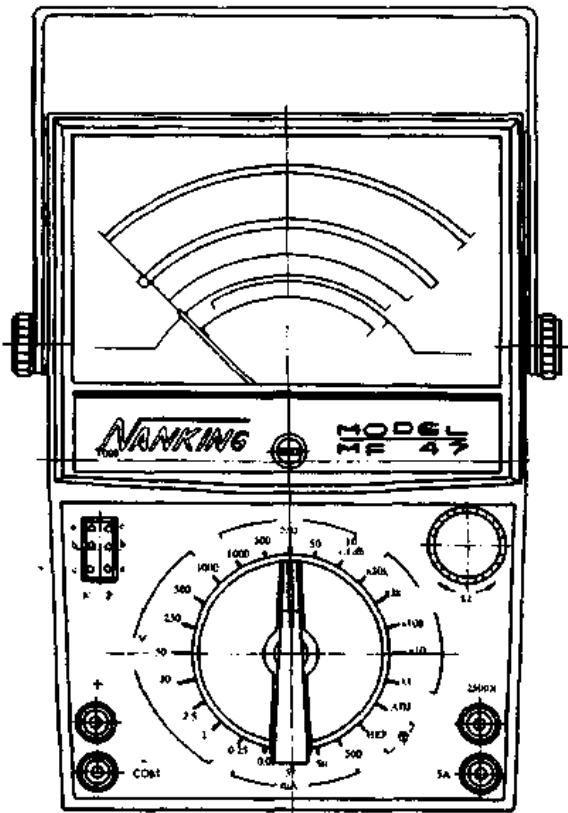


图 5-79 MF47 型万用电表外形图

置上,而后将测试棒跨接于被测电路两端。

直流电阻测量:转动开关至所需测量的电阻档,将测试棒两端短接,调整零欧姆调整旋钮,使指针对准于欧姆“0”位上,然后分开测试棒进行测量。

测量电路中的电阻时,应先切断电源,如电路中有电容则应先放电。

关于电容、电感、晶体管直流参数等的测量详见说明书。

使用 MF47 型万用电表注意事项:

量程转换开关必须拨在需测档位置,不能放错。如果测量电压时误将转换开关拨在电流档或电阻档,则将造成仪表烧坏。

测量高压或大电流时,必须先切断电源,再转换量程开关。

在测量未知量的电压或电流时,应先选择最高档,若指向该档最低值时,则应向低一档转换,直至旋转至适当位置以取得较准读数并避免打坏指针和烧坏电路。

如偶然发生因过载而烧断保险丝时,可打开表盒换上相同型号的保险丝。

在测量直流电压或直流电流时,必须注意仪表的极性。“+”、“-”端应各与电路的正、负端相接,在测量电流时,先断开电路后再将万用电表串接于电路中。

每次测量完毕后,应将转换开关拨到测交流电压最高一档,以免他人误用造成仪表损坏。也可避免由于将

量程拨在电阻档上,而把测试棒碰在一起而导致表内电池长时间的耗电。

(2) 钳形电流表:钳形电流表的工作原理:

钳形电流表是一种便携式,用于测量电路中具有安培级电流的电表。

测量时只要将被测载流导线夹于钳口中,便可读数。测量交流的钳形表实质上是由一个电流互感器和一个整流式仪表所组成,被测载流导线相当于交流互感器的一次侧绕组。

下面以 MG-28 型钳形表为例介绍其用法:

MG-28 型多用钳形表,是一种可携带直读式整流系多量程仪表。该仪表共有 18 个测量量限,除用来测量工作频率为 50Hz,电压不超过 500V 的交流网络中的电流及电压外,尚可测量直流电压、直流电流及电阻。

该型仪表是由一个万用表和一个可张开的钳形互感器两部分组成的组合测量仪表。当两部组合时,以被测电流导线为互感器初级,置于铁芯上的二次绕组为次级与万用表接通,表头即能指示通过导线的交流电流。当与钳形互感器分离时,可单独作为万用表使用。

使用方法为:

1) 使用前应先擦除仪表钳口上的油污,以保证其测试准确度。

2) 使用前注意指针是否指在零位上,如不指在零位时,可调整表盖上的机械零位调节器,使其恢复至零位。

3) 测量电流时,将钳形互感器插入万用表插孔,同时旋转拨盘,使钳形互感器紧固于万用表上。将转换开关调至需要测量的一档,(如果量限是未知,应将开关指在最高量限),用手按钳柄,使钳口张开,放置被测导线。为了减少误差,被测导线应在导磁铁芯的窗口中央,导磁铁芯闭合时,指针即在标尺上指示读数。

4) 将仪表测试杆插入仪表上方插孔内,然后将转换开关调至所需要的量限,即可按照万用电表使用方法进行测量。

使用注意事项:

1) 仪表各档量限,不能同时测量,测量时不得开关旋钮。

2) 如果所测量限是未知,应将量程转换开关旋到最大量限的位置上,然后再选择适当的量限,使指针得到最大的偏转。

3) 测量直流电流时,仪表应与被测电路串联,禁止将仪表直接并接在被测电路的电压两端,以防止仪表超载而损坏。

其他注意问题与万用表使用一样。

5.10.2 风机性能的测定

1. 风压和风量的测定

风压 风机的风压通常以全压表示。要测定风机的全压,必须分别测出压出端和吸入端测定截面上的全压平均值,然后按 $H_q = |H_{qv}| + |H_{qx}|$ 求出全压值 (H_{qv} 为风机压出段全压平均值, H_{qx} 为吸入段全压平均值)。

(1) 测定截面位置和测定截面内测点位置的确定。使用皮托管和微压计测定风管内的风量和风压时,测定

截面位置选得合适与否,将会直接影响到测量结果的准确性和可靠性。在对风机风量和风压测定时,应尽可能使测定断面位于风机的入口和出口处,或者在离风机入口处 $1.5D$ 处和离风机出口处 $2.5D$ 处 (D 为风机入口或出口处风管直径或当量直径),如果在距风机入口或出口处较远时,风机的全压应为吸入段测得的全压和压出段测得的全压之和再增加测定断面距风机入口和出口之距的阻力损失值(包括沿程阻力和局部阻力)。

为了求得风管断面内的平均流速和全压值,必须求出断面上各点的流速和全压值,然后取其平均值。对于

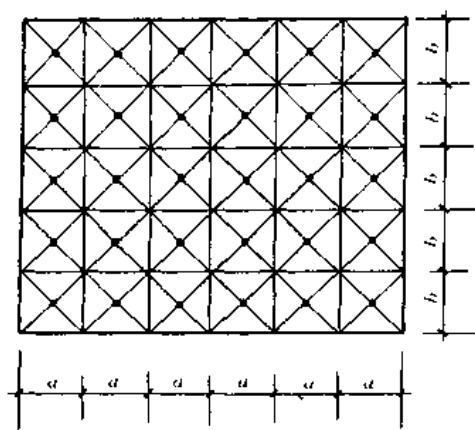


图 5-80 矩形风管测点布置图

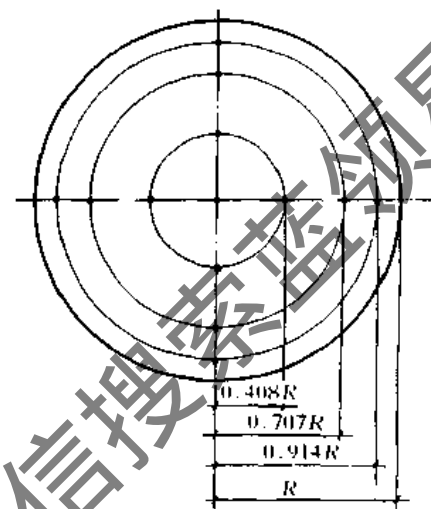


图 5-81 圆形风管测点布置图

表 5-63 圆形管道环数划分推荐表

风管直径(mm)	300	350	400	500	600	700	800	1000 以上
圆环数	5	6	7	8	10	12	14	16

各测点距风管中心的距离(图 5-81)按下式计算:

$$R_n = R \sqrt{\frac{2n-1}{2m}} \quad (5-51)$$

式中 R ——风管的半径 (mm);
 R_n ——从风管中心到第 n 个测点的距离 (mm);
 n ——自风管中心算起测点的顺序号(即圆环顺序号);
 m ——风管划分的圆环数。

(2) 风压和风速的测定。风机的全压、静压和动压一般可采用皮托管和微压计进行测定。测定时,将皮托管的全压接头与压力计的一端连接,压力计的读数即为该测点的全压值,把静压接头与压力计的一端连接,压力计的读数即为该测点的静压值,全压与静压之差即为该测点的动压值。

如果使用微压计进行测定时,将皮托管的全压接头与微压计的“+”(或正压接头)相连,所测数据即为该点的全压值。将皮托管的静压接头与微压计的“+”(正压接头)相连,所测数据即为该点的静压值。如果将皮托管的全压接头和静压接头分别接微压计的“+”(正压)接头和“-”(负压)接头相连,那末所测出的数值即为该测点

风管断面测点的选取,应根据不同风管分别决定。对于矩形风管,应将矩形断面划分成若干相等的小截面,且使这些小截面尽可能接近正方形,每个小截面的面积不得大于 0.05m^2 ,同时每个矩形风管断面划分的小截面数目不得少于 9 个,然后将每个小截面的中心作为测点。如图 5-80 所示。对于圆形风管,应将圆形断面分成若干面积相等的同心圆环,在每个圆环上布置 4 个测点,且使 4 个测点位于互相垂直的两条直径上,如图 5-81 所示,所划分圆环的数目可按表 5-63 选用。

的动压值。

测定断面的平均全压、静压可按下式计算:

$$\bar{H} = \frac{H_1 + H_2 + \dots + H_n}{n} \quad (\text{Pa}) \quad (5-52)$$

式中 H_1, H_2, \dots, H_n ——测定断面各测点的全压或静压值 (mmH₂O 或 Pa)。

测定断面的平均动压计算:

当各测点的动压值相差不太大时,其平均动压可按这些测定值的算术平均值计算,即

$$H_d = \frac{H_{d1} + H_{d2} + \dots + H_{dn}}{n} \quad (\text{Pa}) \quad (5-53)$$

如果各测点动压值相差较大时,其平均动压值按均方根求出,即:

$$H_d = \left(\frac{\sqrt{H_{d1}} + \sqrt{H_{d2}} + \dots + \sqrt{H_{dn}}}{n} \right)^2 \quad (\text{Pa}) \quad (5-54)$$

式中 $H_{d1}, H_{d2}, \dots, H_{dn}$ ——测定断面上各测点的动压值 (Pa);

n ——测点总数。

在对风管某一断面进行动压测定时,有时会出现某

些测点的测定值为负值或零的情况。如果测定仪器无异常现象时,则应将实测零或负值作为测定值。零和负值的出现说明测定断面气流的不稳定,有涡流的存在,但通过该断面的流量还是存在的。因此,在计算平均动压值时,可将负值做零数来计算,但测点数应包括测定数为零和负值的全部测点。

对于风机出、人口处空气流速的测定,可使用风速仪,也可以使用皮托管配微压计测定其动压值来计算。

如果已知测定断面的平均动压、平均风速可按下式计算:

$$v = \sqrt{\frac{2gH_d}{r}} \quad (\text{m/s}) \quad (5-55)$$

式中 g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{m/s}^2$;
 r ——空气的容重 (N/m^3);

$\overline{H_d}$ ——所测断面的平均动压值 (Pa)。

在常温条件下 (20°C), 通常取 $r = 1.2 \text{N/m}^3$, 于是可将上式写成如下形式:

$$\overline{v} = 4.04 \sqrt{\overline{H_d}} \quad (\text{m/s}) \quad (5-56)$$

有时为了简化计算, 节省时间, 快速方便, 知道平均动压 $\overline{P_d}$ 后, 可由动压风速换算表直接查出平均风速值。动压换算表见表 5-64。

在风速测定 (或求出后) 便可利用下式求出风机的风量:

$$Q = 3600 F \overline{v} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (5-57)$$

式中 F ——风管断面积 (m^2);

\overline{v} ——所测断面的平均风速 (m/s);

风机的平均风量可由下式确定:

表 5-64 动压换算表

动压		风速		动压		风速		动压		风速		动压		风速	
mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min
0.01	0.0004	0.40	78.7	0.25	0.0098	2.02	397.6	0.49	0.0193	2.83	557.1	0.73	0.0287	3.46	681.1
0.02	0.0008	0.57	112.2	0.26	0.0102	2.06	405.5	0.50	0.0197	2.86	563.0	0.74	0.0291	3.48	685.0
0.03	0.0012	0.70	137.8	0.27	0.0106	2.10	413.4	0.51	0.0201	2.89	568.9	0.75	0.0295	3.50	689.0
0.04	0.0016	0.81	159.5	0.28	0.0110	2.14	421.3	0.52	0.0205	2.92	574.8	0.76	0.0299	3.53	694.9
0.05	0.0020	0.90	177.2	0.29	0.0114	2.18	429.1	0.53	0.0209	2.94	578.7	0.77	0.0303	3.55	698.8
0.06	0.0024	0.99	194.9	0.30	0.0118	2.22	437.0	0.54	0.0213	2.97	584.6	0.78	0.0307	3.57	702.8
0.07	0.0028	1.07	210.6	0.31	0.0122	2.25	442.9	0.55	0.0217	3.00	590.5	0.79	0.0311	3.59	706.7
0.08	0.0032	1.14	224.4	0.32	0.0126	2.29	450.3	0.56	0.0221	3.03	596.5	0.80	0.0315	3.62	712.0
0.09	0.0035	1.21	238.2	0.33	0.0130	2.32	456.7	0.57	0.0224	3.05	600.4	0.81	0.0319	3.64	716.5
0.10	0.0039	1.28	252.0	0.34	0.0134	2.36	464.6	0.58	0.0228	3.08	606.3	0.82	0.0323	3.66	720.5
0.11	0.0043	1.34	263.8	0.35	0.0138	2.39	470.5	0.59	0.0232	3.11	612.2	0.83	0.0327	3.68	724.4
0.12	0.0047	1.40	275.6	0.36	0.0142	2.43	478.3	0.60	0.0236	3.13	616.1	0.84	0.0331	3.71	730.3
0.13	0.0051	1.46	287.4	0.37	0.0146	2.46	484.2	0.61	0.0240	3.16	622.0	0.85	0.0335	3.73	734.2
0.14	0.0055	1.51	297.2	0.38	0.0150	2.49	490.2	0.62	0.0244	3.18	626.0	0.86	0.0339	3.75	738.2
0.15	0.0059	1.57	309.1	0.39	0.0154	2.53	498.0	0.63	0.0248	3.21	631.9	0.87	0.0343	3.77	742.1
0.16	0.0063	1.62	318.9	0.40	0.0158	2.56	503.9	0.64	0.0252	3.24	637.8	0.88	0.0347	3.79	746.1
0.17	0.0067	1.67	328.7	0.41	0.0161	2.59	509.8	0.65	0.0256	3.26	641.7	0.89	0.0350	3.82	752.0
0.18	0.0071	1.72	338.6	0.42	0.0165	2.62	515.7	0.66	0.0260	3.29	647.6	0.90	0.0354	3.84	755.9
0.19	0.0075	1.76	346.5	0.43	0.0169	2.65	521.7	0.67	0.0264	3.31	651.6	0.91	0.0358	3.86	759.8
0.20	0.0079	1.81	356.3	0.44	0.0173	2.68	527.6	0.68	0.0268	3.33	655.5	0.92	0.0362	3.88	763.8
0.21	0.0083	1.85	364.2	0.45	0.0177	2.71	533.5	0.69	0.0272	3.36	661.4	0.93	0.0366	3.90	767.7
0.22	0.0087	1.90	374.0	0.46	0.0181	2.74	539.4	0.70	0.0276	3.38	665.3	0.94	0.0370	3.92	771.6
0.23	0.0091	1.94	381.9	0.47	0.0185	2.77	545.3	0.71	0.0280	3.41	671.3	0.95	0.0374	3.94	775.6
0.24	0.0095	1.98	389.8	0.48	0.0189	2.80	551.2	0.72	0.0284	3.43	675.2	0.96	0.0378	3.96	779.5

(续表)

动压		风速		动压		风速		动压		风速		动压		风速	
mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min
0.97	0.0382	3.98	783.5	1.33	0.0524	4.66	917.3	1.69	0.0665	5.26	1035.	2.05	0.0807	5.79	1139.8
0.98	0.0386	4.00	787.4	1.34	0.0528	4.68	921.3	1.70	0.0669	5.27	1037.	2.06	0.0811	5.80	1141.7
0.99	0.0390	4.02	791.3	1.35	0.0532	4.70	925.2	1.71	0.0673	5.29	1041.	2.07	0.0815	5.82	1145.7
1.00	0.0394	4.04	795.3	1.36	0.0535	4.72	929.1	1.72	0.0677	5.30	1043.	2.08	0.0819	5.83	1147.6
1.01	0.0398	4.06	799.2	1.37	0.0539	4.73	931.1	1.73	0.0681	5.32	1047.	2.09	0.0823	5.85	1151.6
1.02	0.0402	4.08	803.1	1.38	0.0543	4.75	935.0	1.74	0.0685	5.33	1049.	2.10	0.0827	5.86	1153.5
1.03	0.0406	4.10	807.1	1.39	0.0547	4.77	939.0	1.75	0.0689	5.35	1053.	2.11	0.0831	5.87	1155.5
1.04	0.0410	4.12	811.0	1.40	0.0551	4.78	940.9	1.76	0.0693	5.36	1055.	2.12	0.0835	5.89	1159.4
1.05	0.0413	4.14	815.0	1.41	0.0555	4.80	944.9	1.77	0.0697	5.38	1059.	2.13	0.0839	5.90	1161.4
1.06	0.0417	4.16	818.9	1.42	0.0559	4.82	948.8	1.78	0.0701	5.40	1063.	2.14	0.0843	5.92	1165.3
1.07	0.0421	4.18	822.8	1.43	0.0563	4.84	952.7	1.79	0.0705	5.41	1065.	2.15	0.0847	5.93	1167.3
1.08	0.0425	4.20	826.8	1.44	0.0567	4.85	954.7	1.80	0.0709	5.43	1068.	2.16	0.0850	5.94	1169.3
1.09	0.0429	4.22	830.7	1.45	0.0571	4.87	958.7	1.81	0.0713	5.44	1070.	2.17	0.0854	5.96	1173.2
1.10	0.0433	4.24	834.6	1.46	0.0575	4.89	962.6	1.82	0.0717	5.46	1074.	2.18	0.0858	5.97	1175.2
1.11	0.0437	4.26	838.6	1.47	0.0579	4.90	964.6	1.83	0.0721	5.47	1076.	2.19	0.0862	5.98	1177.2
1.12	0.0441	4.28	842.5	1.48	0.0583	4.92	968.5	1.84	0.0724	5.49	1080.	2.20	0.0866	6.00	1181.1
1.13	0.0445	4.30	846.5	1.49	0.0587	4.94	972.4	1.85	0.0728	5.50	1082.	2.21	0.0870	6.01	1183.1
1.14	0.0449	4.32	850.4	1.50	0.0591	4.95	974.4	1.86	0.0732	5.52	1086.	2.22	0.0874	6.03	1187.0
1.15	0.0453	4.34	854.3	1.51	0.0595	4.97	978.3	1.87	0.0736	5.53	1088.	2.23	0.0878	6.04	1189.0
1.16	0.0457	4.36	858.3	1.52	0.0598	4.99	982.3	1.88	0.0740	5.54	1090.	2.24	0.0882	6.05	1190.9
1.17	0.0461	4.37	860.2	1.53	0.0602	5.00	984.2	1.89	0.0744	5.56	1094.	2.25	0.0886	6.07	1194.9
1.18	0.0465	4.39	864.2	1.54	0.0606	5.02	988.2	1.90	0.0748	5.57	1096.	2.26	0.0890	6.08	1196.8
1.19	0.0469	4.41	868.1	1.55	0.0610	5.03	990.2	1.91	0.0752	5.59	1100.	2.27	0.0894	6.09	1198.8
1.20	0.0472	4.43	872.0	1.56	0.0614	5.05	994.1	1.92	0.0756	5.60	1102.	2.28	0.0898	6.11	1202.7
1.21	0.0476	4.45	876.0	1.57	0.0618	5.07	998.0	1.93	0.0760	5.62	1106.	2.29	0.0902	6.12	1204.7
1.22	0.0480	4.47	880.0	1.58	0.0622	5.08	1000.0	1.94	0.0764	5.63	1108.	2.30	0.0906	6.13	1206.7
1.23	0.0484	4.48	881.9	1.59	0.0626	5.10	1003.9	1.95	0.0768	5.65	1112.	2.31	0.0910	6.15	1210.6
1.24	0.0488	4.50	885.8	1.60	0.0630	5.12	1007.9	1.96	0.0772	5.66	1114.	2.32	0.0913	6.16	1212.6
1.25	0.0492	4.52	889.8	1.61	0.0634	5.13	1009.	1.97	0.0776	5.68	1118.	2.33	0.0917	6.17	1214.6
1.26	0.0496	4.54	893.7	1.62	0.0638	5.15	1013.	1.98	0.0780	5.69	1120.	2.34	0.0921	6.19	1218.5
1.27	0.0500	4.56	897.6	1.63	0.0642	5.16	1015.	1.99	0.0784	5.70	1122.	2.35	0.0925	6.20	1220.5
1.28	0.0504	4.58	901.6	1.64	0.0646	5.18	1019.	2.00	0.0787	5.72	1126.	2.36	0.0929	6.21	1222.4
1.29	0.0508	4.59	903.5	1.65	0.0650	5.19	1021.	2.01	0.0791	5.73	1127.9	2.37	0.0933	6.23	1226.4
1.30	0.0512	4.61	907.5	1.66	0.0654	5.21	1025.	2.02	0.0795	5.75	1131.9	2.38	0.0937	6.24	1228.3
1.31	0.0516	4.63	911.4	1.67	0.0658	5.23	1029.	2.03	0.0799	5.76	1133.8	2.39	0.0941	6.25	1230.3
1.32	0.0520	4.65	915.3	1.68	0.0661	5.24	1031.	2.04	0.0803	5.78	1137.8	2.40	0.0945	6.26	1232.3

(续表)

动压		风速		动压		风速		动压		风速		动压		风速	
mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min
2.41	0.0949	6.28	1236.2	2.77	0.1091	6.73	1324.8	3.13	0.1232	7.15	1407.5	3.49	0.1374	7.55	1486.2
2.42	0.0953	6.29	1238.2	2.78	0.1095	6.74	1326.8	3.14	0.1236	7.17	1411.4	3.50	0.1378	7.57	1490.1
2.43	0.0957	6.30	1240.1	2.79	0.1098	6.75	1328.7	3.15	0.1240	7.18	1413.4	3.51	0.1382	7.58	1492.1
2.44	0.0961	6.32	1244.1	2.80	0.1102	6.77	1332.7	3.16	0.1244	7.19	1415.3	3.52	0.1386	7.59	1494.1
2.45	0.0965	6.33	1246.1	2.81	0.1106	6.78	1334.6	3.17	0.1248	7.20	1417.3	3.53	0.1390	7.60	1496.1
2.46	0.0969	6.34	1248.0	2.82	0.1110	6.79	1336.6	3.18	0.1252	7.21	1419.3	3.54	0.1394	7.61	1498.0
2.47	0.0972	6.36	1252.0	2.83	0.1114	6.80	1338.6	3.19	0.1256	7.22	1421.2	3.55	0.1398	7.62	1500.0
2.48	0.0976	6.37	1253.9	2.84	0.1118	6.81	1340.5	3.20	0.1260	7.23	1423.2	3.56	0.1402	7.63	1502.0
2.49	0.0980	6.38	1255.9	2.85	0.1122	6.83	1344.5	3.21	0.1264	7.25	1427.2	3.57	0.1406	7.64	1503.9
2.50	0.0984	6.39	1257.9	2.86	0.1126	6.84	1346.4	3.22	0.1268	7.26	1429.1	3.58	0.1410	7.65	1505.9
2.51	0.0988	6.41	1261.8	2.87	0.1130	6.85	1348.4	3.23	0.1272	7.27	1431.1	3.59	0.1413	7.66	1507.9
2.52	0.0992	6.42	1263.8	2.88	0.1134	6.86	1350.4	3.24	0.1276	7.28	1433.1	3.60	0.1417	7.67	1509.8
2.53	0.0996	6.43	1265.7	2.89	0.1138	6.87	1352.4	3.25	0.1280	7.29	1435.0	3.61	0.1421	7.68	1511.8
2.54	0.1000	6.44	1267.7	2.90	0.1142	6.89	1356.3	3.26	0.1284	7.30	1437.0	3.62	0.1425	7.69	1513.8
2.55	0.1004	6.46	1271.6	2.91	0.1146	6.90	1358.3	3.27	0.1287	7.31	1439.0	3.63	0.1429	7.70	1515.7
2.56	0.1008	6.47	1273.6	2.92	0.1150	6.91	1360.2	3.28	0.1291	7.32	1440.9	3.64	0.1433	7.72	1519.7
2.57	0.1012	6.48	1275.6	2.93	0.1154	6.92	1362.2	3.29	0.1295	7.33	1442.9	3.65	0.1437	7.73	1521.6
2.58	0.1016	6.50	1279.5	2.94	0.1158	6.93	1364.2	3.30	0.1299	7.35	1446.8	3.66	0.1441	7.74	1523.6
2.59	0.1020	6.51	1281.5	2.95	0.1161	6.95	1368.1	3.31	0.1303	7.36	1448.8	3.67	0.1445	7.75	1525.6
2.60	0.1024	6.52	1283.5	2.96	0.1165	6.96	1370.1	3.32	0.1307	7.37	1450.8	3.68	0.1449	7.76	1527.5
2.61	0.1028	6.53	1285.4	2.97	0.1169	6.97	1372.0	3.33	0.1311	7.38	1452.7	3.69	0.1453	7.77	1529.5
2.62	0.1032	6.55	1289.4	2.98	0.1173	6.98	1374.0	3.34	0.1315	7.39	1454.7	3.70	0.1457	7.78	1531.5
2.63	0.1035	6.56	1291.3	2.99	0.1177	6.99	1376.0	3.35	0.1319	7.40	1456.7	3.71	0.1461	7.79	1533.5
2.64	0.1039	6.57	1293.3	3.00	0.1181	7.00	1377.9	3.36	0.1323	7.41	1458.6	3.72	0.1465	7.80	1535.4
2.65	0.1043	6.58	1295.3	3.01	0.1185	7.02	1381.9	3.37	0.1327	7.42	1460.6	3.73	0.1469	7.81	1537.4
2.66	0.1047	6.60	1299.2	3.02	0.1189	7.03	1383.8	3.38	0.1331	7.43	1462.6	3.74	0.1472	7.82	1539.4
2.67	0.1051	6.61	1301.2	3.03	0.1193	7.04	1385.8	3.39	0.1335	7.45	1466.5	3.75	0.1476	7.83	1541.3
2.68	0.1055	6.62	1303.1	3.04	0.1197	7.05	1387.8	3.40	0.1339	7.46	1468.5	3.76	0.1480	7.84	1543.3
2.69	0.1059	6.63	1305.1	3.05	0.1201	7.06	1389.8	3.41	0.1343	7.47	1470.5	3.77	0.1484	7.85	1545.3
2.70	0.1063	6.64	1307.1	3.06	0.1205	7.07	1391.7	3.42	0.1347	7.48	1472.4	3.78	0.1488	7.86	1547.2
2.71	0.1067	6.66	1311.0	3.07	0.1209	7.09	1395.7	3.43	0.1350	7.49	1474.4	3.79	0.1492	7.87	1549.2
2.72	0.1071	6.67	1313.0	3.08	0.1213	7.10	1397.6	3.44	0.1354	7.50	1476.4	3.80	0.1496	7.88	1551.2
2.73	0.1075	6.68	1315.0	3.09	0.1217	7.11	1399.6	3.45	0.1358	7.51	1478.3	3.81	0.1500	7.89	1553.1
2.74	0.1079	6.69	1316.9	3.10	0.1221	7.12	1401.6	3.46	0.1362	7.52	1480.3	3.82	0.1504	7.90	1555.1
2.75	0.1083	6.71	1320.9	3.11	0.1224	7.13	1403.5	3.47	0.1366	7.53	1482.3	3.83	0.1508	7.91	1557.1
2.76	0.1087	6.72	1322.8	3.12	0.1228	7.14	1405.5	3.48	0.1370	7.54	1484.2	3.84	0.1512	7.92	1559.0

(续表)

动压		风速		动压		风速		动压		风速		动压		风速	
mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min
3.85	0.1516	7.93	1561.0	4.21	0.1658	8.30	1633.8	4.57	0.1799	8.64	1700.8	4.93	0.1941	8.98	1767.7
3.86	0.1520	7.94	1563.0	4.22	0.1661	8.31	1635.8	4.58	0.1803	8.65	1702.7	4.94	0.1945	8.99	1769.7
3.87	0.1524	7.96	1566.9	4.23	0.1665	8.32	1637.8	4.59	0.1807	8.66	1704.7	4.95	0.1949	9.00	1771.6
3.88	0.1528	7.97	1568.9	4.24	0.1669	8.33	1639.7	4.60	0.1811	8.67	1706.7	4.96	0.1953	9.01	1773.6
3.89	0.1532	7.98	1570.9	4.25	0.1673	8.34	1641.7	4.61	0.1815	8.68	1708.6	4.97	0.1957	9.02	1775.6
3.90	0.1535	7.99	1572.8	4.26	0.1677	8.35	1643.7	4.62	0.1819	8.69	1710.6	4.98	0.1961	9.03	1777.5
3.91	0.1539	8.00	1574.8	4.27	0.1681	8.36	1645.7	4.63	0.1823	8.70	1712.6	4.99	0.1965	9.04	1777.5
3.92	0.1543	8.01	1576.8	4.28	0.1685	8.37	1647.6	4.64	0.1827	8.71	1714.6	5.00	0.1969	9.04	1779.5
3.93	0.1547	8.02	1578.7	4.29	0.1689	8.38	1649.6	4.65	0.1831	8.72	1716.5	5.01	0.1972	9.05	1781.5
3.94	0.1551	8.03	1580.7	4.30	0.1693	8.39	1651.6	4.66	0.1835	8.73	1718.5	5.02	0.1976	9.06	1783.4
3.95	0.1555	8.04	1582.7	4.31	0.1697	8.40	1653.5	4.67	0.1839	8.74	1720.5	5.03	0.1980	9.07	1785.4
3.96	0.1559	8.05	1584.6	4.32	0.1701	8.40	1653.5	4.68	0.1843	8.75	1722.4	5.04	0.1984	9.08	1787.4
3.97	0.1563	8.06	1586.6	4.33	0.1705	8.41	1655.5	4.69	0.1847	8.76	1724.4	5.05	0.1988	9.09	1789.4
3.98	0.1567	8.07	1588.6	4.34	0.1709	8.42	1657.5	4.70	0.1850	8.77	1726.4	5.06	0.1992	9.10	1791.3
3.99	0.1571	8.08	1590.5	4.35	0.1713	8.43	1659.4	4.71	0.1854	8.78	1728.3	5.07	0.1996	9.10	1791.3
4.00	0.1575	8.09	1592.5	4.36	0.1717	8.44	1661.4	4.72	0.1858	8.79	1730.3	5.08	0.2000	9.11	1793.3
4.01	0.1579	8.10	1594.5	4.37	0.1721	8.45	1663.4	4.73	0.1862	8.79	1730.3	5.09	0.2004	9.12	1795.3
4.02	0.1583	8.11	1596.4	4.38	0.1724	8.46	1665.5	4.74	0.1866	8.80	1732.3	5.10	0.2008	9.13	1797.2
4.03	0.1587	8.12	1598.4	4.39	0.1728	8.47	1667.3	4.75	0.1870	8.81	1734.2	5.11	0.2012	9.14	1799.2
4.04	0.1591	8.13	1600.4	4.40	0.1732	8.48	1669.3	4.76	0.1874	8.82	1736.2	5.12	0.2016	9.15	1801.2
4.05	0.1595	8.14	1602.3	4.41	0.1736	8.49	1671.2	4.77	0.1878	8.83	1738.2	5.13	0.2020	9.16	1803.1
4.06	0.1598	8.15	1604.3	4.42	0.1740	8.50	1673.2	4.78	0.1882	8.84	1740.1	5.14	0.2024	9.17	1805.1
4.07	0.1602	8.16	1606.3	4.43	0.1744	8.51	1675.2	4.79	0.1886	8.85	1742.1	5.15	0.2028	9.18	1807.1
4.08	0.1606	8.17	1608.3	4.44	0.1748	8.52	1677.2	4.80	0.1890	8.86	1744.1	5.16	0.2032	9.19	1809.2
4.09	0.1610	8.18	1610.2	4.45	0.1752	8.53	1679.1	4.81	0.1894	8.87	1746.0	5.17	0.2035	9.19	1809.0
4.10	0.1614	8.19	1612.2	4.46	0.1756	8.54	1681.1	4.82	0.1898	8.88	1748.0	5.18	0.2039	9.20	1811.0
4.11	0.1618	8.20	1614.2	4.47	0.1760	8.55	1683.1	4.83	0.1902	8.89	1750.0	5.19	0.2043	9.21	1813.0
4.12	0.1622	8.21	1616.1	4.48	0.1764	8.56	1685.0	4.84	0.1906	8.90	1752.0	5.20	0.2047	9.22	1814.9
4.13	0.1626	8.22	1618.1	4.49	0.1768	8.57	1687.0	4.85	0.1910	8.91	1753.9	5.21	0.2051	9.23	1816.9
4.14	0.1630	8.23	1620.1	4.50	0.1772	8.58	1689.0	4.86	0.1913	8.91	1753.9	5.22	0.2055	9.24	1818.9
4.15	0.1634	8.24	1622.0	4.51	0.1776	8.59	1690.9	4.87	0.1917	8.92	1755.9	5.23	0.2059	9.25	1820.8
4.16	0.1638	8.25	1624.0	4.52	0.1780	8.60	1692.9	4.88	0.1921	8.93	1757.9	5.24	0.2063	9.26	1822.8
4.17	0.1642	8.26	1626.0	4.53	0.1784	8.61	1694.9	4.89	0.1925	8.94	1759.8	5.25	0.2067	9.26	1822.8
4.18	0.1646	8.27	1627.9	4.54	0.1787	8.62	1696.8	4.90	0.1929	8.95	1761.8	5.26	0.2071	9.27	1824.8
4.19	0.1650	8.28	1629.9	4.55	0.1791	8.63	1698.8	4.91	0.1933	8.96	1763.8	5.27	0.2075	9.28	1826.8
4.20	0.1654	8.29	1631.9	4.56	0.1795	8.64	1700.8	4.92	0.1937	8.97	1765.7	5.28	0.2079	9.29	1828.7

(续表)

动压		风速		动压		风速		动压		风速		动压		风速	
mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min
5.29	0.2083	9.30	1830.7	5.65	0.2224	9.61	1891.7	6.01	0.2366	9.91	1950.8	6.37	0.2508	10.21	2009.8
5.30	0.2087	9.31	1832.7	5.66	0.2228	9.62	1893.7	6.02	0.2370	9.92	1952.7	6.38	0.2512	10.21	2009.8
5.31	0.2091	9.32	1834.6	5.67	0.2232	9.63	1895.7	6.03	0.2374	9.93	1954.7	6.39	0.2516	10.22	2011.8
5.32	0.2095	9.33	1836.6	5.68	0.2236	9.64	1897.6	6.04	0.2378	9.94	1956.7	6.40	0.2520	10.23	2013.8
5.33	0.2098	9.34	1838.6	5.69	0.2240	9.65	1899.6	6.05	0.2382	9.95	1958.6	6.41	0.2524	10.24	2015.7
5.34	0.2102	9.34	1838.6	5.70	0.2244	9.65	1899.6	6.06	0.2386	9.95	1958.6	6.42	0.2528	10.25	2017.7
5.35	0.2106	9.35	1840.5	5.71	0.2248	9.66	1901.6	6.07	0.2390	9.96	1960.6	6.43	0.2532	10.25	2017.7
5.36	0.2110	9.36	1842.5	5.72	0.2252	9.67	1903.5	6.08	0.2394	9.97	1962.6	6.44	0.2535	10.26	2019.7
5.37	0.2114	9.37	1844.5	5.73	0.2256	9.68	1905.5	6.09	0.2398	9.98	1964.5	6.45	0.2539	10.27	2021.6
5.38	0.2118	9.38	1846.4	5.74	0.2260	9.69	1905.5	6.10	0.2402	9.99	1966.5	6.46	0.2543	10.28	2023.6
5.39	0.2122	9.39	1848.4	5.75	0.2264	9.70	1909.4	6.11	0.2406	10.00	1968.5	6.47	0.2547	10.29	2025.6
5.40	0.2126	9.40	1850.4	5.76	0.2268	9.70	1909.4	6.12	0.2409	10.00	1968.5	6.48	0.2551	10.29	2025.6
5.41	0.2130	9.41	1852.3	5.77	0.2272	9.71	1911.4	6.13	0.2413	10.01	1970.5	6.49	0.2555	10.30	2027.5
5.42	0.2134	9.41	1852.3	5.78	0.2276	9.72	1913.4	6.14	0.2417	10.02	1972.4	6.50	0.2559	10.31	2029.5
5.43	0.2138	9.42	1854.3	5.79	0.2280	9.73	1915.3	6.15	0.2421	10.03	1974.4	6.51	0.2563	10.32	2031.5
5.44	0.2142	9.43	1856.3	5.80	0.2284	9.74	1917.3	6.16	0.2425	10.04	1976.4	6.52	0.2567	10.33	2033.4
5.45	0.2146	9.44	1858.3	5.81	0.2287	9.75	1919.3	6.17	0.2429	10.04	1976.4	6.53	0.2571	10.33	2033.4
5.46	0.2150	9.45	1860.2	5.82	0.2291	9.76	1921.2	6.18	0.2433	10.05	1978.3	6.54	0.2575	10.34	2035.4
5.47	0.2154	9.46	1862.2	5.83	0.2295	9.76	1921.2	6.19	0.2437	10.06	1980.3	6.55	0.2579	10.35	2037.4
5.48	0.2158	9.47	1864.2	5.84	0.2299	9.77	1923.2	6.20	0.2441	10.07	1982.3	6.56	0.2583	10.36	2039.4
5.49	0.2161	9.47	1864.2	5.85	0.2303	9.78	1925.2	6.21	0.2445	10.08	1984.2	6.57	0.2587	10.36	2039.4
5.50	0.2165	9.48	1866.1	5.86	0.2307	9.79	1927.1	6.22	0.2449	10.09	1986.2	6.58	0.2591	10.37	2041.3
5.51	0.2169	9.49	1868.1	5.87	0.2311	9.80	1929.1	6.23	0.2453	10.09	1986.2	6.59	0.2595	10.38	2043.3
5.52	0.2173	9.50	1870.1	5.88	0.2315	9.81	1931.1	6.24	0.2457	10.10	1988.2	6.60	0.2598	10.39	2045.3
5.53	0.2177	9.51	1872.0	5.89	0.2319	9.81	1931.1	6.25	0.2461	10.11	1990.1	6.61	0.2602	10.40	2047.2
5.54	0.2181	9.52	1874.0	5.90	0.2323	9.82	1933.1	6.26	0.2465	10.12	1992.1	6.62	0.2606	10.40	2047.2
5.55	0.2185	9.53	1876.0	5.91	0.2327	9.83	1935.0	6.27	0.2469	10.13	1994.1	6.63	0.2610	10.41	2049.2
5.56	0.2189	9.54	1877.9	5.92	0.2331	9.84	1937.0	6.28	0.2472	10.13	1994.1	6.64	0.2614	10.42	2051.2
5.57	0.2193	9.54	1877.9	5.93	0.2335	9.85	1939.0	6.29	0.2476	10.14	1996.0	6.65	0.2618	10.43	2053.1
5.58	0.2197	9.55	1879.9	5.94	0.2339	9.86	1940.9	6.30	0.2480	10.15	1998.0	6.66	0.2622	10.44	2055.1
5.59	0.2201	9.56	1881.9	5.95	0.2343	9.86	1940.9	6.31	0.2484	10.16	2000.0	6.67	0.2626	10.44	2055.1
5.60	0.2205	9.57	1883.8	5.96	0.2347	9.87	1942.9	6.32	0.2488	10.17	2001.9	6.68	0.2630	10.45	2057.1
5.61	0.2209	9.58	1885.8	5.97	0.2350	9.88	1944.9	6.33	0.2492	10.17	2001.9	6.69	0.2634	10.46	2059.0
5.62	0.2213	9.59	1887.8	5.98	0.2354	9.89	1946.8	6.34	0.2496	10.18	2003.9	6.70	0.2638	10.47	2061.0
5.63	0.2217	9.59	1887.8	5.99	0.2358	9.90	1948.8	6.35	0.2500	10.19	2005.9	6.71	0.2642	10.47	2061.0
5.64	0.2221	9.60	1889.7	6.00	0.2362	9.91	1950.8	6.36	0.2504	10.20	2007.9	6.72	0.2646	10.48	2063.0

(续表)

动压		风速		动压		风速		动压		风速		动压		风速	
mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min	mmH ₂ O	in H ₂ O	m/s	ft/min
6.73	0.2650	10.49	2065.0	7.05	0.2776	10.74	2114.2	7.22	0.2843	10.87	2139.7	7.39	0.2909	10.99	2163.4
6.74	0.2654	10.50	2066.9	7.06	0.2780	10.74	2114.2	7.23	0.2847	10.87	2139.7	7.40	0.2913	11.00	2165.3
6.75	0.2658	10.51	2068.9	7.07	0.2784	10.75	2116.1	7.24	0.2850	10.88	2141.7	7.41	0.2917	11.01	2167.3
6.76	0.2661	10.51	2068.9	7.08	0.2787	10.76	2118.1	7.25	0.2854	10.89	2143.7	7.42	0.2921	11.01	2167.3
6.77	0.2665	10.52	2070.8	7.09	0.2791	10.77	2120.1	7.26	0.2858	10.90	2145.6	7.43	0.2925	11.02	2169.3
6.78	0.2669	10.53	2072.8	7.10	0.2795	10.77	2120.1	7.27	0.2862	10.90	2145.6	7.44	0.2929	11.03	2171.2
6.79	0.2673	10.54	2074.8	7.11	0.2799	10.78	2122.0	7.28	0.2866	10.91	2147.6	7.45	0.2933	11.04	2173.2
6.80	0.2677	10.54	2074.8	7.12	0.2803	10.79	2124.0	7.29	0.2870	10.92	2149.6	7.46	0.2937	11.04	2173.2
6.81	0.2681	10.55	2076.8	7.13	0.2807	10.80	2126.0	7.30	0.2874	10.93	2151.6	7.47	0.2941	11.05	2175.2
6.82	0.2685	10.56	2078.7	7.14	0.2811	10.81	2127.9	7.31	0.2878	10.93	2151.6	7.48	0.2945	11.06	2177.1
6.83	0.2689	10.57	2080.7	7.15	0.2815	10.81	2127.9	7.32	0.2882	10.94	2153.5	7.49	0.2949	11.07	2179.1
6.84	0.2693	10.58	2082.7	7.16	0.2819	10.82	2129.2	7.33	0.2886	10.95	2155.5	7.50	0.2953	11.07	2179.1
6.85	0.2697	10.58	2082.7	7.17	0.2823	10.83	2131.9	7.34	0.2890	10.96	2157.5	7.51	0.2957	11.08	2181.1
6.86	0.2701	10.59	2084.6	7.18	0.2827	10.84	2133.8	7.35	0.2894	10.96	2157.5	7.52	0.2961	11.09	2183.0
6.87	0.2705	10.60	2086.6	7.19	0.2831	10.84	2133.8	7.36	0.2898	10.97	2159.4	7.53	0.2965	11.10	2185.0
6.88	0.2709	10.61	2088.6	7.20	0.2835	10.85	2135.8	7.37	0.2902	10.98	2161.4	7.54	0.2969	11.10	2185.0
6.89	0.2713	10.61	2088.6	7.21	0.2839	10.86	2137.8	7.38	0.2906	10.99	2163.4	7.55	0.2972	11.11	2187.0
6.90	0.2717	10.62	2090.5												
6.91	0.2721	10.63	2092.5												
6.92	0.2724	10.64	2094.5												
6.93	0.2728	10.65	2096.4												
6.94	0.2732	10.65	2096.4												
6.95	0.2736	10.66	2098.4												
6.96	0.2740	10.67	2100.4												
6.97	0.2744	10.68	2102.3												
6.98	0.2748	10.68	2104.3												
6.99	0.2752	10.69	2104.3												
7.00	0.2756	10.70	2106.3												
7.01	0.2760	10.71	2108.2												
7.02	0.2764	10.71	2108.2												
7.03	0.2768	10.72	2110.2												
7.04	0.2772	10.73	2112.2												

注:表中数据按下列公式求得:

$$v = \sqrt{\frac{2gH_d}{r}}$$

式中 v ——风速 (m/s, 1m/s = 196.848 ft/min)
 g ——重力加速度 (m/s², 其值为 9.81)
 r ——空气容重 (kg/m³, 其值取 1.2)
 H_d ——动压 (mmH₂O, 1mmH₂O = 39.37 inH₂O)

1mmH₂O = 0.001mH₂O = 0.001 × 39.37 = 0.03937inH₂O

(此表由航空工业规划设计研究院提供)

$$Q = (Q_1 + Q_2) / 2 \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (5-58)$$

式中 Q_1 ——风机吸入端所测得风量 (m^3/h);

Q_2 ——风机压出端所测得风量 (m^3/h)。

2. 风机转速的测定

使用转速表可直接测量风机或电动机的转速。采用三角皮带传动的风机如果对于风机的转速不便直接测出时,可采用电动机的实测转速,按下式换算出风机的转速。

$$n_f = \frac{n_d \cdot D_d}{D_f \cdot K_p} \quad (5-59)$$

式中 n_f, n_d ——风机、电机的转速, (r/min);

D_f, D_d ——风机、电动机皮带轮的直径, (mm);

K_p ——皮带的滑动系数,取 $K_p = 1.05$ 。

3. 风机轴功率的测定

风机的轴功率也就是电动机的输出轴功率,对于电动机功率的测定,可采用以下几种方法:

(1) 用电度表转盘转速测定电动机的轴功率。一般采用电度表转盘转 10 转所需的时间来计算,其计算式为:

$$N = \frac{10}{K} \times 3600 C_r P_r \quad (5-60)$$

式中 N ——电动机功率(kW);

K ——电度表常数,即每 $\text{kW} \cdot \text{h}$ 电度表转盘的转数;

t ——电度表转盘每 10 转所需时间(s);

C_r ——电流互感器的变化值;

P_r ——电压互感器的变化值。

(2) 利用钳形电流表和万用表测定电动机的功率。用钳形电流表可测得三相电流 I_A, I_B, I_C , 用万用表的交流电压档测出主电路的电压数, V_{AB}, V_{BC}, V_{CA} , 则由:

$$I = (I_A + I_B + I_C) / 3 \quad (\text{A}) \quad (5-61)$$

$$V = (V_{AB} + V_{BC} + V_{CA}) / 3 \quad (\text{V}) \quad (5-62)$$

于是电动机轴功率为:

$$N = \frac{\sqrt{3} V \cdot I \cos \phi}{1000} \eta_d \quad (\text{kW}) \quad (5-63)$$

式中 $\cos \phi$ ——电动机的功率因数, $0.8 \sim 0.85$;

η_d ——电动机效率, $0.8 \sim 0.9$ 。

4. 风机的效率

在对风机的风量 Q 、全压 H_q 、电动机输出功率 N 测出之后,便可利用下式求出风机的效率

$$\eta = \frac{Q \times H_q}{102 \times 3600 \times \eta_{ST} \times N} \quad (5-64)$$

式中 η_{ST} ——机械传动效率,联轴器直接传动时, $\eta_{ST} = 0.98$, 三角皮带传动时, $\eta_{ST} = 0.95$ 。

5.11 风机运行中常见故障及处理

5.11.1 风机运行的正常维护

风机是空调系统用来输送空气的动力设备,它和其他机械设备一样,需要正常的维护保养。正常的维护保

养是风机正常运行的保证。

风机的维护保养贯穿在风机运转的始终,其主要内容就是严格按照有关的技术文件规定和操作规程进行风机的运转,并对运转中出现的问题进行及时的维修。

1. 风机的完好标准

(1) 技术性能、运行参数(风量、风压、效率等)达到设计要求。

(2) 运行正常,设备无异常振动及异常响声(噪声不超过《工业企业噪声卫生标准》的规定)。

(3) 风机外壳无严重磨损及腐蚀,无漏风现象。

(4) 电器及控制系统完好,保护接地符合要求,电机无严重超负荷、超温现象。

(5) 润滑装置无异常,润滑油脂符合技术要求,运行正常。

(6) 风机、风管保温良好,外观整洁,软接头无漏风现象。

(7) 风机台座、减振器无变形、损坏现象,且应整洁。

2. 风机的技术维护

风机的技术维护主要应包括以下几个方面:

(1) 检查轴承、联轴器、皮带轮及皮带传动装置,风机的减振装置是否完好。

(2) 检查风机外壳体,观察转轮、叶片、开附件。

(3) 检查风机转子和外壳间的间隙。

(4) 检查转子的平衡,转子是否平衡一般可根据外壳振动和叶轮旋转的均匀性判定。

(5) 检查风机的进、出口调节阀、启动阀的可靠性。

(6) 检查风管的完整性,风管连接的严密性及有无衬垫。

(7) 检查油漆和抗腐蚀性覆盖层的状况。

(8) 检查转动部分有无润滑油,并在必要时予以补充。

3. 离心风机的一级保养内容与要求

(1) 擦拭风机的外壳,要求能露出其本色。

(2) 对于有保温层的风机,应清除保温层上的污物、灰尘使其保持清洁。

(3) 检查地脚螺钉、或风机底座与减振台座,减振台座与减振器之间的连接螺栓是否松动。

(4) 检查联轴器或皮带轮、三角带是否完好,保护是否牢靠。

(5) 检查各润滑部位,保持油质干净,油量适当,油标醒目。

(6) 检查各摩擦部位的温度是否正常。

(7) 监听运转声音是否正常。

(8) 检查调节各个阀门,保持开关灵活可靠。

(9) 检查软接头是否完好,管道有无泄漏。

(10) 清除一般性的泄漏现象。

(11) 对电动机进行一级保养。

4. 离心风机的二级保养内容与要求

(1) 进行一级保养各项内容。

(2) 拆扫风机,检查叶轮是否完好,是否松动。

(3) 检修或清洗轴承(或轴瓦)。

(4) 检查或更换联轴器的螺钉及衬垫或皮带轮的三

角带。

- (5) 检修或更换阀门。
- (6) 修补管道或更换帆布接头。
- (7) 全面消除泄漏现象。
- (8) 全面修复各防护装置。
- (9) 更换已损坏的电器元器、件。
- (10) 电机进行二级保养。

5.11.2 风机运行常见故障及处理

通风机的故障可分为机械故障和性能故障。机械故障又包括机械故障、机械振动、润滑系统故障和轴承等几个方面。

风机常见故障,产生故障的原因及消除方法见表 5-65。

表 5-65 风机常见故障及处理

常见故障	故障原因	处理方法
一、机械故障		
1. 叶轮损坏或变形	1. 叶片表面或铆钉头腐蚀或磨损; 2. 铆钉和叶片松动; 3. 叶轮变形后歪斜过大,使叶轮径向跳动或端面跳动过大	1. 如为个别损坏,可个别更换零件,如损坏过半,应更换叶轮; 2. 可用小冲子紧固,如无效可更换铆钉; 3. 卸下叶轮后,用铁锤矫正,或将叶轮平放,压轴盘某侧边缘
2. 机壳过热	在风机进风阀或出口阀关闭情况下运转时间过长	先停风机,待冷却后再开车
3. 密封圈磨损或损坏	1. 密封圈与轴套不同心,在正常运转中磨损; 2. 机壳变形,使密封圈一侧磨损; 3. 叶轮振动过大,其径向振幅之半大于密封径向间隙	先消除外部影响因素,然后更换密封圈,重新调整和校正密封圈的位置
4. 传动皮带滑下或跳动	1. 两皮带轮位置没有找正,彼此不在一条线上; 2. 两皮带轮距离较近,而皮带又过长	1. 重新调整皮带轮; 2. 调整皮带的松紧度,其方法为:调整皮带轮间距或更换皮带
二、机械振动		
5. 风机的叶轮静、动不平衡,风机和电动机发生同样振动,振动频率与转速相符合	1. 轴与密封圈发生强烈的摩擦产生局部高热,使轴弯曲; 2. 叶片的重量不对称,或一侧部分叶片腐蚀、磨损严重; 3. 风机叶片上附有不均匀的附着物,如铁锈、积灰或其他; 4. 风机叶轮上的平衡块重量和位置不对,或位置移动,或检修后未校正	1. 更换风机轴,并同时修复密封圈; 2. 修复叶片或更换叶轮; 3. 对风机叶片进行清扫; 4. 对风机叶轮重新进行平衡校正
6. 风机叶轮轴安装不当,振动为不定性的,空载时轻,负荷时重	1. 联轴器安装不正,风机轴和电动机轴不同心; 2. 皮带轮安装不正,两皮带轮轴不平行	进行重新校正和调整
7. 转子固定部分松动,或活动部分间隙过大,发生局部振动过大,主要在轴承箱等活动部分	1. 轴衬或轴颈磨损使油隙过大,轴衬与轴承箱之间的紧力过小或有间隙而松动; 2. 叶轮、联轴器或皮带轮与轴松动; 3. 联轴器的螺栓松动或活动,滚动轴承的固定圆螺母松动	1. 补焊轴衬合金,调整垫片,或对轴承箱接合面进行刮研; 2. 修理轴或叶轮,重新配键; 3. 上紧螺母
8. 基础或机座的刚度不够或不牢固,产生机房邻近的共振现象,电动机和风机整体振动,而且与风机负荷无关	1. 风机基础不够牢固,地脚螺母松动,垫片松动,机座连接不牢固,联接螺母松动; 2. 基础或机座的刚度不够,促使转子的不平衡度,引起剧烈的强制共振; 3. 管道未留膨胀余地,与风机连接处的软接头不合适或管道安装时有问题	1. 查明原因,进行适当的修补或加固,上紧螺母; 2. 查明原因,进行适当的修补或加固,上紧螺母 3. 进行调整和修理
9. 风机内部有摩擦现象,发生振动不规则,且集中在某一部分,噪声和转速相符合;在启动和停车时,可听到金属弦音	1. 叶轮歪斜与机壳内壁相碰,或机壳刚度不够,左右晃动; 2. 叶轮歪斜与进气口圈相碰; 3. 推力轴衬歪斜,不平或磨损	1. 修理叶轮和推力轴衬; 2. 修理叶轮和进气圈; 3. 修理轴衬

(续表)

常见故障	故障原因	处理方法
三、轴承故障 10. 轴衬磨损、损坏或质量不好	<ol style="list-style-type: none"> 1. 轴与轴承歪斜, 主轴与直联电动机轴不同心, 推力轴承支承销不垂直, 使磨损过多, 顶隙, 侧隙和端隙过大; 2. 刮研不良, 使接触弧度过小或接触不良, 上方及两侧有接触痕迹, 间隙过大或过小, 下半轴衬中分处的存油沟斜度太小; 3. 表面出现裂纹、破损、夹杂、擦伤、剥落、溶化、磨纹及脱壳等缺陷; 4. 合金成分质量不良, 或浇注不良 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 进行焊补或重新浇注; 2. 重新刮研或校正; 3. 重新浇注或进行焊补; 4. 重新浇注
11. 轴承安装不良或损坏	<ol style="list-style-type: none"> 1. 轴承与轴的位置不正, 使轴衬磨损或损坏; 2. 轴承与轴承箱孔之间的过盈太小, 或有间隙而松动, 或轴承箱螺栓过紧或过松, 使轴衬与轴的间隙, 过小或过大; 3. 滚动轴承损坏, 轴衬保护架与其他机件碰撞; 4. 机壳内密封间隙增大, 使叶轮轴间推力增大 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 重新校正; 2. 调整轴承与轴承箱孔间的垫片, 和轴承箱盖与座之间的垫片; 3. 修理或更换轴承; 4. 修复或更换密封片
12. 润滑油脂质量低劣	<ol style="list-style-type: none"> 1. 润滑油脂质量低劣或变质, 粘度过大或过小, 或杂质过多; 2. 润滑油中水分过多或抗乳化度较差 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更换润滑油脂 2. 更换润滑油脂
四、性能故障 13. 风机运行中风压过大, 风量偏小	<ol style="list-style-type: none"> 1. 风机叶轮旋转方向相反; 2. 进风管或出风管有堵塞现象; 3. 出风管道漏风; 4. 叶轮入口间隙过大或叶片严重磨损; 5. 风机轴与叶轮松动; 6. 导向器装反; 7. 所使用的风机全压不适当 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调整叶轮旋转方向; 2. 清除风管中的堵塞; 3. 检查处理或修补风道; 4. 调整叶轮入口间隙或更换叶轮; 5. 检修紧固叶轮; 6. 调装导向器; 7. 通过改变风机转速, 进行风机性能调节, 或更换风机
14. 转速不变而风机压头偏低, 风量增大	送风管道漏风	修复送风管道
15. 风机出力降低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 管路阻力曲线发生变化, 阻力增大, 风机工作点改变; 2. 风机制造质量不良或风机严重磨损; 3. 风机转速降低; 4. 风机工作在不稳定区 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调整风管阻力曲线, 减小阻力, 改变风机工作点; 2. 检修风机; 3. 提高风机转速; 4. 调整风机工作区
16. 噪声大	<ol style="list-style-type: none"> 1. 管道、风机入口阀或出口阀安装松动; 2. 风机支座安装螺钉松动; 3. 风机的拖电动机安装螺钉松动或电机风叶外壳松动; 4. 风机传动皮带过松而发生传动皮带与皮带罩及皮带之间的振动、抖动 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 对风阀进行紧固安装; 2. 紧固支座安装螺钉; 3. 紧固电机安装螺钉或电机风叶端外壳; 4. 调整传动皮带的松紧度

5.12 风机的修理

5.12.1 风机的一般修理

风机与其他机械设备一样需要进行正常的检修。空调系统中的风机, 由于各自的情况不完全一样, 因此检修

的周期及有关要求也不完全一样。有些地方, 空调系统中的风机, 自投入运行后, 只要还能勉强运行, 很少安排必要的检修, 致使风机性能下降, 零部件损坏, 最终造成风机不能转动, 影响空调系统的运行, 使空调房间内的工艺生产无法进行, 破坏了室内的工作条件, 造成更大的经济损失。因此, 对各种空调系统中运行的风机根据使用条件, 运转状况, 定期和不定期的对风机进行检查, 保养

和维护是至关重要的。

风机的检修一般包括拆卸及叶轮、主轴、联轴器(或皮带轮)、密封、轴承的检修和风机的装配试验等。

风机的日常修理:

风机在日常修理中,除了技术维护和保养外,还应进行下列工作:

- (1) 清理外表面上的灰尘和脏物。
- (2) 修理机壳上的凹陷处及破损处。
- (3) 修补C型风机的传动皮带罩。
- (4) 全部拧紧螺栓连接处。
- (5) 更换不能继续使用的法兰、螺栓、衬垫。
- (6) 补焊转子并矫正曲面,更换不能使用的叶片、轴承,以及对轴进行处理。
- (7) 重新浇铸和刮研滑动轴承。
- (8) 恢复转子与风机外壳之间的间隙。
- (9) 风机转子的平衡校正。
- (10) 消除由于各种原因而造成的风机的振动和过大的噪声。

5.12.2 风机的大修

风机的大修时间一般根据使用的周期或具体设备状况来决定。

1. 风机的大修内容

风机的大修内容应包括以下各项:

- (1) 完成风机日常修理内容。
- (2) 修理或更换风机的转子和轴。
- (3) 修理风机的外壳。
- (4) 强制性更换风机上所有滚动轴承。
- (5) 在专用设备或装置上进行转子的静平衡试验。
- (6) 修理其他结构包括风机的保温层。
- (7) 修理或更换风机的启动阀。
- (8) 更换风机与其管路连接的软接头。
- (9) 清理机壳及叶轮上的积尘、脏物及剥落的油漆层,并重新涂漆。
- (10) 修理或更换风机的减振台座,修理或更换减振元件。
- (11) 风机装配、试验、调整,对有关技术数据进行测定。
- (12) 在对风机进行大修的同时,应对所配驱动电动机进行大修,试验等。

2. 风机大修计划的制定

(1) 大修前的检查。风机的大修应由空调的运行管理人员根据风机性能指标的变化情况(如风机的风量、风压已不能满足系统的需要)以及风机的整体状况来确定大修的时间,同时在大修项目确定之前应对风机的当前状况进行全面的检查,根据在此之前的中、小修情况和记录确定大修的重点部分。

检查项目应包括:

- 1) 风机的性能的检查,包括风机的风量、风压、转速、所耗功率、振动和噪声。
- 2) 机壳、叶轮(叶片)等锈蚀状况。
- 3) 传动皮带罩(或联轴器)、支座(支架)、减振元、器件的状况。
- 4) 风机启动阀的状况(包括完好和活动灵活方面)。
- 5) 保温层的完好程度。
- 6) 软接头的老化、破损情况等。

(2) 大修中所需物品的准备。大修前的物品准备包括:

- 1) 风机的备品备件,如需更换的滚动轴承、叶轮(或叶片)、机壳等。
- 2) 保温材料和防腐涂料。
- 3) 需更换的减振台(支)座,或减振元件。
- 4) 用于轴承润滑的润滑油(脂)。
- 5) 必要的钢材,如钢板或型钢等。
- 6) 用于叶轮静平衡试验的试验装置(如需外协,则可联系好外协单位,了解外协的费用、周期等)。
- 7) 大修所需的其他材料。
- 8) 进行风机性能测定所需的仪器仪表。

3. 风机大修的组织

风机大修的组织包括:

- (1) 大修人员的配备(包括修理钳工、起重工、保温工、防腐工等)。
- (2) 大修材料、物品、备件等的检点和验收。
- (3) 修理记录。
- (4) 修理后的性能测定。
- (5) 大修后资料的整理。

5.13 风机的皮带传动

5.13.1 常用风机皮带传动的三角胶带的型号、规格

C型风机为三角胶带传动,其配用的电动机、皮带轮、三角胶带以及电动机滑轨均为风机制造厂成套供应,一般不需另行计算。但空调系统在运行中,随着风机运行时间的增长,磨损量的增加,当通过电机滑轨上的调距螺钉调整电动机与风机之间相对位置无效时,则需更换传动皮带。在更换时应摘下旧传动皮带,用同型号、规格的传动皮带替换,以保证运行的正常。

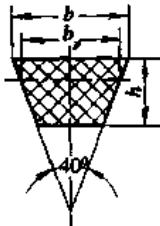
1. 三角胶带的型号及截面尺寸

三角形胶带按其截面尺寸的不同,分为O、A、B、C、D、E、F七种型号,各种型号的截面尺寸见表5-66。

2. 风机皮带传动常用的三角胶带长度

风机皮带传动常用的三角胶带的长度系列见表5-67。

表 5-66 三角胶带的截面尺寸(GB1171-74)



名称			型 别						
			O	A	B	C	D	E	F
截面尺寸	b	(mm)	10	13	17	22	32	38	50
	b _p		8.5	11	14	19	27	32	42
	h		6	8	10.5	13.5	19	23.5	30
截面积 A (cm ²)			0.47	0.81	1.38	2.30	4.76	6.92	11.70
质量 w (kg/m)			0.06	0.10	0.17	0.30	0.62	0.90	1.52

注: 1. 三角胶带分为帘布结构和线绳结构两种。目前国内生产的线绳结构三角胶带仅有 O、A、B、C 四种。
2. 表中 b_p、A 和 w 值标准中未规定, 供设计计算时参考。

表 5-67 三角胶带长度系列(mm)

内周长度 L _i	型 别						
	O	A	B	C	D	E	F
	节 线 长 度 L _p						
450	475						
500	525						
560	585	593					
630	655	663	670				
710	735	743	750				
800	825	833	840				
900	925	933	940				
1000	1025	1033	1040				
1120	1145	1153	1160				
1250	1275	1283	1290	1309			
1400	1425	1433	1440	1459			
1600	1625	1633	1640	1659			
1800	1825	1833	1840	1859			
2000	2025	2033	2040	2059			
2240		2273	2280	2299			
2500		2533	2540	2559			
2800		2833	2840	2859			
3150		3183	3190	3209	3226		
3550		3583	3590	3609	3626		
4000		4033	4040	4059	4076		
4500			4540	4559	4576	4596	
5000			5040	5059	5076	5096	
5600			5640	5659	5676	5696	
6300				6359	6376	6396	6419
7100				7159	7176	7196	7219
8000				8059	8076	8096	8119
9000				9059	9076	9096	9119
10000					10076	10096	10119
11200					11276	11296	11319
12500						12596	12619
14000						14096	14119
16000						16096	16119

注: 1. 内周长度 L_i 系按 GB1171-74。
2. 节线长度 L_p 系通过截面形心的周长。
3. 标记示例: 三角胶带(帘布或线绳) A—1000 三根 GB1171-74。
型别 内周长度

5.13.2 传动三角胶带长度的计算方法

如果风机与其匹配的电动机皮带轮的相对位置如图 5-82 所示。设两皮带槽轮的水平中心距为 A (mm), 两皮带槽轮的中心距为 M (mm), 垂直中心距为 Δh (mm), 两皮带轮的直径分别为 D_1 和 D_2 。由图 5-82 可知:

$$M = \sqrt{A^2 + \Delta h^2} \quad (\text{mm}) \quad (5-65)$$

三角胶带的节周长为:

$$L_p = 2M + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + (D_1 - D_2)^2/4M \quad (\text{mm}) \quad (5-66)$$

三角胶带的内周长:

$$L_i = L_p - \Delta L \quad (\text{mm}) \quad (5-67)$$

式中 ΔL ——三角胶带节线长度与内周长之差值 (mm), 其值见表 5-68。

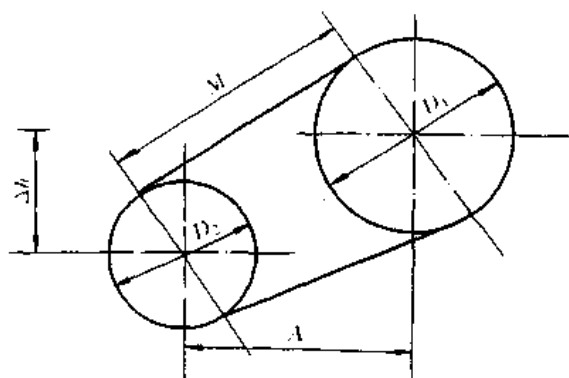


图 5-82 风机与电动机槽轮的相对位置

表 5-68 三角胶带节线长度与内周长之差 ΔL (mm)

胶带型号	O	A	B	C	D	E	F
ΔL	25	33	40	55	76	95	120

[例 5-5] 已知 4-72No8C 离心风机所配电机功率为 10kW, 风机及电机所配的三角胶带槽轮分别为 65-B₂-320 和 38-B₂-250, 且两槽轮的水平中心距和垂直高度差为 822mm 和 400mm, 求所用三角胶带的型号规格。

[解] 由题设知: $A = 822\text{mm}$

$$\Delta h = 400\text{mm}$$

$$D_1 = 320\text{mm}$$

$$D_2 = 250\text{mm}$$

于是有皮带轮的中心距 M 为:

$$M = \sqrt{A^2 + \Delta h^2} = \sqrt{822^2 + 400^2} = 914\text{mm}$$

三角胶带的节周长为:

$$L_p = 2M + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + (D_1 - D_2)^2/4M = 2724.7\text{mm}$$

查表 5-68 知: B 型胶带带有 $\Delta L = 40\text{mm}$

于是三角胶带的内周长 L_i :

$$L_i = L_p - \Delta L = 2684.7\text{mm}$$

取整数, 则 $l_i = 2685\text{mm}$ 或 $l_i = 2684\text{mm}$

所以三角胶带的型号规格为: B2684(B2685)

5.13.3 三角胶带的更换

C 型风机所配用的电动机与风机本体的安装位置, 一般有如图 5-83 四种形式。皮带旋转的合理方向应如图 5-84 所示, 即紧边在下面, 松边在上面。这样旋转可以增大松边皮带与槽轮的接触面, 使皮带传动的效率提高。同时, 松边在上面使皮带在进入通风机槽轮时, 利用本身的重量, 不会使皮带与槽轮间发生冲击, 延长皮带使用寿命。因此, 凡右旋转通风机、电动机的安装一般采用 I、II 形式; 凡左旋转的通风机、电动机安装位置一般采用 III、IV 形式。

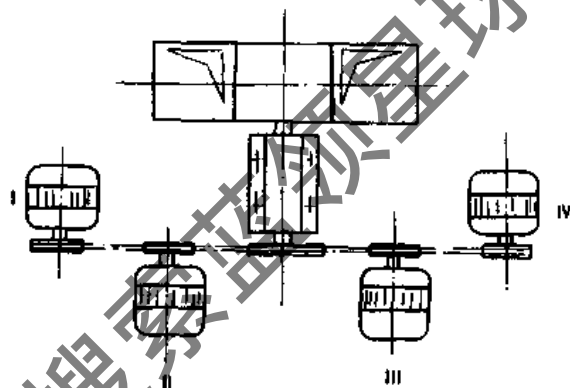


图 5-83 C 型离心通风机配用电动机的安装位置

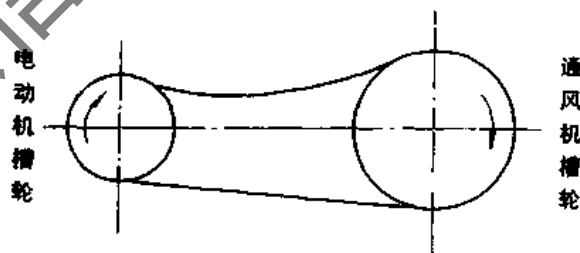


图 5-84 C 型离心通风机皮带旋转的合理方向

采用三角胶带传动的风机, 随着风机运行时间的增长, 传动皮带会有不同程度的磨损, 当风机的转速明显减慢(可使用手持转速表测定确定), 所输送的风量较大的减少时(可使用风速计进行风机风量的测定)则应对所使用的三角胶带进行更换。

在对风机传动胶带进行更换时, 首先应选取与原使用传动皮带的型号、规格相一致。当传动皮带的规格无法确定时, 则可以通过计算确定。

更换风机传动三角胶带的程序如下:

- (1) 采购与原使用的同型号、同规格的三角胶带。
- (2) 停止风机运行, 并在风机启动电源处挂上“有人工作, 不得合闸”标志, 以防止误启动, 造成人员、设备事故。
- (3) 拆下皮带传动的风机皮带保护罩。
- (4) 松开电动机与滑轨固定的螺钉。
- (5) 拆下旧的传动三角胶带, 将新胶带套上。
- (6) 调整电机调距螺钉, 使传动皮带的松紧合适。检查的办法是: 用手指压在两个皮带轮中间的皮带上, 能

压下 20mm 左右即可认为合适。

(7) 使用电机的调距螺钉,使电动机、风机的两个皮带轮端面在同一个平面上。检查的办法是:使用一根细绳,两个人一人拉一端,一个人拉细绳的一端使绳触及轮缘 A、B 的两点,另一个人将细绳拉直,如果两个皮带轮端面在同一个平面时(即两轴平行),则 A、B、C、D 四点应同时碰到皮带轮的端面上,如图 5-85 中实线所示;如果两轴不平行,也就是说两皮带轮端面不在同一平面时,细绳拉直后则为图 5-85 中虚线所示位置,则应继续进行调整,直到合适为止。

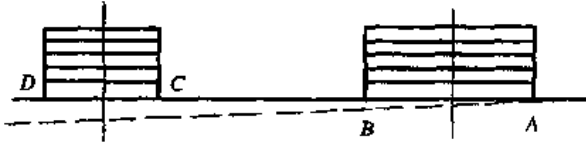


图 5-85 皮带轮的找正方法

- (8) 拧紧电动机与滑轨固定螺钉。
- (9) 装好风机皮带防护罩。
- (10) 启动风机试验,直到无异常现象。

5.14 风管的维护与修补

5.14.1 风管的一般维护与清扫

1. 风管的清扫

一般在空调系统的送、回、排风管内设有风量调节阀、消声器、消声管件、带导流片的弯头以及空气过滤器等,这些部位在空调系统的运行中最容易沾附灰尘,从而造成灰尘慢慢地堆积在这些地方,同时这些地方又不太容易进行清扫。在有些风管系统中只设有送风口,没有风量调节阀和消声装置,对于这些地方则可以拆下送风口进行检查。在风道的连接处,尤其是法兰、密封垫处也最容易沾附灰尘。空调系统在运行一段时间后,由于管道内的积灰,将会影响空调房间的使用效果。因此,定期对风管进行清扫则是必要的。

清扫时,则可打开风管检查口或拆除送风口,进入风管内进行清理,或使用擦拭的方法,也可使用吸尘器清理。如果风管内无法进入,条件又允许,则可将风管逐段拆下清理后再重新安装。

2. 风管的维护

空调系统中的风管,在使用过程中,尤其保温结构中的外保温层、防潮层不可避免地会产生一些诸如保护层、防潮层的卷角、与木龙骨分离等现象。凡发现上述情况,即应及时采取措施进行修复,以达到原有的保温效果。如发现由于各种原因造成的风管变形,也应及时采取修复措施,以保证空调系统的正常运行。

5.14.2 风管的防腐

用钢板制做的风管,在长期输送相对湿度较大的空气过程中,风管内表面不可避免的会产生一些锈蚀现象,如锈斑、起皮、脱落等现象。如果锈蚀程度还没有达到穿

孔,破损的时候,则可及时地对其内表面涂防腐层,以增加使用的寿命,降低空调的运行费用。

在对金属风管内表面涂刷防腐层时,可先对风管内表面进行清理,清理风管内表面的锈渣、锈皮。然后用干净抹布擦拭,直到无污物、灰尘时为止。清理之后即可涂刷防腐层。

常用的涂料有环氧树脂漆(冷固型)等。

环氧树脂漆具有优良的耐酸、碱(耐碱突出)、耐溶剂、耐寒及耐磨性,对金属及非金属均有极好的附着力。常用的环氧树脂漆有 H52-3、H04-1、H01-1 等。环氧树脂漆可随配随用,配好后应在 90 分钟用完,以防于结。环氧树脂漆的配比(参考)如下:

环氧树脂	100g
二丁脂	10g
乙二胺:丙酮=1:1	6~8g
丙酮	25g

(如果浓度太大时,可加适量丙酮调制)

采用环氧树脂漆做防腐层时,可连续涂刷两层。涂刷时待第一层晾干后再刷第二层。

由于环氧树脂在配制和涂刷时,会有有害气体产生和挥发,因此在配制、涂刷时可戴防毒面具,以防工作人员中毒,同时连续工作时间以每小时换一班为宜,如果环境通风不良时,则连续工作时间可适当缩短。

5.14.3 风管的修补

空调系统中的风管在使用过程中,锈蚀较严重,发生穿孔,甚至发展为洞或由于其他原因破损而漏风,影响空调系统的运行时,则应进行修补。

1. 粘贴修补法

如果风道穿洞的面积不太大时,无论是钢板风管、塑料风管或玻璃钢风管等,均可采用此种方法进行修补,但粘贴面积不宜大,太大时对于钢板不易平整。

修补时应首先将要粘贴的部位进行清理,使之干净、清洁,涂上粘结胶,然后将与风管材料相同的补块粘贴在需要修补的地方。粘贴时务必使补块风管的部位和补块平整,以免粘贴后在两层材料之间出现气泡而使粘贴不牢固,发生脱落现象。

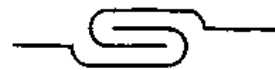
粘贴时,如果方便可在风管内表面进行,也可在外表面进行。粘接剂可使用环氧树脂粘接剂或其他粘接剂。环氧树脂胶的配比可参照有关资料。

2. 镶嵌修补法

钢板风管的修补,可采用此法。

修补时,可将发生破损的部分用铁剪刀剪下,采用与风管材料相同的钢板折边、咬合修理,修补面积应稍大于破损面积。

常用的咬口方式如下:



采用此种方式咬口时方法比较简单,对风管的修补比较适用。

3. 铆补法

铆补法对风管的修补,适用于矩形金属风管的修补。修补时也同样是先对需修补的部位进行清理,然后选用与风管材料相同的金属板材,其面积要适当大于风管破损处。使用铆钉枪将修补块与风管破损处铆接在一起。然后采用环氧树脂腻子将缝隙处密封,再涂上环氧树脂漆即可。

环氧树脂腻子的配方(供参考)

环氧树脂 100g 乙二胺:丙酮 = 1:1 14g
二丁脂 10g 大白粉 100~150g

4. 焊补法

对于塑料风管的破、裂的修补,在对需修补处清理后,即可采用与风道相同的材料,使用塑料焊接法,将修补块焊接在需修补的风管破损、断裂处。也可以对风管的断裂处直接进行焊补。

5. 更换法

对于某些风管的修补不便采用以上四种方法时,可重新按原风管的尺寸和材料制做一段新风管将原破损风管替换下来。对于风管破损处较多,面积较大,且又无条件采用上述四种方法修补时,采用此法较好。关于风管的制做,可参照有关资料进行。

5.14.4 风管保温层的修补

空调系统在运行中,保温层与风管壁面脱离、断裂的现象时有发生。在夏季运行中,由于保温层与风管壁的脱离,而使风管外壁结露,一方面将会增加处理空气的能量消耗,同时也会增加送风空气的温升,造成空调房间内温、湿度难以保证的局面。因此对于空调系统中,凡保温层与风管、设备接触面发生脱离、断裂等损坏现象时,应及时进行修复。

修复的办法为:

(1) 清除保温层损坏部位残存的材料,并且在原保温层面上不留残渣,使准备与新保温材料接缝处尽量铲出斜坡状。

(2) 使用粘接剂(如沥青漆等)将与原保温材料相同的保温材料贴到已清理好需修补的部位。同时作为修补用的保温材料与原保温材料接合的缝隙处边沿做斜坡状,其坡度为 $30^{\circ}\sim 45^{\circ}$ 为宜,如图 5-86 所示。

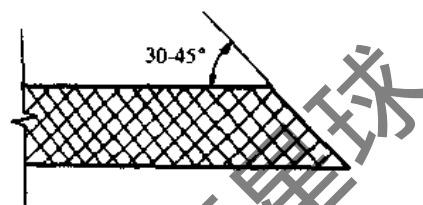


图 5-86 保温材料的边角处理

(3) 将保温材料粉碎成小颗粒状,与粘接剂搅和均匀后填补于接缝处,使新、老保温材料严密接合。如图 5-87 的所示。

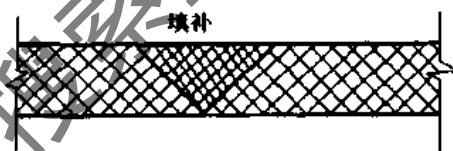


图 5-87 保温材料之间接缝处的填补

(4) 覆盖防潮层(塑料薄膜或沥青油毡),使新覆盖层与原覆盖层搭接。

(5) 恢复保护层,使用与原保护层相同材料做保护层(如胶合板、刨花板、镀锌钢板等),沿木龙骨用圆钉、压条固定。

获取更多资料

6 空调房间的气流组织

6.1 概 述

6.1.1 气流组织的概念

所谓气流组织,就是指如何组织送入空调房间内的空气,使其在室内合理的流动和分配。

在空调房间中,经过处理的空气由送风口进入房间,与室内空气进行热湿交换后,经排风口排出。空气的进入和排出引起室内空气的流动,而不同的空气流动状况有着不同的空调效果。合理地组织室内空气的流动,使室内空气的温度、湿度、流速等能更好地满足工艺要求和符合人们舒适感觉,这就是气流组织的任务。

空调房间的温度场和速度场的均匀性与气流组织的合理与否有着密切的关系,气流组织的好坏直接影响到要保证的区域温差和气流速度的规定值及洁净房间内空气的洁净度。

例如在恒温精度要求较高的空调房间内,应使工作区有稳定的空气温度,区域温差小于一定值;体育馆的乒乓球赛场,除有温度要求外,还希望空气流速不超过某一定值;在净化要求很高的集成电路生产车间,则组织房间内的空气平行流动,将车间内产生的影响产品质量的尘埃粒子带至工作区的下风侧并排出室外以保证产品的质量;在某些民用空调房间中,夏季送入的冷风如果直接进入空调的控制区,由于送风温差较大,工作人员就会有不舒适感。为了避免这种情况,一般将冷风与空调房间内空气充分混合后再进入空调区。

由此可见,空调房间内气流组织形式直接影响室内的空调效果,是空调的一个重要环节。如果空调房间的气流组织不合理,不仅保证不了空调房间的空调效果,而且也会增加和浪费空调系统的耗能量。

影响气流组织的因素很多,回风口的位置及送风温度、出风口气流速度等参数,以及空调房间的几何形状及室内各种干扰因素。其中送风口的空气射流及其参数对气流组织的影响最大。

6.1.2 气流组织的基本方式

由上述可知,气流组织的方式归结起来主要取决于送风口和回风口的位置和形式上,即送回风方式。

空调房间的送、回风方式可分为四大类型:即侧送侧回,上送下回和下部送风,及近年发展的高大厂房的中部送风。

1. 侧送侧回气流组织方式

侧面送风是将送风口设在空调房间的侧墙上部,将空气横向送出,送风速度一般为 $2\sim 5\text{m/s}$,气流吹到对面墙上转折下落到工作区后以较低的速度流过整个工作区,由设置于同侧下部的回风口排出。根据房间跨度的

大小,分单侧送风单侧回风方式和双侧送风双侧回风方式。

从侧送侧回的气流流型可以看出,侧送风的特点是气流是横向的,工作区处于气流的回流中,由送风口进入房间的冷(热)空气充分地室内空气混合,吸收了房间内的余热、余湿之后进入工作区,这时送风射流的气流温度和速度衰减到要求值的范围,使速度场和温度场都趋于均匀稳定,因此能满足一般精度的空调要求,而且对于室内的工作人员,也由于远离了房间的送风口,避免了人体的吹风感。故而侧送侧回的气流组织方式可以采用较大的送风温差 Δt_0 ,一般性空调的送风温差可以达到 10°C 或更高。由于送风温差的加大,相应系统的送风量即可减少,降低了送风电机的能耗,也可缩小送风管道的断面尺寸,减少一次性投资。此外侧送的方式结构简单,容易布置,投资费用低。所以除了区域温差和工作区速度场要求较严格的空调系统外,侧送侧回是一般空调系统中最常采用的一种气流组织方式。

对于一些容积很大的空调房间,如体育馆、电影院等也往往采用侧送侧回的气流组织方式。不过由于空间较大,要求送出的空气射流比较远,因此一般采用较高的送风速度,由集中的送风口喷出,又称为喷口送风或集中送风。

2. 上送下回的气流组织方式

由上向下送风也是空调房间常采用的一种气流组织方式。这种气流组织的方式所形成的气流是由上向下。气流在由上向下的流动过程中,不断地将室内空气混入,进行热湿交换。不论是采用散流器下送还是采用孔板下送,只要风口的扩散性能好,送入的气流都能与室内空气进行充分混合,能比较好地保证工作区的恒温精度和工作区气流速度的要求,因此在恒温精度要求较高的空调房间内是一种常用的送风方式。

孔板送风和密布散流器下送风,可以形成垂直的平行流型,涡流少,断面的速度场均匀。对于恒温恒湿要求精度较高的空调房间,特别是洁净度要求很高的空调房间,则是一种比较理想的气流组织形式。

一般孔板送风温度和速度的衰减比散流器还快,因此对于工作区要求的气流速度较低,区域温差要求较严,建筑层高又低,单位面积送风量大的高精度空调房间,采用孔板送风是比较适宜的,其一次投资费用高于侧送气流组织方式的空调房间,但低于散流器送风的空调房间。

散流器送风,不论是散流器平送还是散流器下送。其顶棚到屋面之间的距离必须有一定的高度,以便安装送风管道和散流器,这是造成散流器送风一次费用较高的原因。

在大型的民用与公共建筑物(如会议室、剧院、百货商场等)中设置的空调系统,采用散热器上送下回的方式较多。

3. 下送上回的气流组织方式

这种气流组织的方式是由下部(如地板或侧墙下部)送风,由空调房间上部回、排风。

这种气流组织方式对于空调房间内余热量大,特别是热源又靠近顶棚的房间,如计算机房、广播电台的演播大厅等采用此种气流组织的方式是非常适宜的。

下送上回的气流组织方式,由于气流从房间下部送出,在气流还未来得及很好地扩散(即与室内空气混合)就很快进入工作区(或工作人员滞留处),因而室内的工作人员很容易接触到冷风(或热风),这样不利于人体的健康,也不容易满足工艺对房间内温度场和速度场的要求。

为了防止对人体产生吹冷风的感觉,一般下送风方式中所采用的送风温差 Δt_0 较小,送风速度也较低。一般下部送风温差 Δt_0 不大于 $2\sim 3^\circ\text{C}$,送风速度不大于

$0.5\sim 0.7\text{m/s}$ 。由于下送上回的气流组织方式中,送风温差和送风速度都较小,因此空调房间要达到温、湿度的要求时,送风量和送风口的面积比上送下回的气流组织方式大得多。有时下送风空气直接送入工艺设备,因此,除非工艺要求和特殊情况外,一般不采用下送上回的气流组织方式。

4. 中部送风和上部回风的气流组织方式

对于高大空调房间,送风量往往很大,房间上部和下部的温差也较大,因此将房间分为上下两部分区别对待是合理的。可以将房间的下部视为工作区,房间的上部视为非工作区,采用中部送风,下部和上部同时回、排风,以形成两个气流区,保证下部工作区达到工艺所要求的温湿度参数,而上部气流区担负排除非空调区的余热量。

气流组织的基本要求和气流组织方式的特点见表 6-1 和表 6-2。

表 6-1 气流组织的基本要求

空调类型	室内温湿度参数	送风温差($^\circ\text{C}$)	每小时换气次数	风速(m/s)		可能采取的送风方式	备注
				送风出口	工作区		
舒适性空调	冬季 $18\sim 22^\circ\text{C}$ 夏季 $24\sim 28^\circ\text{C}$ $\phi = 40\% \sim 60\%$	送风高度 $h \leq 5\text{m}$ 时,不宜大于 10; $h > 5\text{m}$ 时,不宜大于 15	不宜小于 5 次,高大房间按其冷负荷通过计算确定		冬季不应大于 0.2,夏季不大于 0.3	1. 侧面送风; 2. 散流器平送; 3. 孔板下送; 4. 条缝口下送; 5. 喷口或旋流风口送风	
工艺性空调	温湿度基数根据工艺需要和卫生条件确定。室温允许波动范围如下: (1) 大于等于 $\pm 1^\circ\text{C}$	6~10	不小于 5 次(高大房间除外)	与送风方式、送风口类型、安装高度、室内允许风速、噪声标准等因素有关,详见表 6-2。消声要求较高时,采用 2~5	0.2~0.5	1. 侧送宜贴附; 2. 散流器平送	
	(2) 小于等于 $\pm 0.5^\circ\text{C}$	3~6	不小于 8 次			1. 侧送应贴附; 2. 孔板下送不稳定流型	
	(3) 小于等于 $\pm 0.1\sim 0.2^\circ\text{C}$	2~3	不小于 12 次(工作时间内不送风的除外)				

表 6-2 气流组织方式

送风方式	常见气流组织形式	建议出口风速(m/s)	工作区气流流型	特点、技术要求及适用范围	备注
侧面送风	1. 单侧上送下回或走廊回风; 2. 单侧上送上回; 3. 双侧上送下回	2~5(送风口位置高时取较大值)	回流	1. 温度场、速度场均匀,混合层高度为 $0.3\sim 0.5\text{m}$; 2. 贴附侧送风口宜贴顶布置,宜采用可调双层百叶风口。回风口宜设在送风口同侧; 3. 用于一般空调,室温允许波动范围为 $\pm 1^\circ\text{C}$,和小于等于 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 的工艺空调	可调双层百叶风口,配对开多叶调节阀
散流器送风	1. 散流器平送,下部回风; 2. 散流器下送,下部回风; 3. 送吸式散流器上送上回	2~5	回流 直流	1. 温度场、速度场均匀,混合层高度为 $0.5\sim 1.0\text{m}$; 2. 需设置吊顶或技术夹层。散流器平送时应对称布置,其轴线与侧墙距离不小于 1m ; 3. 散流器平送用于一般空调,室温允许波动范围为 $\pm 1^\circ\text{C}$ 和小于或等于 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 工艺空调; 4. 散流器下送密集布置用于净化空调	

(续表)

送风方式	常见气流组织形式	建议出口风速 (m/s)	工作区气流流型	特点、技术要求及适用范围	备注
孔板送风	1. 全面孔板下送,下部回风; 2. 局部孔板下送,下部回风	2~5	直流或不稳定流; 不稳定流	1. 温度场、速度场分布均匀,混合层高度为0.2~0.3m; 2. 需设置吊顶或技术夹层,静压箱高度不小于0.3m; 3. 用于层高较低或净空较小建筑的一般空调,室温允许波动范围为±1℃或小于等于±0.5℃的工艺空调。当单位面积送风量较大,工作区内要求风速较小,或区域温差要求严格时,采用孔板下送不稳定流型	孔板宜选用镀锌钢板、不锈钢板、铝板和硬质塑料板
喷口送风	上送下回,送回风口布置在同侧	4~10	回流	1. 送风速度高,射程长,工作区新鲜空气、温度场和速度场分布均匀; 2. 对于工作区有一定斜度的建筑物,喷口与水平面保持一个向下倾角β。对于冷射流β=0~12°,对于热射流β>15°; 3. 用于空间较大的公共建筑和室温允许波动范围大于或等于1℃的高大厂房的一般空调	送风口直径宜取0.2~0.8m,送风温差宜取8~12℃,对高大公共建筑送风高度一般为6~10m
条缝送风	条缝形风口下送,下部回风	2~4	回流	1. 送风温差、速度衰减较快,工作区温度速度分布均匀。混合层高度为0.3~0.5m; 2. 用于民用建筑和工业厂房(纺织厂)的一般空调,在高级公共建筑中还可以与灯具配合布置	
旋流风口送风	上送下回	3~8	回流	1. 送风速度、温差衰减快,工作区风速、温度分布均匀; 2. 可用大风口作大风量送风,也可用大温差送风,简化送风系统,节省投资; 3. 可直接向工作区或工作地点送风; 4. 用于空间较大的公共建筑和室温允许波动范围大于或等于1℃的高大厂房	

6.2 送、回风口处空气的气流流型

6.2.1 送风口处空气的射流

由送风口射出的空气流,对空调房间内的气流组织影响最大,如何确定各种射流的作用范围及其速度的分布,对于调整空调房间内空气流型,满足室内对空气参数的要求有着重要作用。

1. 等温自由射流

如果射流温度与房间温度相同,同时房间体积比射流体积大得多,送风口长宽比小于10时,当射流进入房间后,射流边界与周围气体不断进行动量、质量交换,周围空气被卷入,射流流量不断增加,断面不断扩大。而射流速度则因与周围空气的动量交换而不断下降,当射流边界层扩散到轴心时,射流发展到了主体段,随着射程的继续增大,速度继续减小,最后直至消失。等温自由射流的发展过程如图6-1所示。

在射流的起始段内,其轴心速度 v_0 保持不变并等于出口速度,对于从圆形风口送出的射流,其起始段长度 $S_0 = 0.335d_0/\alpha$ 。

从射流的出风口起,其射程大于起始段长度以后的射流为射流的基本段,在基本段内射流轴心上的气流速度随着射流的距离的增大而逐渐减小,直到射流消失为止。

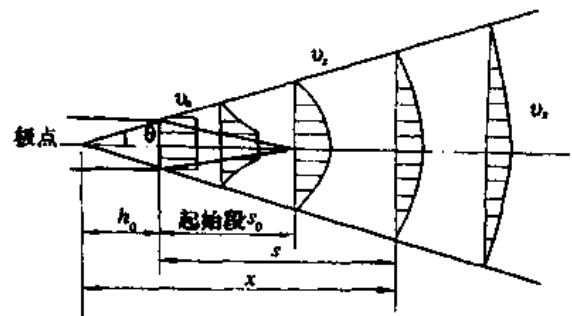


图6-1 自由射流示意图

射流与其周围空气的分界面称为射流的边界层,在射流边界层上,任意一点平行于射流几何轴线的分速度为零。实践证明,射流的边界线是一条直线,两条边界线的交点被称为射流的极点,一般极点至送风口的距离 $h_0 = 0.145d_0/\alpha$ 。

射流边界线与中心轴心的夹角 θ 称为射流的扩张角。

射流的形状主要取决于送风口的形式,不同的送风口就决定了不同的射流形状和扩散方向,在射流区内,空气流动的速度和温度是逐渐衰减的。

射流轴心速度的计算公式为:

$$\frac{v_r}{v_0} = \frac{0.48}{\frac{\alpha x}{d_0} + 0.147} \quad (6-1)$$

射流横断直径计算公式为:

$$\frac{d_r}{d_0} = 6.8 \left(\frac{\alpha x}{d_0} + 0.147 \right) \quad (6-2)$$

式中 x ——射流断面至极点间距离 (m);
 v_r ——射程 x 处射流轴心速度 (m/s);
 v_0 ——射流出口速度 (m/s);
 d_0 ——送风口直径或当量直径 (m);
 d_r ——射程 x 处射流直径 (m);
 α ——送风口的紊流系数。

紊流系数 α 值的大小与射流出口截面上的速度分布情况有关,分布愈不均匀, α 值愈大。此外, α 值大小还与射流口截面上的初始紊动强度有关。紊流系数直接影响射流发展的快慢, α 值大,则横向脉动大,射流扩散角就大,射程就短。紊流系数 α 的部分实验数据见表 6-3。

表 6-3 送风口的紊流系数

射流形式	风口形式	紊流系数 α
圆断面射流	收缩极好的喷嘴	0.066
	圆管	0.076
	扩散角 8~12° 的扩散管	0.09
	矩形短管	0.10
	带有可动导向叶片的喷嘴	0.20
	活动百叶风格	0.16
平面射流	收缩极好的平面喷嘴	0.108
	平面壁上的锐缘斜缝	0.115
	具有导叶加工磨圆边口的通风管纵向缝	0.155

对于等温自由射流,由式(6-1)可知 $x = \frac{v_0}{\alpha} \left(\frac{d_r}{d_0} - 0.147 \right)$,即要增大射流的射程,可提高送风口的送风速度(但要满足室内噪声的要求)或减小紊流系数 α ;如果要增大射流的扩散角可采用紊流系数 α 值较大的送风口。

2. 非等温自由射流

在空调系统的全年运行中,送入空调房间内的空气与室内空气的温度往往是不同的,可能在夏季送入空调空间的空气温度低于空调房间所维持的温度,也可能在冬天送入空调房间的空气温度又高于空调房间所要维持的温度,还有全年送入空调房间的空气温度低于空调房间所要维持的温度。总之在全年运行的空调系统中,送入空调房间的空气温度等于空调房间内的空气温度的时间是很短的。这样就产生了一个送风口送入的空气温度与空调房间内的空气温度产生一个差值,从而在空调房间送风口处形成了一个温差射流,也就是非等温射流。

非等温射流与等温射流的不同,在于由送风口送出的气流不仅因受出口动能的作用以惯性力向前运动,同时还由于射流与周围空气密度不同而受到浮力的影响,使射流在前进的同时逐渐弯曲,如图 6-2。当水平射出冷射流时,则由于其空气的密度大于周围空气的密度,在惯性力的作用下,射流轴线将向下偏斜,反之则向上方偏斜。

(1) 非等温射流的轴心偏差。非等温射流进入房间

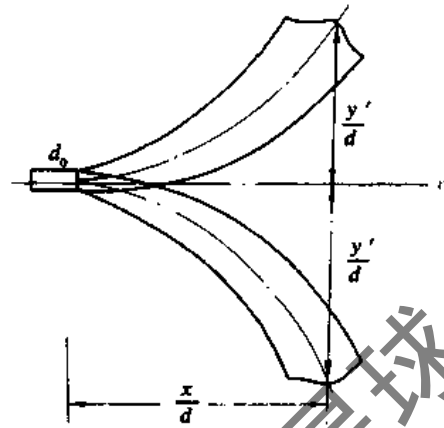


图 6-2 非等温射流

后,由于射流边界与周围空气之间不断的进行热交换和动量交换,因此射流随着离开送风口距离的不断增大,其轴心温度也在变化,变化的量可用下式表示:

$$\frac{\Delta T_r}{\Delta T_0} = \frac{0.35}{\frac{\alpha x}{d_0} + 0.147} \quad (6-3)$$

式中 ΔT_r ——主体段内射程 x 处轴心点温度与周围空气温度之差 (K);

ΔT_0 ——射流出口温度与周围空气温度之差 (K)。

(2) 轴心温度变化与轴心速度变化比较:由式(6-1)和式(6-3)可得:

$$\frac{\Delta T_r}{\Delta T_0} = 0.73 \frac{v_r}{v_0} \quad (6-4)$$

由式(6-4)可看出,在非等温射流中,射流的热量扩散比动量扩散快。

(3) 射流轴心轨迹。非等温射流轴心轨迹的实验公式为:

$$\frac{y}{d_0} = \frac{x}{d_0} (\tan \theta + Ar \left(\frac{x}{d_0 \cos \theta} \right)^2 \left(\frac{0.51 \alpha x}{d_0 \cos \theta} + 0.35 \right)) \quad (6-5)$$

式中 y ——射流轴心偏离水平轴线的距离;

θ ——射流出口轴线与水平轴线的夹角;

αx ——送风口紊流系数与射流射程之乘积。

非等温射流在其射程中,由于与周围空气密度的不同,所受浮力与重力不相平衡而发生弯曲,冷射流向下弯曲,热射流向上弯曲,但仍可视为以中心线为轴的对称射流。因此由轴心轨迹方程式(6-5)可知射流的弯曲程度。

上式中 Ar 为阿基米德数,且有:

$$Ar = \frac{gd_0(T_0 - T_r)}{v_0^2 T_r} \quad (6-6)$$

式中 T_r ——房间空气温度 (K);

T_0 ——射流出口温度 (K);

g ——重力加速度 (m/s²)。

阿基米德数 Ar 在非等温射流中起重要作用,它反映了射流在流动中所受浮力与惯性力的共同作用下,如果浮力作用大于惯性力的作用(即 Ar 数值大)时,则射流的

轴线将呈现向上或向下的弯曲。如果惯性力很大(表现在出口风速和送风口的直径或当量直径),而浮力相对较小时,射流轴线趋向为直线。

当 $T_0 > T_r$ 时, $Ar > 0$, 射流向上弯曲;
 当 $T_0 < T_r$ 时, $Ar < 0$, 射流向下弯曲。

如果 $Ar = 0$, 则为等温射流, 如 $|Ar| < 0.001$ 时, 仍可视为等温射流, 如 $|Ar| > 0.001$ 时, 射流的轴线轨迹将会发生弯曲(如图 6-3)。

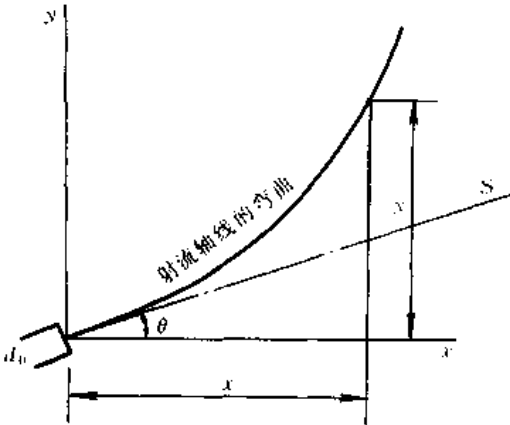


图 6-3 射流弯曲的轴线轨迹

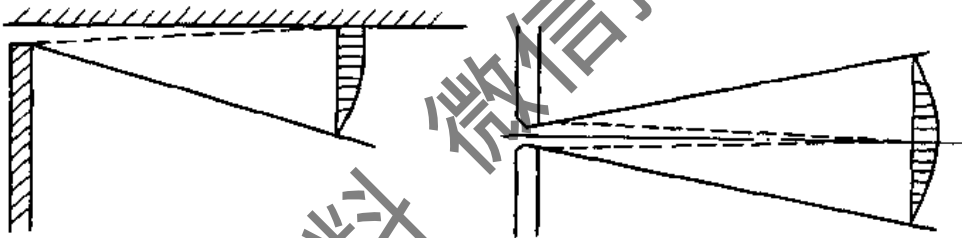
3. 受限射流的空气流动规律

在空调系统中,向空调房间送人的气流经常受到房屋围护结构各表面的限制作用,致使射流结构及运动特性与自由射流有相当大的出入,如果送风口贴近顶棚送风时,射流在顶棚处不能卷吸空气,因而流速大,静压小,而在射流的下部则由于气流的卷吸作用,流速小,静压大,因而使气流贴附于顶棚流动,这样的射流称为“贴附射流”(如图 6-4 所示)。

贴附射流可看做完整射流的一半,其气流的运动规律保持不变。由于贴附射流仅一面卷吸室内空气,故射流的速度衰减较慢,射程较同样风口的自由射流为长。此外,当射流为冷射流时,气流下弯,贴附长度将受影响。贴附长度与阿基米德数 Ar 有关, Ar 值愈小则贴附长度愈长。

一般情况下,空调房间对于送风射流而言并不是无限空间,射流的扩散不仅受到顶棚的限制,而且也受到四周壁面的限制,具有与自由射流完全不同的特点,这种射流被称为受限射流,或称为有限空间射流(一般认为送风射流的断面积与房间横断面积之比大于 1:5 者为受限射流)。目前对于受限射流的理论基本上是在半实验性的基础上。

受限射流一般分为贴附射流和非贴附射流如图 6-5 所示。如空调房间的送风口位于房间的中部($h = 0.5H$)



(a) 沿射流方向剖面图

(b) 沿射流方向的水平面图

图 6-4 贴附射流

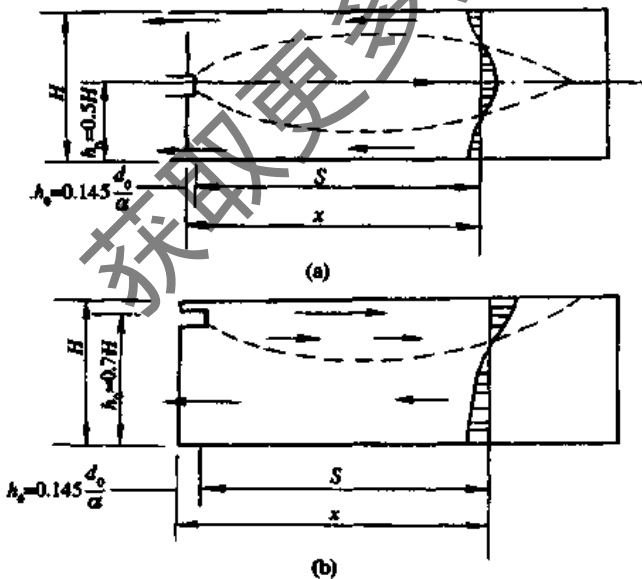


图 6-5 受限射流空气流动规律

时,则射流为非贴附射流,射流区呈橄榄形,在其上下形成与射流流动方向相反的回流区。如果送风口位于房间上部, ($h \geq 0.7H$) 时,射流贴附于顶棚,且房间上部为射流区,其下部为回流区。

对于贴附射流(如图 6-5b),无因次距离为:

$$\bar{S} = \frac{aS}{\sqrt{F_n}}, \quad (6-7)$$

$$\bar{x} = \frac{\alpha r}{\sqrt{F_n}}. \quad (6-8)$$

对于轴对称的射流(如图 6-5a),其中一半相当于贴附射流,因而无因次距离为:

$$\bar{S} = \frac{aS}{\sqrt{0.5F_n}}, \quad (6-9)$$

$$\bar{x} = \frac{\alpha r}{\sqrt{0.5F_n}}. \quad (6-10)$$

式中 S, x ——分别为射流截面至出口截面及射流截面至极点的距离(m);

F_n ——单股射流所管辖的房间面积 (m^2)。

因此,受限射流具有下列特性:

(1) 受限射流在开始阶段具有自由射流的特性,即射流的断面和流量逐渐增加,从射流断面面积占房间断面积的 20%~25% (即第一临界断面)处,射流的特性开始改变,射流的断面面积和流量的增加速度减慢,当射流断面面积增加到房间断面积的 40%~42% (即第二临界断面,又称转折断面)时,射流的断面面积和射流的空气量达到最大值。此后,流量逐渐减小,射流断面也逐渐收缩,直到完全消失。

在转折面以前射流流量的增大,是由于空间对射流还无限制作用,射流沿途卷吸周围空气所致。转折面以后流量逐渐减少,是由于从该断面开始,房间的围护结构对射流开始起限制作用,卷吸作用消失,射流开始外逸并回返。

(2) 在射流的转折断面处,射流的断面面积达到最大值时,回流断面面积为最小值,而回流流量达到最大值,此时的回流速度也最大。如果此时的最大回流速度小于和等于空调房间内工作区要求控制的空气流速,则空调房间下部的工作区内任何一点的气流速度都不会超过工作区要求控制的气流速度。

由实验知,转折断面的气流回流速度为:

$$v_h = 0.69v_0d_0/\sqrt{F_n} \quad (6-11)$$

(3) 送风位置的高低影响射流的流型及射程长短以及回流区的位置,送风口的位置愈接近顶棚,射流对顶棚的贴附力就愈大。如射流为等温射流,则射流的上部将会全部贴附于顶棚。因而射流速度衰减比较缓慢,射程也较长,且回流处于房间下部。这种流型在空调房间内侧送气流组织中最为适宜,由于此时可以较好地保证工作区的速度场和温度场的均匀性和稳定性。

(4) 如果送风射流为温差射流时,则贴附射流的长度还与阿基米德数 Ar 有关,如果 $Ar < 0.001$ 或 $0.0005 < Ar < 0.001$,可使射流贴附于顶棚而不致中途下落。

(5) 射流的贴附作用还与送风口的结构型式有关,如矩形风口优于正方形风口,如果风口以 $15^\circ \sim 20^\circ$ 的仰角向上送风,则可加强贴附增加射流的流程。

4. 平行射流的叠加

在空调房间的送风中,还常常会遇到多个送风口自同一平面沿平行轴线向同一方向送出的气流组织方式(即平行射流)。

两个相同的平行射流向同一方向流动,气流出口后开始阶段按自由射流规律发展,到两射流边界相交后,互相干扰并重叠,形成一个双重射流,如图 6-6 所示,即总射流。总射流的轴心速度逐渐增大直至最大,而后再逐渐衰减直至趋近于零。

6.2.2 回风口处空气的流动规律

回风口与送风口处的空气流动规律是完全不同的,送风射流以一定的角度向外扩散,而回风气流则是从四面八方向回风口处进行汇流,其作用范围大,因此回风口处周围的气流速度场比射流速度场的速度衰减快得多。如图 6-7 为一圆形回风口周围空气的流动情况。可以看

出其速度近似一球面。

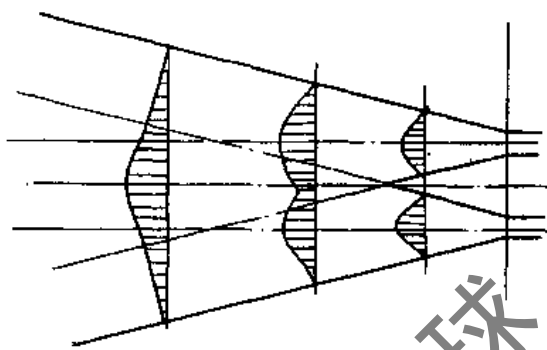


图 6-6 平行射流的叠加

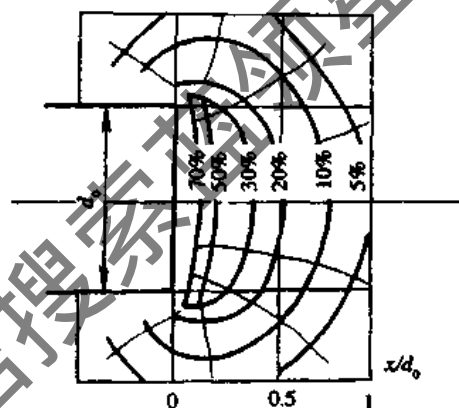


图 6-7 回风口的气流汇聚

如果吸风口紧贴壁面,则空气只能由一侧空间流入,故等速面呈半球面。

由于各层球面上流向吸风口的流量都等于吸风口吸入风量,故距吸入口 x 处某点的空气流速应为:

$$v_x = Q_0/4\pi x^2 \quad (6-12)$$

式中 Q_0 ——回风口处流入的风量, (m^3/s),

其值为: $Q_0 = \frac{1}{4}\pi d^2 v_0$ 。

在回风口处,由于吸风气流的作用,任意两点间的流速变化与距回风口中心点的距离平方成反比,这就使得点汇速度场的气流速度迅速下降,使吸风所影响的区域范围变小。因而在空调房间内,气流的流型主要取决于送风射流。

6.3 送、回风口的形式

6.3.1 送风口的形式

由前述可知,空调房间的气流流型主要取决于送风射流。而送风口的形式又将直接影响气流的混合程度,出口方向及气流断面的形状等,对送风射流具有重要作用。根据空调房间要求的不同精度、气流形式、送风口的安装位置以及建筑装饰的配合等不同的要求,采用的送风口形式也不同。

1. 送风口的种类

送风口的种类比较多,按送出气流的形式不同分为四种类型。

(1) 辐射型送风口。送出的气流呈辐射状向四周扩散,如盘式散流器、片式散流器等。

(2) 轴向送风口。气流沿送风口轴线方向送出,如格栅送风口,百叶送风口、喷口、条缝送风口等。

(3) 线形送风口。气流从狭长的线状送风口送出,如长宽比很大的条缝形送风口。

(4) 面形送风口。气流从大面积的平面上均匀送出,如孔板送风口。

2. 按照送风口的安装位置不同分类

可分为顶棚送风口,侧送风口,窗下送风口及地板送风口等。常用的几种送风口为:

(1) 侧送风口。此类风口是用于向房间横向送出气流,表 6-4 是常用的侧送风口形式。在百叶送风口内一般根据需要设置 1~3 层可动叶片。其外层水平叶片用于改变射流的出口倾角,垂直叶片用于调节气流的扩散角,叶片平行时扩散角为 19°,而叶片张开时(最边缘叶片与送风口平面夹角为 45°),扩散角可达 60°。送风口内

侧的叶片是为调节风口送风量而设置。格栅送风口除可装横竖薄片组成的格栅外,还可用薄板冲制成带有各种装饰图案的空花格栅,气流的通过面积可达 53% ~ 73%。

(2) 散流器送风口。散流器是属于安装在顶棚上的送风口。常用的散流器有圆形、方形和矩形。盘式散流器的送风气流呈辐射状;片式散流器设有 多层散流片,片的间距有固定和可调两种,使送风气流呈辐射形或锥形扩散;还有将送风口和回风口做成一体的,分别与送、回风支管相连接。表 6-5 是常用散流器形式。另外还有一种散流器呈方形或矩形,散流片的倾斜方向不同,各向散流片所占散流器的面积比例不同,可根据实际情况安排气流的方向及分配各向送风量的比例,以适应各种要求。矩形散流器及其在房间的布置示意图见表 6-6。

(3) 孔板送风口。空气经过开有若干圆形或条缝形小孔的孔板而进入室内,这样的风口称为孔板送风口。此类风口与前述所有风口相比,其特点是送风均匀,速度衰减快。孔板送风一般需要在孔板的上部布置一个稳压箱,空气由送风管进入稳压层,空气的动压转化为静压,再依靠稳压层内的静压作用经孔口均匀地送入空调房间。

表 6-4 常用侧送风口形式

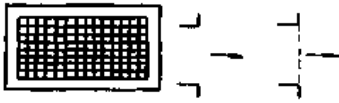
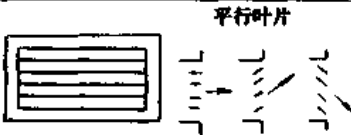

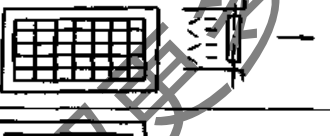
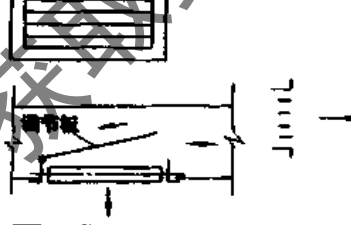


风口图式	射流特性及应用范围
	a) 格栅送风口 叶片或空花图案的格栅 用于一般空调工程
 <p>平行叶片</p>	b) 单层百叶送风口 叶片活动,可根据冷、热射流调节送风的上下倾角,用于一般空调工程
 <p>对开叶片</p>	c) 双层百叶送风口 叶片可活动,内层对开叶片用以调节风量,用于较高精度空调工程
	d) 三层百叶送风口 叶片可活动,有对开叶片可调风量,又有水平、垂直叶片可调上下倾角和射流扩散角,用于高精度空调工程
 <p>调节板</p>	e) 带调节板活动百叶送风口 通过调节板调整风量 用于较高精度空调工程
	f) 带出口隔板的条缝形风口 常设于工业车间的截面变化均匀送风管道上,用于一般精度的空调工程
	g) 条缝形送风口 常配合静压箱(兼作吸音箱)使用,可作为风机盘管、诱导器的出风口,适用于一般精度的民用建筑空调工程

表 6-5 常用散流器形式

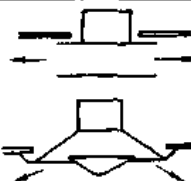
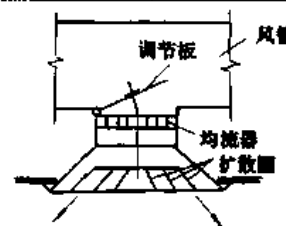
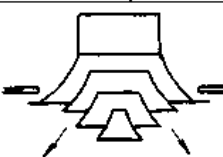
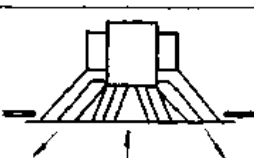
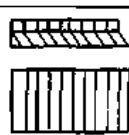
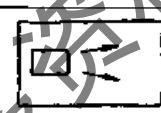



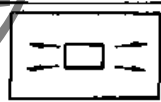
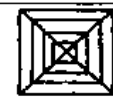
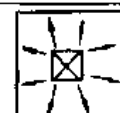

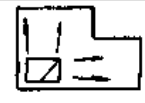


风口图式	风口名称及气流流型
	a) 盘式散流器 属平送流型,用于层高较低的房间 挡板上可贴吸声材料,能起消声作用
	b) 直片式散流器 平送流型或下送流型(降低扩散圈在散流器中的相对位置时可得到平送流型,反之则可得下送流型)
	c) 流线型散流器 属下送流型,适用于净化空调工程
	d) 送吸式散流器 属平送流型,可将送、回风口结合在一起

表 6-6 矩形散流器及其在房间内的布置示意

散流器形式	在房间内位置及气流方向	散流器形式	在房间内位置及气流方向
			
			
			

制做孔板的材料可以是胶合板,硬塑料板或金属材料(如铝板)等。

(4) 喷射式送风口。对于大型的生产车间、体育馆、电影院、集体食堂等场所的空调系统送风口,一般常采用喷射式送风口。图 6-8 为一喷射式送风口,此种喷口有较小的收缩角度,并且无叶片遮挡物,因此喷口的噪声低,紊流系数小($\alpha=0.07$)射程长。

为了提高喷射送风口使用的灵活性,还有一种既可

调节送风方向又可调节送风量的球形可调式送风口。见图 6-8b。

(5) 旋流送风口。这是一种装在电子计算机房双层地板上的地面送风口,由出口格栅 1、集尘箱 2 和旋流叶片 3 组成(图 6-9)。地板上的格栅上可以走人和行车。来自双层地板间的空调送风经旋流叶片切向进入集尘箱,形成旋转气流由格栅送出,送风气流与室内空气混合好,速度衰减快。格栅和集尘箱可以随时取出清扫。

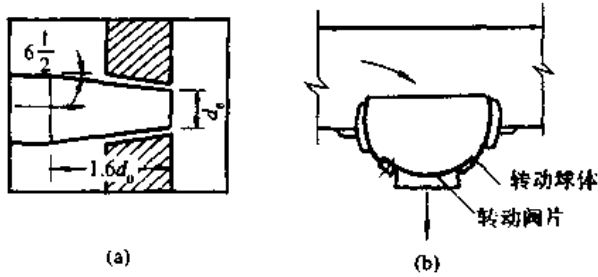


图 6-8 喷射式送风口
(a) 圆形喷口; (b) 球形转动风口

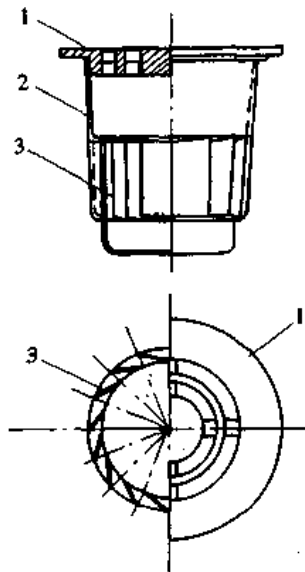


图 6-9 旋流送风口
1-出风格栅; 2-集尘箱; 3-旋流叶片

(6) 空调座椅诱导送风口。这种送风口类似空调用的诱导器, 在影剧院座椅的中空靠背内装有静压箱和喷

嘴(见图 6-10)。一次风与由侧面风口吸入的室内空气混合后, 由侧上部的送风口送出。由于一次风与室内空气充分混合, 送风温度接近室温, 不会造成吹风感觉。用于空调的下部送风有良好的节能效果。

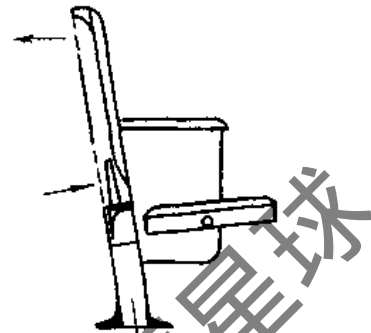


图 6-10 座椅送风口

3. 常见空气分布器的型式、特征及适用范围(见表 6-7)

4. 几种常用空调送风口的性能

(1) 双层百叶风口性能。双层百叶风口的性能见表 6-8。

(2) 圆形(多层锥面型)散流器性能。圆形(多层锥面型)散流器性能见表 6-9。

(3) 球形旋转风口性能。球形旋转风口性能见表 6-10。

(4) 旋流风口顶送冷风吹出型性能。旋流风口顶送冷风吹出型性能见表 6-11。

(5) 旋流风口顶送冷风散流型性能。旋流风口顶送冷风散流型性能见表 6-12。

(6) 旋流风口顶送冷风贴附型性能。旋流风口顶送冷风贴附型性能见表 6-13。

(7) 旋流风口顶送热风吹出型性能。旋流风口顶送热风吹出型性能见表 6-14。

表 6-7 常见空气分布器的型式、特征及适用范围

空气分布器类型	送风口名称	型式	气流类型及调节性能	适用范围	备注
侧送风口	格栅送风口	叶片固定和叶片可调两种, 不带风量调节阀	1. 属圆射流; 2. 叶片可调格栅, 可根据需要调节上、下倾角或扩散角; 3. 不能调节风口风量	要求不高的一般空调工程	叶片固定的格栅风口可作回风口用, 也可作新风进风口
	单层百叶送风口	叶片横装为 H 型, 竖装为 V 型, 均带有对开式风量调节阀	1. 属圆射流; 2. H 型可调节竖向仰角或俯角, V 型可调节水平扩散角; 3. 能调节风口风量	用于一般精度的空调工程	单层百叶风口与过滤器配套使用可作回风口
	双层百叶送风口	外层叶片横装, 内层叶片竖装为 HV 型; 外层叶片竖装, 内层叶片横装为 VH 型。两种型式均带有对开式风量调节阀, 也可装配可调式导流片	1. 属圆射流; 2. 外层叶片可调, 可根据需要调节竖向仰角或俯角, 以及调节水平扩散角; 3. 能调节风口风量	用于公共建筑的舒适性空调, 以及精度较高的工艺性空调	叶片可调成 A、B、C、D 四种吹出角度, 调节范围为 0°~180°

(续表)

空气分布器类型	送风口名称	型 式	气流类型及调节性能	适用范围	备注
	条缝形百叶送风口	长宽比大于10,叶片横装可调的格栅风口,或者与对开式风量调节阀组装在一起的条缝百叶风口	1. 属平面射流; 2. 根据需要可调节上下倾角; 3. 必要时也可调节风量	可作风机盘管出风口,也可用于一般的空调工程	
散 流 器	圆形(方形)直片式散流器	扩散圈为三层锥形面,拆装方便。可与单开阀板式或双开阀板式风量调节阀配套使用	1. 扩散圈挂在上部一档呈下送流型,挂在下部一档呈平送贴附流型; 2. 能调节送风量	用于公共建筑的舒适性空调和工艺空调	
	圆盘型散流器	圆盘呈倒蘑菇形,拆装方便。可与单开或双开阀板式风量调节阀配套使用	1. 圆盘挂在上部一档时呈下送流型,挂在下部一档呈平送贴附流型; 2. 能调节送风量	用于公共建筑的舒适性空调和工艺空调	
	流线型散流器	散流器及其扩散圈呈流线型,可调节风量	气流呈下送流型,采用密集布置	用于净化空调	
	方(矩)形散流器	扩散圈的型式有10多种,可形成1~4个不同的送风方向,可与对开式多叶调节阀,或单开阀板式风量调节阀配套使用,拆装方便	1. 平送贴附流型; 2. 能调节送风量	用于公共建筑舒适性空调	
	条缝形(线形)散流器	长宽比很大,叶片单向倾斜为一面送风;叶片双向倾斜为两面送风	气流呈平送贴附流型	用于公共建筑舒适性空调	
喷射式送风口	圆形喷口	出口带较小收缩角度	属于圆射流,不能调节风量	用于公共建筑和高大厂房一般空调	
	矩形喷口	出口渐缩,与送风干管流量调节阀配合使用	属于圆射流,能调节送风量		
	球形旋转风口	带较短的圆柱喷口与转动球体相连接	属于圆射流,既能调节气流方向,又能调节送风量	用于空调和通风岗位送风	
无芯管旋流送风口	圆柱型旋流送风口	由风口壳体和无芯管起旋器组装而成,带风量调节阀	向下吹出流型	用于公共建筑和工业厂房的一般空调	
	旋流吸顶散流器		可调成吹出流型和贴附流型		
	旋流凸缘散流器		可调成吹出流型、冷风散流型和热风贴附型		
条形送风口	活叶条形散流器	长宽比十分大,在槽内采用两个可调叶片来控制气流方向,有单一段、中间段、尾段和角形段等形式,有单组型和多组型	1. 可调成平送贴附流型,也可调成垂直下送流型;可使气流朝一侧送出,也可朝两侧送出; 2. 能关闭送风口	用于公共建筑舒适性空调	
板送风口 扩散孔	扩散孔板风口	由铝合金孔板和高效过滤器组成的高效过滤送风口	乱流流型	用于乱流洁净室的末端送风装置,也可作为净化系统的送风口	

表 6-8 双层百叶风口性能表

风口规格 (mm×mm)			120×120		160×120		200×120 160×160		250×120 200×160		200×200 250×160		250×200 320×160		250×250 320×200		320×250 400×200	
颈部风速 (m/s)	吹出 角度	全压 损失 (Pa)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)
1.0 (0.60)	A	1.90	52	1.74	69	2.00	86	2.24	108	2.51	144	2.89	180	3.24	225	3.62	288	4.09
	B	2.01		0.95		1.09		1.22		1.37		1.58		1.76		1.97		2.23
	C	2.32		0.88		1.02		1.14		1.28		1.47		1.65		1.84		2.08
	D	2.85		0.62		0.72		0.80		0.89		1.03		1.15		1.29		1.46
2.0 (2.41)	A	7.59	104	2.64	138	3.05	173	3.41	216	3.81	288	4.40	360	4.92	450	5.50	576	6.22
	B	8.04		1.67		1.93		2.15		2.41		2.78		3.11		3.47		3.93
	C	9.29		1.58		1.82		2.03		2.27		2.63		2.94		3.28		3.71
	D	11.41		0.95		1.09		1.22		1.36		1.58		1.76		1.97		2.23
3.0 (5.42)	A	17.07	156	3.17	207	3.66	259	4.09	324	4.57	432	5.28	540	5.91	675	6.60	864	7.47
	B	18.10		2.09		2.41		2.70		3.02		3.48		3.89		4.35		4.92
	C	20.91		1.98		2.29		2.56		2.86		3.30		3.69		4.13		4.67
	D	25.68		1.14		1.31		1.47		1.64		1.89		2.12		2.37		2.68
4.0 (9.63)	A	30.34	207	3.54	276	4.09	346	4.58	432	5.12	576	5.91	720	6.60	900	7.38	1152	8.35
	B	32.17		2.39		2.76		3.08		3.45		3.98		4.45		4.98		5.63
	C	37.18		2.27		2.62		2.93		3.27		3.78		4.22		4.72		5.34
	D	45.66		1.27		1.47		1.64		1.83		2.12		2.37		2.65		3.00
5.0 (15.05)	A	47.41	259	3.84	346	4.43	432	4.95	540	5.54	720	6.39	900	7.15	1125	7.99	1440	9.04
	B	50.27		2.62		3.03		3.38		3.78		4.37		4.88		5.46		6.18
	C	58.09		2.49		2.87		3.21		3.59		4.15		4.64		5.19		5.87
	D	71.34		1.38		1.59		1.78		1.99		2.29		2.56		2.87		3.24
风口规格 (mm×mm)			400×250 500×200 320×320		500×250 400×320		630×250 400×400 500×320		500×400 630×320		630×400 800×320		800×400 1000×320		1000×400			
颈部风速 (m/s)	吹出 角度	全压 损失 (Pa)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)	风量 (m ³ /h)	射程 (m)
1.0 (0.60)	A	1.90	360	4.58	450	5.12	567	5.74	720	6.47	907	7.26	1152	8.19	1440	9.15	1800	10.15
	B	2.01		2.50		2.79		3.13		3.53		3.96		4.46		5.00		
	C	2.32		2.33		2.60		2.92		3.29		3.70		4.17		4.66		
	D	2.85		1.63		1.83		2.05		2.31		2.59		2.92		3.27		
2.0 (2.41)	A	7.59	720	6.96	900	7.78	1134	8.73	1440	9.84	1815	11.05	2304	12.45	2880	13.92	3600	15.45
	B	8.04		4.39		4.91		5.52		6.22		6.98		7.86		8.79		
	C	9.29		4.15		4.64		5.21		5.87		6.59		7.43		8.30		
	D	11.41		2.49		2.79		3.13		3.52		3.95		4.46		4.98		
3.0 (5.42)	A	17.07	1080	8.35	1350	9.34	1700	10.48	2160	11.81	2722	13.26	3456	14.94	4320	16.70	5400	18.55
	B	18.10		5.51		6.16		6.91		7.79		8.71		9.85		11.01		
	C	20.91		5.22		5.83		6.55		7.38		8.28		9.33		10.44		
	D	25.68		2.99		3.35		3.76		4.23		4.75		5.35		5.99		
4.0 (9.63)	A	30.34	1440	9.34	1800	10.44	2268	11.72	2880	13.21	3629	14.83	4608	16.71	5760	18.68	7200	20.71
	B	32.17		6.29		7.04		7.90		8.90		9.99		11.26		12.59		
	C	37.18		5.97		6.68		7.50		8.45		9.48		10.69		11.95		
	D	45.66		3.35		3.74		4.20		4.74		5.32		5.99		6.70		
5.0 (15.05)	A	47.41	1800	10.11	2250	11.30	2835	12.68	3600	14.29	4536	16.04	5760	18.08	7200	20.21	8640	22.45
	B	50.27		6.91		7.72		8.67		9.77		10.96		12.35		13.81		
	C	58.09		6.56		7.34		8.23		9.28		10.42		11.74		13.12		
	D	71.34		3.63		4.05		4.55		5.13		5.76		6.49		7.25		

表 6-9 圆形(多层锥面型)散流器性能表

颈部风速(m/s)	2		3		4		5		6		7	
动 压(Pa)	2.41		5.42		9.63		15.05		21.67		29.50	
全压损失(Pa)	7.28		16.37		28.27		45.45		65.44		89.09	
颈部名义直径 D (mm)	风量	射程	风量	射程	风量	射程	风量	射程	风量	射程	风量	射程
	Q_s (m^3/h)	x (m)	Q_s (m^3/h)	x (m)	Q_s (m^3/h)	x (m)	Q_s (m^3/h)	x (m)	Q_s (m^3/h)	x (m)	Q_s (m^3/h)	x (m)
120	90	0.58	140	0.81	190	1.17	240	1.46	280	1.73	330	1.88
150	130	0.69	200	0.97	270	1.40	340	1.74	400	2.06	470	2.25
200	240	0.92	360	1.29	480	1.87	590	2.32	710	2.75	830	2.99
250	370	1.16	560	1.62	750	2.34	930	2.90	1120	3.44	1310	3.75
300	540	1.39	800	1.94	1070	2.80	1340	3.48	1610	4.13	1880	4.50
350	720	1.60	1080	2.24	1430	3.24	1790	4.02	2150	4.77	2510	5.20
400	930	1.83	1400	2.56	1860	3.69	2330	4.59	2800	5.44	3260	5.93
450	1180	2.06	1770	2.88	2360	4.16	2950	5.16	3540	6.12	4130	6.67
500	1460	2.29	2190	3.20	2920	4.62	3650	5.72	4380	6.81	5110	7.42

表 6-10 球形旋转风口性能表

型 号		14		22		32		40	
出风口直径(mm)		65		110		160		200	
连接风管直径(mm)		140		220		320		400	
出风口速度 (m/s)	全压损失 (Pa)	风量 (m^3/h)	射程 (m)	风量 (m^3/h)	射程 (m)	风量 (m^3/h)	射程 (m)	风量 (m^3/h)	射程 (m)
2.0	5.25	24	0.73	68	3.24	145	4.71	226	5.88
3.0	11.81	36	2.03	103	4.48	217	6.52	339	8.15
4.0	21.00	48	2.95	137	5.37	290	7.81	452	9.76
5.0	32.81	60	3.66	171	6.06	362	8.81	565	11.01
6.0	47.24	72	4.25	205	6.62	434	9.62	679	12.03
7.0	64.31	84	4.74	239	7.09	507	10.31	792	12.89
8.0	83.99	96	5.17	274	7.50	579	10.91	905	13.64
9.0	106.30	108	5.55	308	7.86	650	11.44	1018	14.30
10.0	131.24	119	5.88	342	8.19	724	11.91	1130	14.89

表 6-11 旋流风口顶送冷风吹出型性能表

D_0 (mm)	$\sqrt{F_0}$ (m)	颈部风速 v_0 (m/s)	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	
		动 压 (Pa)	5.42	7.37	9.63	12.19	15.05	21.67	29.50	38.53	
		全压损失 (Pa)	13.27	18.07	23.60	29.87	36.87	53.10	72.27	94.39	
250	0.221	风量 Q_s (m^3/h)	530	618	707	795	883	1060	1236	1413	
		射程 x (m)	2.91	3.52	4.15	4.79	5.45	6.82	8.24	9.71	
320	0.283	风量 Q_s (m^3/h)	868	1013	1158	1302	1447	1736	2026	2315	
		射程 x (m)	3.73	4.51	5.31	6.13	6.98	8.73	10.55	12.43	
400	0.354	风量 Q_s (m^3/h)	1356	1583	1809	2035	2260	2713	3165	3617	
		射程 x (m)	4.66	5.63	6.64	7.67	8.73	10.91	13.19	15.53	
500	0.443	风量 Q_s (m^3/h)	2119	2473	2826	3179	3533	4239	4946	5652	
		射程 x (m)	5.83	7.04	8.30	9.59	10.91	13.64	16.48	19.42	
射程 x 处的最大温差 $\Delta t_{r, \max} = t_r - t_{r, \max}$		送风温差 Δt_s ($^{\circ}C$)	6	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.07	0.06	0.05
		7	0.27	0.21	0.17	0.14	0.12	0.09	0.07	0.06	
		8	0.30	0.24	0.19	0.16	0.14	0.10	0.08	0.07	
		9	0.34	0.27	0.22	0.18	0.15	0.12	0.09	0.07	
		10	0.38	0.30	0.24	0.20	0.17	0.13	0.10	0.08	
		11	0.42	0.33	0.27	0.22	0.19	0.14	0.11	0.09	
			12	0.45	0.36	0.29	0.24	0.21	0.15	0.12	0.09

表 6-12 旋流风口顶送冷风散流型性能表

D_0 (mm)	$\sqrt{F_0}$ (m)	颈部风速 v_0 (m/s)		3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	
		动压 (Pa)	全压损失 (Pa)	5.42	7.37	9.63	12.19	15.05	21.67	29.50	38.53	
250	0.221	风量 Q_s (m ³ /h)		530	618	707	795	883	1060	1236	1413	
		射程 x (m)		0.85	1.14	1.47	1.84	2.25	3.18	4.27	5.50	
320	0.283	风量 Q_s (m ³ /h)		868	1013	1158	1302	1447	1736	2026	2315	
		射程 x (m)		1.09	1.46	1.89	2.36	2.88	4.08	5.46	7.04	
400	0.354	风量 Q_s (m ³ /h)		1356	1583	1809	2035	2260	2713	3165	3617	
		射程 x (m)		1.37	1.83	2.36	2.95	3.60	5.10	6.83	8.80	
500	0.443	风量 Q_s (m ³ /h)		2119	2473	2826	3179	3533	4239	4946	5652	
		射程 x (m)		1.71	2.29	2.95	3.69	4.50	6.37	8.54	11.00	
射程 x 处的最大温差 $\Delta t_r^{\max} = t_r - t_r^{\max}$		送风温差 Δt_s (°C)		6	0.65	0.47	0.36	0.29	0.23	0.16	0.12	0.09
				7	0.75	0.55	0.42	0.33	0.27	0.19	0.14	0.10
				8	0.86	0.63	0.48	0.38	0.31	0.21	0.16	0.12
				9	0.97	0.71	0.54	0.43	0.35	0.24	0.18	0.13
				10	1.08	0.79	0.60	0.48	0.39	0.27	0.20	0.15
				11	1.19	0.87	0.66	0.52	0.42	0.29	0.22	0.16
		12	1.29	0.95	0.72	0.57	0.46	0.32	0.23	0.18	0.13	

表 6-13 旋流风口顶送冷风贴附型性能表

D_0 (mm)	$\sqrt{F_0}$ (m)	颈部风速 v_0 (m/s)		3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0
		动压 (Pa)	全压损失 (Pa)	5.42	7.37	9.63	12.19	15.05	21.67	29.50	38.53
250	0.221	风量 Q_s (m ³ /h)		530	618	707	795	883	1060	1236	1413
		射程 x (m)		1.40	1.70	2.00	2.31	2.63	3.28	3.97	4.68
320	0.283	风量 Q_s (m ³ /h)		868	1013	1158	1302	1447	1736	2026	2315
		射程 x (m)		1.80	2.17	2.56	2.95	3.36	4.20	5.08	5.98
400	0.354	风量 Q_s (m ³ /h)		1356	1583	1809	2035	2260	2713	3165	3617
		射程 x (m)		2.25	2.71	3.20	3.69	4.20	5.26	6.35	7.48
500	0.443	风量 Q_s (m ³ /h)		2119	2473	2826	3179	3533	4239	4946	5652
		射程 x (m)		2.81	3.39	3.99	4.62	5.25	6.57	7.94	9.35

表 6-14 旋流风口顶送热风吹出型性能表

D_0 (mm)	$\sqrt{F_0}$ (m)	颈部风速 v_0 (m/s)		3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	
		动压 (Pa)	全压损失 (Pa)	5.42	7.37	9.63	12.19	15.05	21.67	29.50	38.53	
250	0.221	风量 Q_s (m ³ /h)		530	618	707	795	883	1060	1236	1413	
		最大射程 x (m)		$t_r = 16^\circ\text{C}$	3.82	4.23	4.61	4.98	5.33	6.00	6.63	7.24
				$t_r = 18^\circ\text{C}$	3.83	4.24	4.62	4.99	5.34	6.01	6.65	7.25
				$t_r = 20^\circ\text{C}$	3.84	4.25	4.63	5.00	5.35	6.03	6.66	7.27
				$t_r = 22^\circ\text{C}$	3.85	4.26	4.64	5.01	5.37	6.04	6.68	7.28
320	0.283	风量 Q_s (m ³ /h)		868	1013	1158	1302	1447	1736	2026	2315	
		最大射程 x (m)		$t_r = 16^\circ\text{C}$	4.52	4.99	5.45	5.88	6.30	7.09	7.83	8.55
				$t_r = 18^\circ\text{C}$	4.53	5.00	5.46	5.89	6.31	7.10	7.85	8.56
				$t_r = 20^\circ\text{C}$	4.54	5.02	5.47	5.91	6.32	7.12	7.87	8.58
				$t_r = 22^\circ\text{C}$	4.55	5.03	5.48	5.92	6.34	7.14	7.89	8.60
400	0.354	风量 Q_s (m ³ /h)		1356	1583	1809	2035	2260	2713	3165	3617	
		最大射程 x (m)		$t_r = 16^\circ\text{C}$	5.25	5.80	6.33	6.83	7.32	8.24	9.11	9.93
				$t_r = 18^\circ\text{C}$	5.26	5.82	6.34	6.85	7.33	8.26	9.13	9.95
				$t_r = 20^\circ\text{C}$	5.27	5.83	6.36	6.86	7.35	8.27	9.15	9.98
				$t_r = 22^\circ\text{C}$	5.29	5.84	6.37	6.88	7.37	8.29	9.17	10.00

(续表)

D_0 (mm)	$\sqrt{F_0}$ (m)	颈部风速 v_0 (m/s)		3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0
		动 压 (Pa)	全压损失 (Pa)	5.42	7.37	9.63	12.19	15.05	21.67	29.50	38.53
				13.27	18.07	23.60	29.87	36.87	53.10	72.27	94.39
500	0.443	风量 Q_0 (m^3/h)		2119	2473	2826	3179	3533	4239	4946	5652
		最大射程	$t_r = 16^\circ C$	6.10	6.75	7.36	7.94	8.50	9.57	10.58	11.54
			$t_r = 18^\circ C$	6.12	6.76	7.37	7.96	8.52	9.60	10.61	11.57
		x (m)	$t_r = 20^\circ C$	6.13	6.78	7.39	7.98	8.54	9.62	10.63	11.60
			$t_r = 22^\circ C$	6.14	6.79	7.41	8.00	8.56	9.64	10.65	11.62

说明:本性能表是按送风温度 $\Delta t_s = 10^\circ C$ 编制的。若送风温差不同时,表内查出的射程应乘以修正系数:

Δt_s	8	10	12	14
修正系数	1.07	1.0	0.94	0.89

6.3.2 回风口的形式

如前所述,吸风口附近气流速度急剧下降,对室内空气组织影响不大,因而回风口构造比较简单,类型不多。最简单的回风口就是在孔口上装金属网,以防杂物吸入。如图 6-11 就是一种矩形网式回风口。为了配合建筑的装饰,可在孔口上装设各种图案的格栅。为了在回风口

处调节回风量,也可采用双层百叶风口作为回风口。图 6-12 是活动蓖板式回风口。在双层蓖板上开有长条形孔,内层蓖板可左右移动,以改变回风口的面积,来达到调节回风量的目的。

回风口一般装设在其下缘离地至少为 150mm 处。蓖孔、孔板、网板回风口规格和风量见表 6-15。

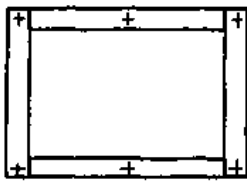


图 6-11 矩形网式回风口

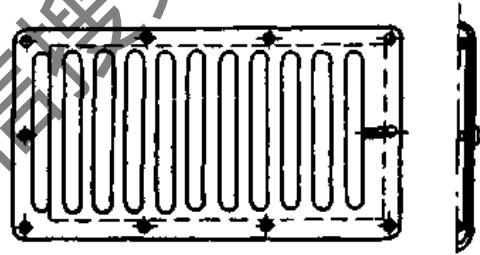


图 6-12 活动蓖板式回风口

表 6-15(a) 蓖孔、孔板、网板回风口规格和风量

风口规格 (mm×mm)	200×200	250×200	250×250	400×200	500×200 400×250	500×250 630×200
连接风管速度(m/s)	风量(m^3/h)					
1.0	144	180	225	288	360	450
1.5	216	270	338	432	540	675
2.0	288	360	450	576	720	900
2.5	360	450	563	720	900	1125
3.0	432	540	675	864	1080	1350
3.5	504	630	788	1008	1260	1575
4.0	576	720	900	1152	1440	1800
4.5	648	810	1013	1296	1620	2025
5.0	720	900	1125	1440	1800	2250

表 6-15(b) 篦孔、孔板、网板回风口规格和风量

风口规格 (mm × mm)	630 × 250 400 × 400 800 × 200	500 × 400 800 × 250 1000 × 200	500 × 500 1000 × 250 630 × 400	1250 × 250 630 × 500 800 × 400	630 × 630 800 × 500 1000 × 400 1600 × 250	1000 × 500 1250 × 400
连接风管速度(m/s)	风量(m ³ /h)					
1.0	568	720	900	1135	1440	1800
1.5	850	1080	1350	1700	2160	2700
2.0	1135	1440	1800	2270	2880	3600
2.5	1420	1800	2250	2835	3600	4500
3.0	1700	2160	2700	3400	4320	5400
3.5	1985	2520	3150	3970	5040	6300
4.0	2270	2880	3600	4540	5760	7200
4.5	2550	3240	4050	5105	6480	8100
5.0	2835	3600	4500	5670	7200	9000

6.4 气流组织

6.4.1 侧送风

1. 侧送气流组织形式

空调房间的侧送风有单侧或双侧的上送风或中送风、上回风或下回风形式。一般由于侧向送风射流的作用,在空调房间内形成大的回旋涡流,只在房间的角落有

小的滞留区,如图 6-13a 所示。小滞留区气流与送风射流的热质交换很小,成为气流死角,是空调房间中的不利区域,大回旋涡流流速较射流的流速为小,温度也较均匀。整个工作区处于回流状态,因此有比较稳定、均匀的温度场和速度场。如果回风口设在送风口对面墙的下部,如图 6-13b 所示,气流的流型变化不大,只是大回旋涡流减小,送风口一侧的下部为气流死角,效果不如同侧送、同侧下回方式。

空调中常采用贴附射流的送风方式,使射流在充分

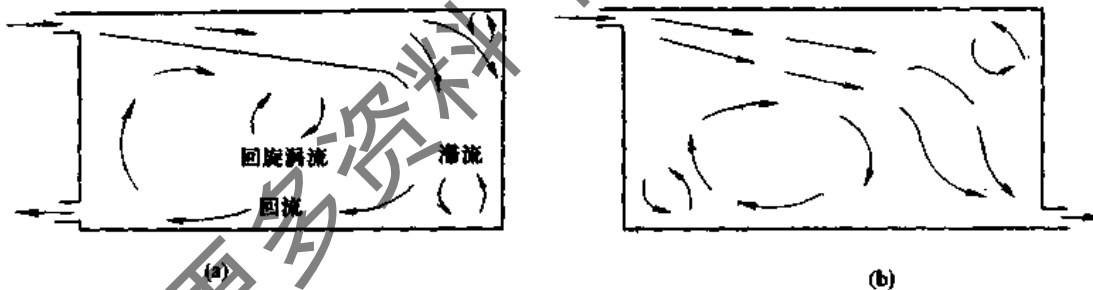


图 6-13 侧送风气流流型

衰减后进入工作区,以利于送风温差的衰减,提高空调精度。为了加强贴附,避免射流的中途下落,送风口一般比较接近顶棚且具有向上侧倾斜 15~20°角的导流叶片,而且控制阿基米德数小于一定数值。

侧送风方式的特点是管道布置简单,施工方便,而且只要设计合理能满足射流扩散和温度、速度衰减的要求,可以达到 ±0.5℃ 甚至更高的空调精度,因此侧送成为气流组织中采用最多的一种方式。

在侧送风的气流组织中,一般都使用多层活动百叶风口。

合理的气流组织应使气流到达工作区时,其空气流速符合工艺条件及人体的卫生要求,同时轴心温差小于空调的精度范围。侧上送的贴附射流见图 6-14。

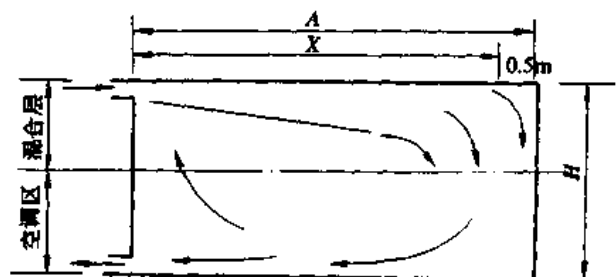


图 6-14 侧上送的贴附射流

2. 贴附射流的射程

$$x = A - (0.5 + 0.5) = A - 1(m). \quad (6-13)$$

3. 送风射流自由度

$$\sqrt{F_n}/d_0 = 53 \cdot 2 \cdot \sqrt{\frac{BHKv_0}{Q_0}} \quad (6-14)$$

式中 A——沿射流方向房间的长度 (m);

B——房间的宽度 (m);

H——房间的高度 (m);

K——送风口的有效面积系数;

Q_0 ——空调房间送风量 (m^3/s);

v_0 ——送风口处空气流速 (m/s);

F_n ——垂直于射流轴线的房间横断面积 (BH) 与送风口个数 n 之比 (m^2);

d_0 ——送风口直径或当量直径 (m)。

4. 送风口处的送风速度

(1) 推荐送风口处的送风速度。在工作区气流速度 (即射流的回流速度) 为 0.25m/s 时满足风速衰减和防止噪声的送风口的出口风速见表 6-16。

表 6-16 推荐的送风口的风速 (m/s)

$\sqrt{F_n}/d_0$	5	6	7	8	9	10	11	12	13	15	20	25	30
最大允许风速 v_0	1.8	2.16	2.52	2.88	3.24	3.6	3.96	4.32	4.68	5.4	7.2	9.0	10.8
$v_0 = 0.36 \sqrt{F_n}/d_0$													
建议的出口风速	2.0				3.5				5.0				

(2) 根据贴附射流房间工作区要求的气流回流速度确定送风口处风速。在贴附射流的空调房间中,回流区的空气流动状态是影响工作人员的舒适度及产品生产质量的基本因素,回流区风速太大,则会使室内工作人员造成吹风感和阴冷感,回流区风速太小,又易使人产生沉闷感、憋气感,这在温度较高的密闭房间及地下、半地下建筑中尤为明显。因此,有关资料给出了在不同条件下要求工作区的气流速度。见表 6-17 和图 6-15。

表 6-17 民用建筑室内活动区的允许气流速度

温、湿度基数		允许气流速度 (m/s)
温度 ($^{\circ}\text{C}$)	相对湿度 (%)	
18	40~60	0.2
20	40~60	0.25
22	40~60	0.30
24	40~60	0.40
26	40~60	0.50

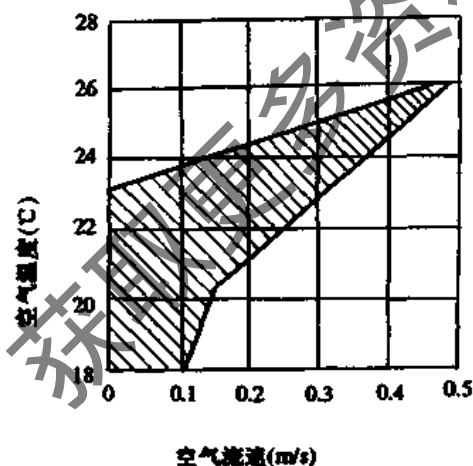


图 6-15 舒适环境的温速图

也可由下式确定送风口的风速:

$$v_0 = (77 \cdot 10 \cdot v_n)^2 \cdot \frac{BHK}{Q_0} \quad (6-15)$$

(3) 满足射流末端轴心温差 Δt_r 小于空调精度的送风口个数。由受限射流无因次距离的定义式:

$$\bar{x} = \frac{\alpha r}{\sqrt{F_n}} = \alpha r \sqrt{\frac{HB}{n}} \quad (6-16)$$

可得送风口个数为:

$$n = HB \left(\frac{\alpha r}{\bar{x}} \right)^2 \quad (6-17)$$

由于非等温受限射流轴心温度的衰减与无因次距离 \bar{x} 及射流自由度有关,其关系式可表示为:

$$f(\bar{x}) = \frac{\Delta t_r}{\Delta t_0} \cdot \frac{\sqrt{F_n}}{d_0} \quad (6-18)$$

也可用图 6-16 的曲线表示。

在式(6-18)及图 6-16 中, Δt_r 为射程 r 处的射流轴心温度与射流周围空气温度之差,称为轴心温差,一般应小于空调房间要求的空调精度。如空调精度为: $\Delta t = \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 时,则 Δt_r 可取 $\Delta t_r \leq 0.5^{\circ}\text{C}$ 。对于高精度的恒温房间,则可取空调精度的 0.4~0.8 倍为宜。 Δt_0 为空调系统的送风温差。

由 $\left(\frac{\Delta t_r}{\Delta t_0}, \frac{\sqrt{F_n}}{d_0} \right)$ 值查图 6-16 即可得 $\bar{x} = \frac{\alpha r}{\sqrt{F_n}}$ 的值,

则每个送风口所承担的房间面积为 $F_n = \left(\frac{\alpha r}{\bar{x}} \right)^2$, 因此,空调房间内送风口个数即可由式(6-17)求出。

射流的相对贴附长度取决于阿基米德数 Ar , 两者之间的关系见图 6-17。

几种侧送风口的现场调整性能见表 6-18。

6.4.2 孔板送风

一般在空调房间内控制的温度精度较高,或房间内洁净度要求很高,送风量也比较大,而房间高度低于 4m 时,常采用孔板送风的气流组织方式。

所谓孔板送风就是将空气送入开孔顶棚的夹层内,空气以较低的速度在夹层(也叫稳压层)里均匀分布,然后由顶棚上的小孔流出。孔板分为全面孔板和局部孔板两种,在整个顶棚上全面布置穿孔板的称为全面孔板,在顶棚上局部布置穿孔板的称为局部孔板。不同的孔板布置方式及其孔口送风参数,将会形成不同的气流流型。

一般在面积不大的房间,空气由一个集中风口送入稳压层,同时采取一定的措施使空气在稳压层内能均匀

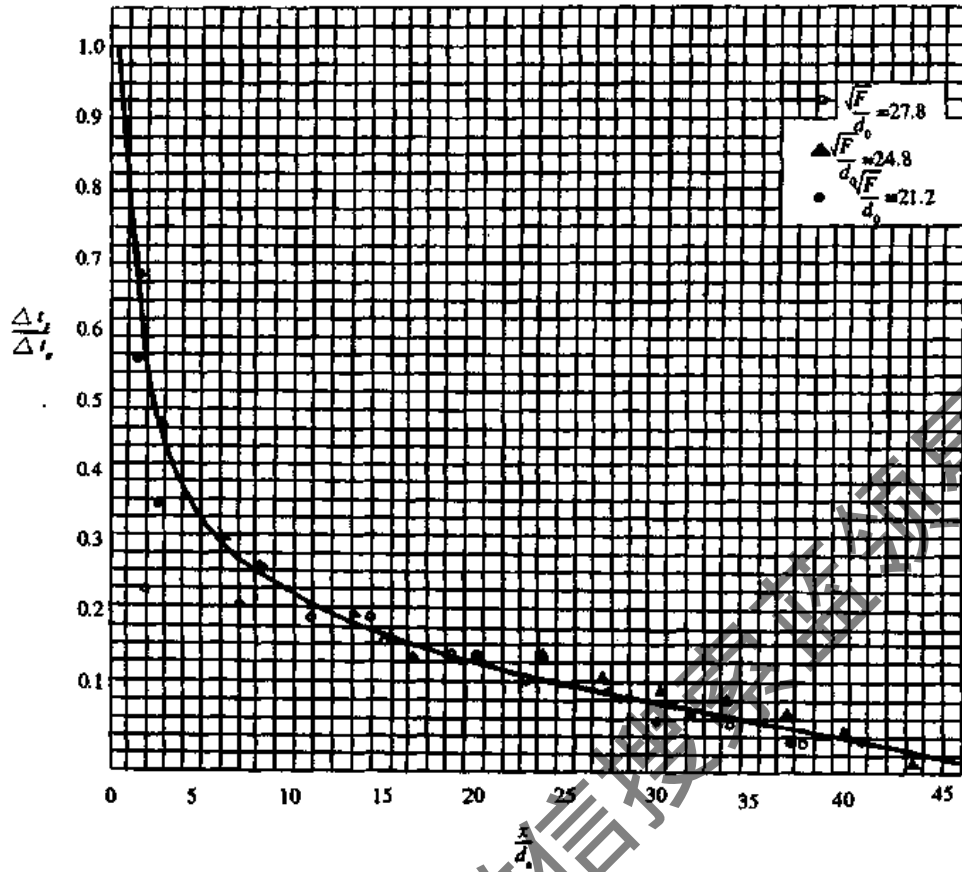


图 6-16 非等温受限射流轴心温差衰减曲线

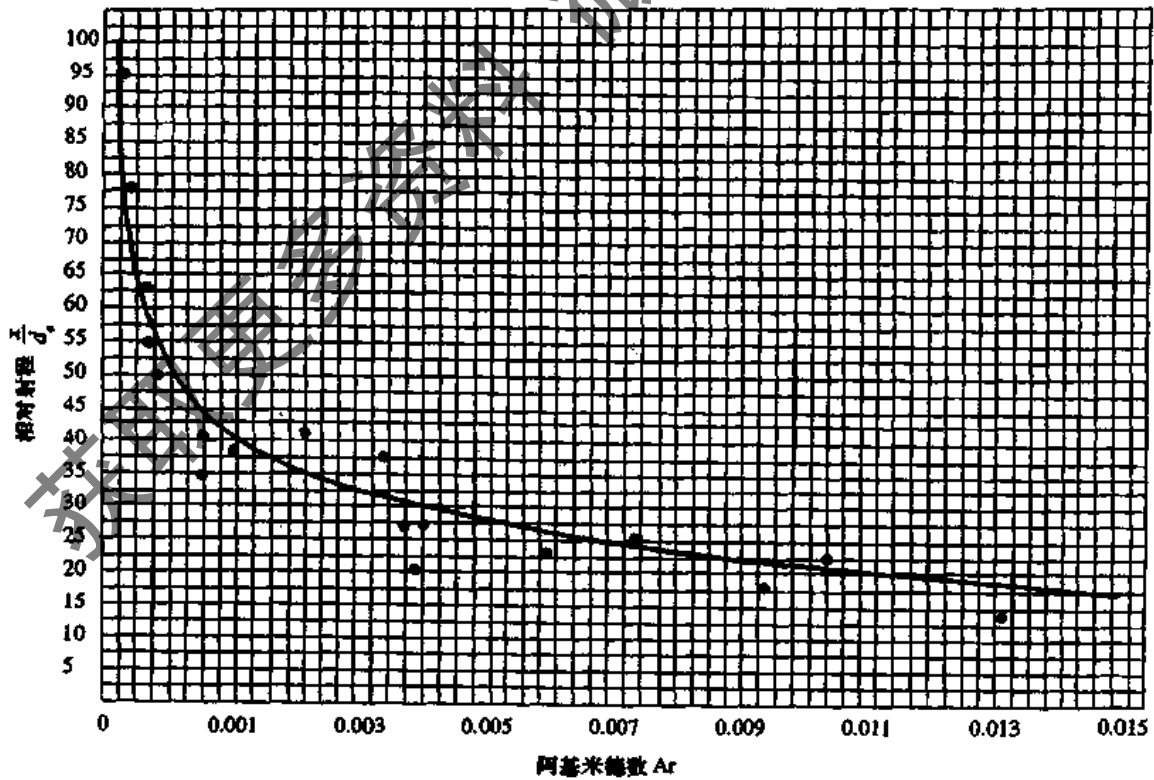
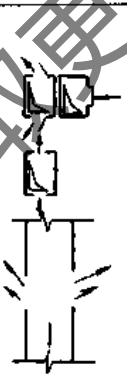



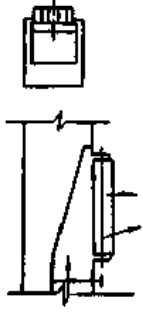
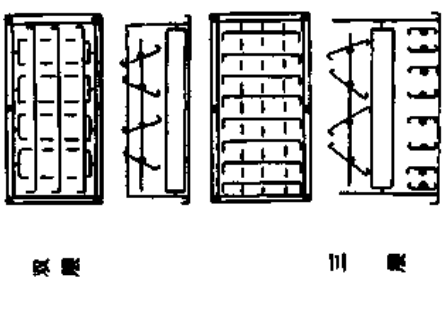


图 6-17 相对射程 $\frac{x}{d_0}$ 和阿基米德数 Ar 关系曲线

表 6-18 几种侧送风口现场调整性能

序号	风口名称	简图	国家标准图集号	射流类别	调节性能	出口速度场	射流出口方向	局部阻力系数
1	风口侧壁孔口送风口		相似于 T ₂₀₂₋₁ 矩形插板式风口	圆射流	<ol style="list-style-type: none"> 风量不能调节; 射流出口方向偏斜,不能调节; 水平、竖向角不能调节。设有向上倾斜档板的孔口,可使冷射流上倾,粘附在顶棚下,射流温度衰减则好些 	前后孔口送风速度不均匀,第一个孔口或前几个孔口还可能产生吸风现象	偏斜  结果:区域温差较大	-
2	矩形送风口		T ₂₀₃	扁平射流	<ol style="list-style-type: none"> 风量调节均匀困难; 当局部热源布置不均匀时,难以分配风量; 竖向仰角不能调节; 出口扩散角不能调节 	<ol style="list-style-type: none"> 用于等截面送风管时,孔口送风速度不均匀; 用于均匀风管时,送风速度可均匀 	偏斜: 	双侧 0.75 单侧 1.2
3	带调节板活动百叶送风口		T ₂₀₂₋₁	圆射流	<ol style="list-style-type: none"> 风量可适当调节; 根据热源不均匀程度适当分配风量; 竖向仰角可调; 水平扩散角不能调 	尚均匀	有偏斜现象但比矩形好	-
4	双层、三层百叶风口	 双 层 三 层	T ₂₀₂₋₂ T ₂₀₂₋₃	圆射流	<ol style="list-style-type: none"> 各风口的风量,可基本调匀,或可根据热源不均匀程度进行风量分配; 三层百叶风口可将水平面出口速度场适当调匀; 三层百叶风口可基本将射流出口方向调垂直,不倾斜; 可调节竖向仰角; 可略调水平扩散角 	调整后,比较均匀,三层百叶风口可得更均匀些,各风口的风量也易分配均匀	三层百叶风口调整后,将射流基本与孔口垂直	-

分布,以便各孔能送出等量的空气。

当房间面积较大时,一般在稳压层中布置风管,以便空气均匀分布。

1. 孔板送风的气流流型

孔板送风可以形成下送直流流型和不稳定流型。

(1) 下送直流流型。气流以一定速度均匀地由顶棚流向地面的称为下送直流。全面孔板送风速度较大,单位面积风量也较大(孔眼送风速度 $v_0 \geq 3\text{m/s}$,送风(送冷风)温差 $\Delta t_0 \geq 3^\circ\text{C}$,单位送风量 $> 60\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$),而且回风布置均匀时,即可在整个空调房间形成下送直流流型。这种流型可以防止灰尘的飞扬,一般用于洁净度要求很高的空调房间。下送直流流型见图 6-18。

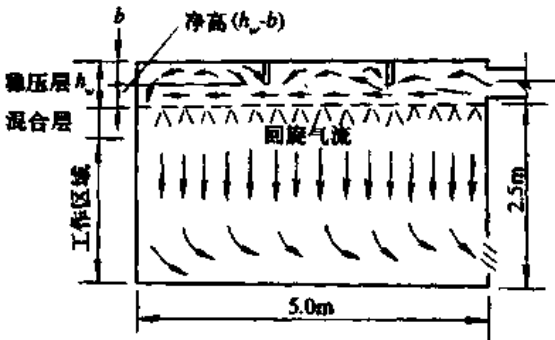


图 6-18 全面孔板下送直流

局部孔板也可以形成下送直流(如图 6-19)但只是在孔板的下方部分区域实现,而且在孔板的两侧出现两个涡流区,该涡流流向是沿墙面向上卷起,经顶棚返下,其中一部分则被卷入中间送风主气流中,使主流被室内尘埃所污染。

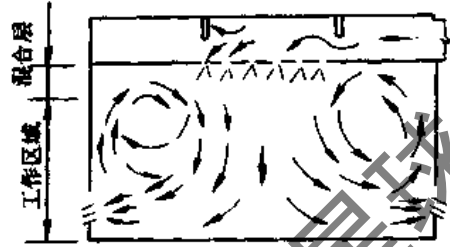


图 6-19 局部孔板下送直流

(2) 不稳定流。当孔口送风速度较小,送风温差也较小时,孔板下方形成不稳定流(如图 6-20 中 a、b)。由于送风速度、送风温差都比较小,故这种不稳定流型适合于空调精度要求高,工作区域风速要求小的空调房间。所谓不稳定流是指速度场中各点处的气流流向不稳定。

2. 孔板送风气流的温度、速度衰减

局部孔板送风气流如图 6-21 所示。由孔板孔口送出的气流在开始时保持单个的小股射流,(又称一次射流)

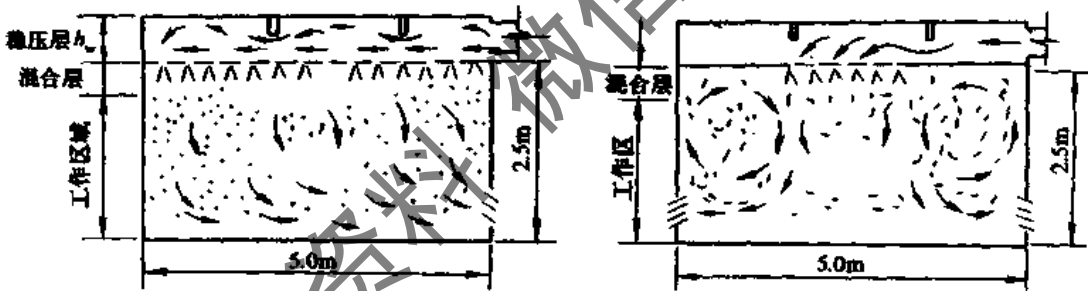


图 6-20 孔板送风的不稳定流

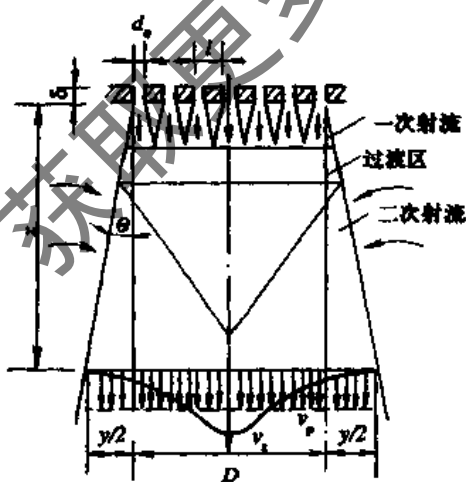


图 6-21 孔板送风气流示意图

小射流迅速扩散,射流的速度也迅速衰减,离开孔板一定距离(大约是孔口直径 d_0 的几十倍)后,射流互相重叠,经过一段混合过程(过渡区)均匀混合后形成一股射流(又称二次射流)。由孔板到二次射流的部分称为混合层。二次射流与普通射流具有相似特性,沿途不断混入室内空气,流量逐渐增加,射流的断面逐渐扩大,射流的速度与温度逐渐衰减。

射程 x 处中心最大流速为:

$$\frac{v_{xm}}{v_0} = \frac{\sqrt{aK}}{\frac{v_p}{v_{xm}} \left(1 + \sqrt{\pi} \text{tg} \theta \cdot \frac{x}{\sqrt{F}} \right)} \quad (6-19)$$

式中 v_{xm} ——射程为 x 处射流中心最大流速 (m/s);

v_0 ——孔板孔口处的出风速度 (m/s);

v_p ——在离孔板 x 处气流的平均速度 (m/s);

x ——射流上的点离孔板距离 (m);

K ——净孔面积比(开孔率); $K = \frac{F_K}{F}$

F ——送风孔板总面积 (m^2);

F_K ——净孔面积, (m^2);

θ ——送出气流的扩散角。一般情况 $\theta = 10 \sim 13^\circ$, 对于全孔板, $\theta = 0^\circ$ 。

一般情况下, $v_p/v_{rm} \leq 1$, 对于全孔板 $\frac{v_p}{v_{rm}} = 1$ 。如果取 $v_p/v_{rm} = 1$ 则式(6-19)可写成:

$$\frac{v_{rm}}{v_0} \cdot \frac{1}{\sqrt{\alpha K}} = 1 \quad (6-20)$$

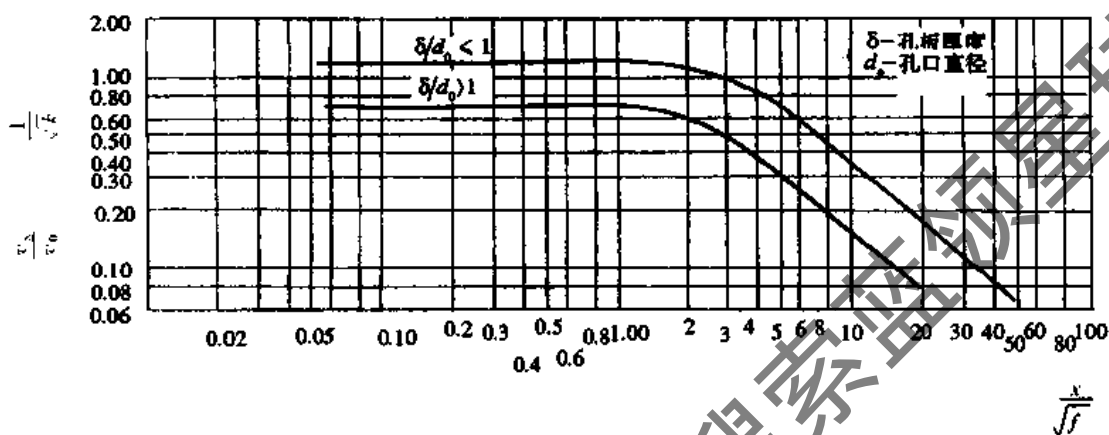


图 6-22 $\frac{v_r}{v_0} \cdot \frac{1}{\sqrt{\alpha K}}$ 与 $\frac{x}{d_0}$ 关系曲线

且有以下关系式:

$$\frac{\Delta t_r}{\Delta t_0} = \frac{v_r}{v_0} \quad (6-21)$$

式中 Δt_0 ——送风温差, $^\circ\text{C}$;

v_0 ——送风孔板出口处气流速度 (m/s)。

3. 孔板送风的稳压层

为保证孔板均匀送风,需保证稳压层内静压处处相等。在实际运行过程中,空气在流经稳压层的过程中,一方面由于稳压层内对空气流动的阻力而使静压下降,而另一方面在稳压层内由于流量沿程的逐渐减少,从而使动能也逐渐下降和静压逐渐增大,也就是说在稳压层内空气的静压值是变化的。为了保证均匀的送风效果,一般在设计时都已考虑采取一定措施,使整个稳压层内的静压变化不大于 10%。这就要使空气在稳压层内的流程不能太长,一般为了使从孔口送出的气流不造成过大的偏斜,限制稳压层内空气的水平流速 v 与孔口出风速 v_0 的比值为:

$$\frac{v}{v_0} \leq 0.25 \quad (6-22)$$

根据式(6-22)的要求,为了减少稳压层内气流流动路程过长,在空调房间面积不大时,一般送风管道连接在稳压层的侧壁,而不在稳压层内设置空气分布管道,且沿气流方向降低稳压层的高度,在孔板上垂直于气流方向设置隔板,在一定程度上都可以做到减小静压的增长,而达到均匀出风的目的,见图 6-23。如果空调房间面积较大,且空调精度较高时,可在稳压层内设置空气分布管道。

对于孔板送风,通过人们的反复实验得出:气流速度的衰减与净孔面积比有关,净孔面积比 K 愈小,气流速度衰减的愈快,反之则愈慢。在孔口面积比一定时,孔板面积 F 愈小,气流扩散愈快,孔板本身愈厚,气流的速度衰减也愈快。由此得出图 6-22 的线算图。

采用孔板送风时,在距孔板 x (m) 处的气流轴心温度与房间空气温度之差称为孔板送风的轴心温差 Δt_r ,由实验得出,气流由孔板到 $x = 50d_0$ 的距离内,轴心温差 Δt_r 衰减很快,到 $x = 50d_0$ 时, Δt_r 已减小到 $0.05\Delta t_0$ 。

向稳压层内送风的送风口处风速不宜过大,一般在 $3 \sim 5 \text{m/s}$ 。且不能太接近孔板,以免造成局部负压而使房间内空气诱人稳压层内,同时使顶棚下表面孔口周围被污染。为此在送风口设置简易的导流叶片或挡板,或将送风套装在稳压层内空气分布管道的顶部。

6.4.3 集中送风

集中送风又称喷口送风,一般是将送、回风口布置在同一侧,空气以较高的速度、较大的风量集中在少数的风口射出,射流行至一定路程后再折回,工作区处于回流区中,如图 6-24 所示。

采用集中送风时,一般的送风速度高,射流长,沿程诱导大量室内空气,使射流的流量增加到送风量的 $3 \sim 5$ 倍,并带动室内空气强烈的混合,从而可以保证大面积工作区中新风及温度场和速度场的均匀。由于工作区处于回流状态,因而可以满足一般舒适性空调的要求。

此种气流组织方式的送风口数量少、系统简单,一次投资费用省,因而在一般高大建筑的空调系统中,采用集中送风方式的较多。

在集中送风中使用的喷口有圆形和扁形(长宽比 < 40 的矩形风口)两种型式。圆形喷口的尺寸如图 6-25 所示。

1. 喷口送风的气流流型

在喷口送风中,喷流的形状主要取决于喷口的位置、喷口直径 d_0 、喷口风速 v_0 和喷口角度 θ 以及系统的送风温差。而回流的形状则主要取决于喷流的构造、建筑的布置及回风口的位置等。

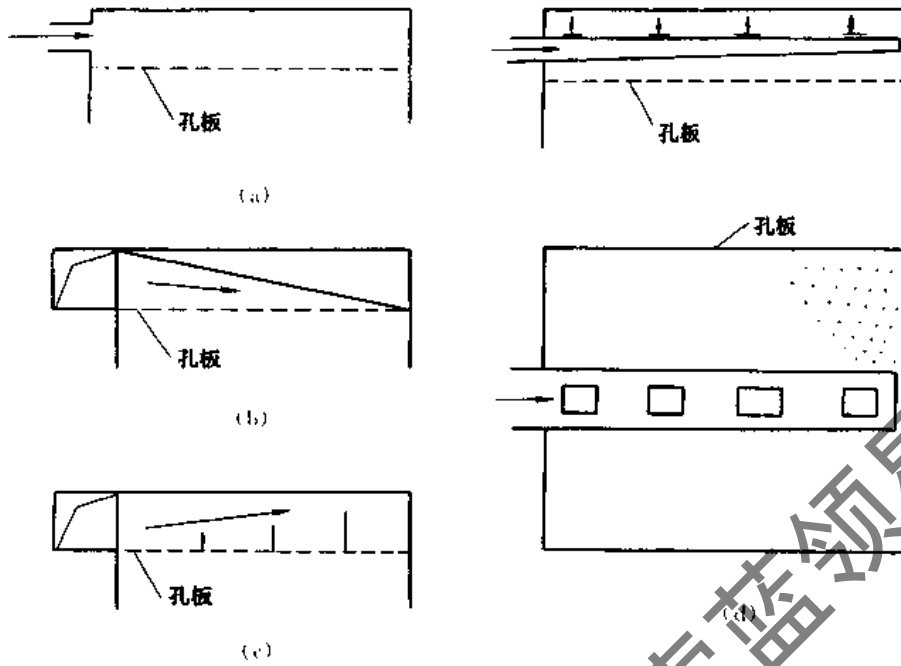


图 6-23 孔板送风稳压层内气流方式

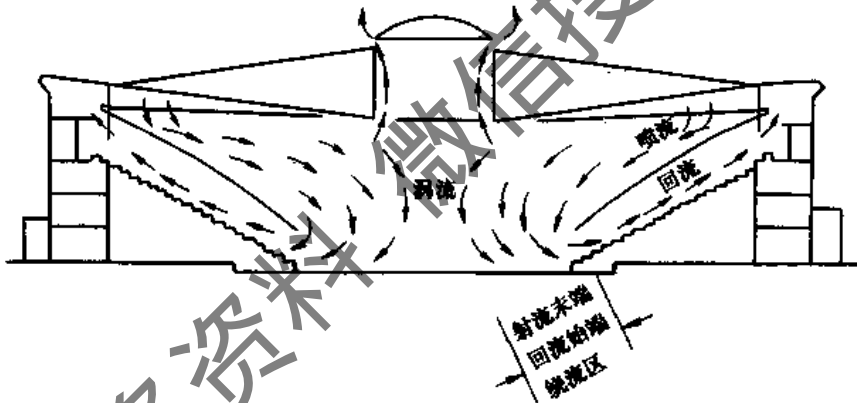


图 6-24 集中送风气流流型

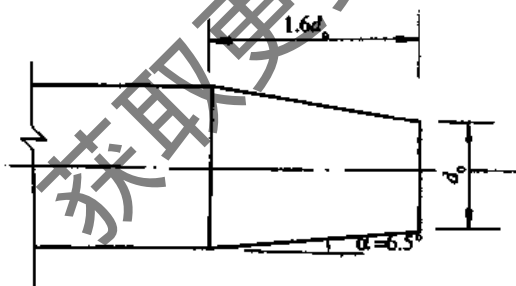


图 6-25 圆形喷口

喷口风速 v_0 的大小直接影响喷射射流的射程(射程主要指喷口至射流断面平均速度为 0.2m/s 间的距离),也影响到涡流区的大小。 v_0 越大,射程也就越长,涡流区就越小。喷口直径 d_0 也同样影响射程,当喷口风速

v_0 一定, d_0 越大,射程也就越远。因此,在喷口送风中,一般为满足射程的要求,喷口风速 v_0 在 $4\sim 10\text{m/s}$ 为宜。如超过 10m/s 将会产生较大的气流噪声,喷口直径 d_0 一般在 $0.2\sim 0.8\text{m}$ 之间。如果 d_0 过大,轴心速度衰减慢,从而使空调房间内温度场、速度场的均匀性差。

在喷口送风中,如果送风温度 t_0 低于室内,温度 t_N 时为冷射流,当 t_0 高于 t_N 时为热射流。喷口的位置和角度 θ 对回流区的风速有一定影响,当冷射流时,喷口位置越高, θ 越小,射流的轴线就越接近水平,回流区厚度就厚,其平均风速就小些;当热射流时,喷口位置越高,则要求的 θ 越大,才能使射流轴线接近水平或向下,保持回流区风速。因此对于冷射流,一般 $\theta = 0\sim 15^\circ$,热射流时 $\theta > 15^\circ$ 。

2. 喷口送风计算公式

(1) 非等温射流轨迹计算公式[同式(6-5)]。

$$\frac{v}{d_0} = \frac{x}{d_0} \lg \theta + Ar \left(\frac{x}{d_0 \cos \theta} \right)^2 \left(0.51 \frac{ar}{d_0 \cos \theta} + 0.35 \right), \quad (6-23)$$

(2) 喷射轴心速度计算公式[同式(6-1)]

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{0.48}{\frac{ax}{d_0} + 0.145}, \quad (6-24)$$

空调区平均速度即射流末端平均速度 v_p 近似等于轴心速度 v_x 的一半, 即: $v_p = \frac{1}{2} v_x$ 。喷口送风流型示意图见图 6-26。

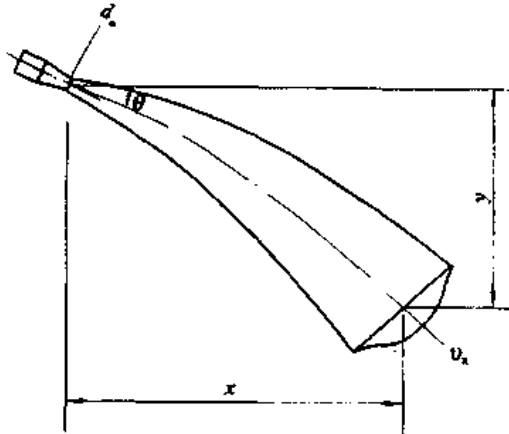


图 6-26 喷口送风流型示意

6.4.4 散流器送风

散流器送风是由设在空调房间顶棚上, 送风管末端的散流器将空气向下送出, 它具有诱导室内空气和送入气流迅速混合的特性。根据散流器的结构和空调房间内达到的目的不同, 可分为散流器平送和散流器下送两种方式。

(1) 散流器平送风的气流流型。平送散流器有盘式散流器和圆形直片式散流器。盘式散流器是在送风口下面装一圆盘, 气流从风口出来冲向圆盘而改变其方向, 由水平向四周呈辐射状送出, 贴附平顶扩散, 与侧送流型相似, 由于其作用范围大, 扩散快, 因而能与室内空气充分混合, 工作区处于回流涡流区。温度场和速度场都很均匀。散流器平送气流流型图见图 6-27 所示。由射流原理可知, 圆射流的直径随着距送风口的距离的增大而增

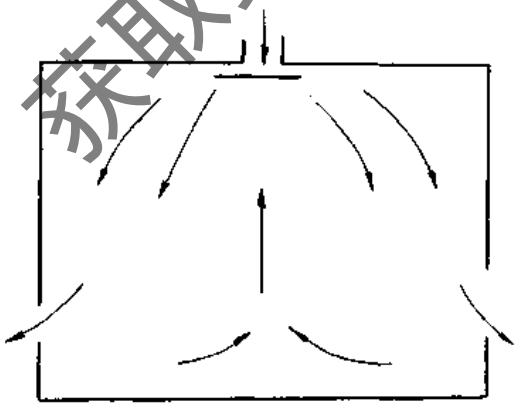


图 6-27 散流器平送气流流型

大, 因而射流的断面随其距送风口距离的平方增加, 气流的扩散宽度(即射流的厚度)与距风口的距离成直线关系变化。

(2) 散流器下送风的气流流型。送风射流自散流器向下送出, 其气流的扩散角在 $20^\circ \sim 30^\circ$ 时, 在离送风口一定距离后汇合, 这之前为混合层, 混合后速度进一步均匀并形成稳定的下送直流流型, 如图 6-28 所示。

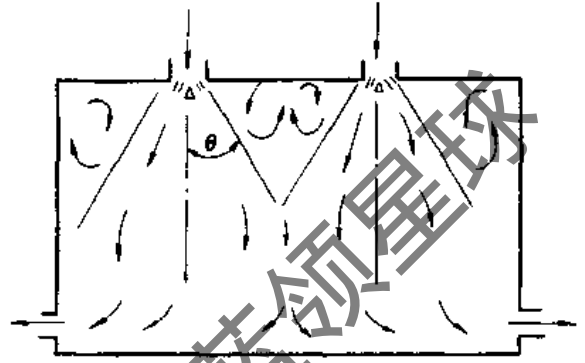


图 6-28 散流器下送气流流型

散流器下送气流组织方式主要用于有较高净化要求的场所, 为了保证形成下送直流流型, 常采用散流器密集布置形式, 同时为了防止混合层的回旋气流影响净化效果, 混合层一般位于工作区之上, 空调房间的净空高度一般在 $3.5 \sim 4.0\text{m}$ 。

6.4.5 条缝形送风

空调房间内, 在送风管道的底面或侧面安装条缝形送风口送风, 这时送出的气流呈扁平的自由射流, 气流的中心风速衰减也较快。此种送风方式适用于工作区允许风速 $0.25 \sim 0.15\text{m/s}$, 温度波动范围为 $\pm 1 \sim 2^\circ\text{C}$ 的空气中。条缝形送风口比较容易与建筑装修及灯具相配合, 简洁美观。如果将条缝形送风口装在外窗的上部, 向下送出扁平幕状气流, 还可以起到空气幕的内外空气隔断作用, 以减少室外冷(热)气流对空调房间温度参数的影响。对于某些工业厂房内的空气调节, 如纺织厂广泛地使用条缝送风的气流组织方式, 在狭长的工作面上方布置送风管, 而在送风管底面横向安装条缝形送风口, 从而将气流直接送入工作区的每个操作面, 以获得舒适的工作条件。

条缝形送风在流体力学中属于平面射流的范畴(所谓平面射流指气流从具有一定长度的狭长条缝隙中外射运动, 气流在垂直于条缝长度方向扩散运动), 因而条缝形送风的气流运动符合平面射流运动的规律。

1. 条缝形送风口

条缝形送风口是一种狭长呈条缝形式的送风口。条缝风口的安装位置可以与气流方向相垂直, 也可与气流方向平行。

图 6-29 是一种与气流方向相垂直的条缝形送风口, 此种条缝形送风口带有导风板与导风叶, 导风板可以使气流垂直向下, 导叶片可以扩散气流。此外还有横调节板和竖调节板, 分别用来调整条缝的宽度和送风口的送

风量。这样可以使同一条风管上的每个送风口的送风量基本一致。

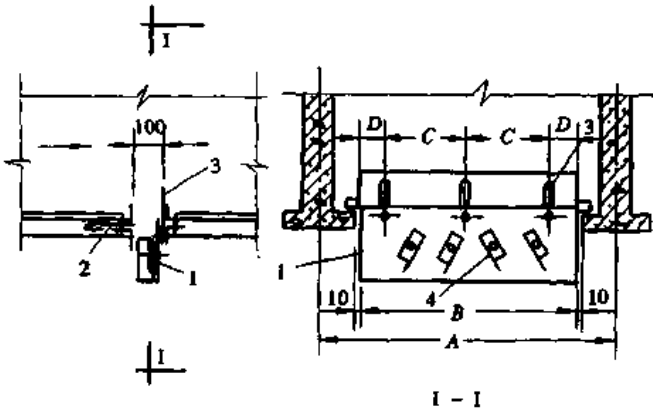


图 6-29 条缝形送风口

1-导风板;2-横调节板;3-竖调节板;4-导风叶

图 6-30 是一种加挡板的条缝形送风口。这种风口主要用于工作区风速有严格要求的场所。与图 6-29 的风口不同之处在于,后者不采用导风叶而增加了一种挡风板。

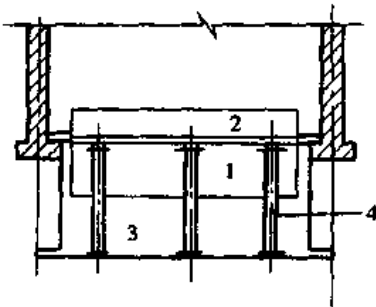


图 6-30 有挡板的条缝送风口

1-导风板;2-竖调节板;3-挡风板;4-连接扁钢

图 6-31 是一种带有静压箱、且与气流相平行的条缝形送风口,静压箱内平均风速一般可以采用 3~4m/s,支风管内的送风速度一般采用 10~12m/s。用导风板调整风量,用导风叶来改变气流方向。

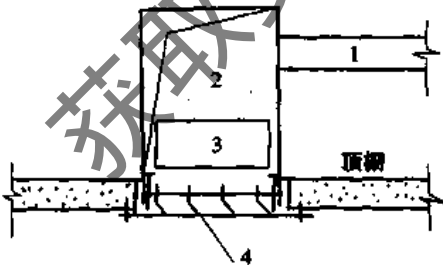


图 6-31 与气流方向平行的条缝送风口

1-送风管;2-静压箱;3-导风板;4-导风叶

2. 条缝形送风的送风管

在条缝形送风的空调系统中,送风口一般直接安装在送风管道的壁板上,而且在同一条送风管道上,相同的

条缝送风口送出相同的风量和相同的出风速度(即采用等量送风的方法),因此送风管道一般都做成楔形或等截面。

(1) 楔形送风道。由于在条缝形送风系统中,要求送风管道上所有的条缝形送风口送出相等的风量,因此在整条送风管中具有相同的静压,利用送风管入口的风速 v_k 大于最末一个风口前的风速 v_m ,由两者的速度差所形成的动压差来补偿风道内的摩擦阻力损失和局部阻力损失,使送风管道内的静压保持稳定。同时送风管入口处风速 v_k 均低于条缝风口的出口风速 v_0 ,因而整条送风管可视为一个静压室,而送风口主要依靠送风管内的静压来达到等量送风的目的。

在条缝形送风系统中,由于整条送风管中静压均等,因此有:

$$\frac{v_k^2}{2g} \gamma - \frac{v_m^2}{2g} \gamma = \Sigma(Rl + Z), \quad (6-25)$$

式中 v_k ——送风管入口风速 (m/s);
 v_m ——最末一个条缝风口前风速 (m/s);
 ΣRl ——整条送风管摩擦阻力损失 (Pa 或 mmH₂O);
 ΣZ ——整条送风管局部阻力损失 (Pa);
 γ ——空气容重 (N/m³).

在条缝风口等量送风条件下,每通过一个条缝风口后送风管内的风速降为:

$$\Delta v = \frac{v_k - v_m}{n}. \quad (6-26)$$

式中 n ——在一条送风管上条缝风口的个数。

通过实验知,在低风速条件下,送风管内的直流三通局部阻力损失是很小的,在工程计算上可以忽略,因此式(6-25)可简化为:

$$\frac{v_k^2}{2g} \cdot \gamma - \frac{v_m^2}{2g} \gamma = R_p l. \quad (6-27)$$

式中 R_p ——送风管内平均摩擦阻力损失 (Pa);
 l ——送风管道长度 (m).

因此有:

$$R_p = \frac{v_k^2 - v_m^2}{l} \cdot \frac{\gamma}{2g}. \quad (6-28)$$

(2) 等截面送风管。在采用条缝形送风的等截面送风管道中,由于要求均匀送风,通过实验与测定证明要达到均匀送风与风速比值 C 有很大关系。

$$C = \frac{v_{01}}{v_k}. \quad (6-29)$$

式中 C ——风速比;

v_{01} ——第一个条缝形送风口出口处平均风速 (m/s);

v_k ——支风管入口处平均风速 (m/s)。

要使等截面风管达到均匀送风的目的,就须使风速比 C 值接近或者等于 1。这是因为送风管入口风速越低,则送风管内摩擦阻力 ($\Delta P_m = \lambda \frac{l}{4R} \cdot \frac{\rho v^2}{2}$) 损失越小,因而送风口之间的静压差值也越小,有利于均匀送风。如果送风口风速越高,送风口阻力相应增加,送风口之间

的静压差也相应小了,这样也有利于均匀送风,因此在条缝型送风等截面的送风管系统中,风道入口处的风速不宜过高,一般采用5~6m/s,最高不超过8m/s,同时送风管道也不能过长,一般为50~60m,最大不超过80m。对于空调的运行管理人员来讲,由于系统中的送风管、条缝形风口等都是已安装好的,要实现系统的均匀送风只能通过调整各个送风口的有关调节部件来实现。在等截面送风管条件下,风管内遇送风口时的直流三通局部阻力系数是一变值,相应的条缝送风口局部阻力系数也是变值,在靠近送风管入口处第一个条缝风口的局部阻力系数(对应条缝送风口的出口平均风速)与C值的关系见表6-19。

表 6-19 C 值与阻力系数 ξ 关系表

风速比 C	第一条缝送风口局部阻力系数
0.8	3.6
1.0	3.0
1.2	2.7

条缝风口,工作区风速与送风口风速关系见图6-32。风管中的全压可由下式计算:

$$\Delta p_q = \frac{v_k^2}{2g} \cdot \gamma + \xi \frac{v_{01}^2}{2g} = (1 + \xi^2) \frac{v_k^2}{2g} \cdot \gamma \quad (6-30)$$

当 $\gamma = 1.2\text{N/m}^3$, $g = 9.81\text{m/s}^2$ 时,

$$\Delta p_q = 0.061(1 + \xi^2) v_k^2 \quad (6-31)$$

式中 ξ ——第一个条缝口的局部阻力系数。

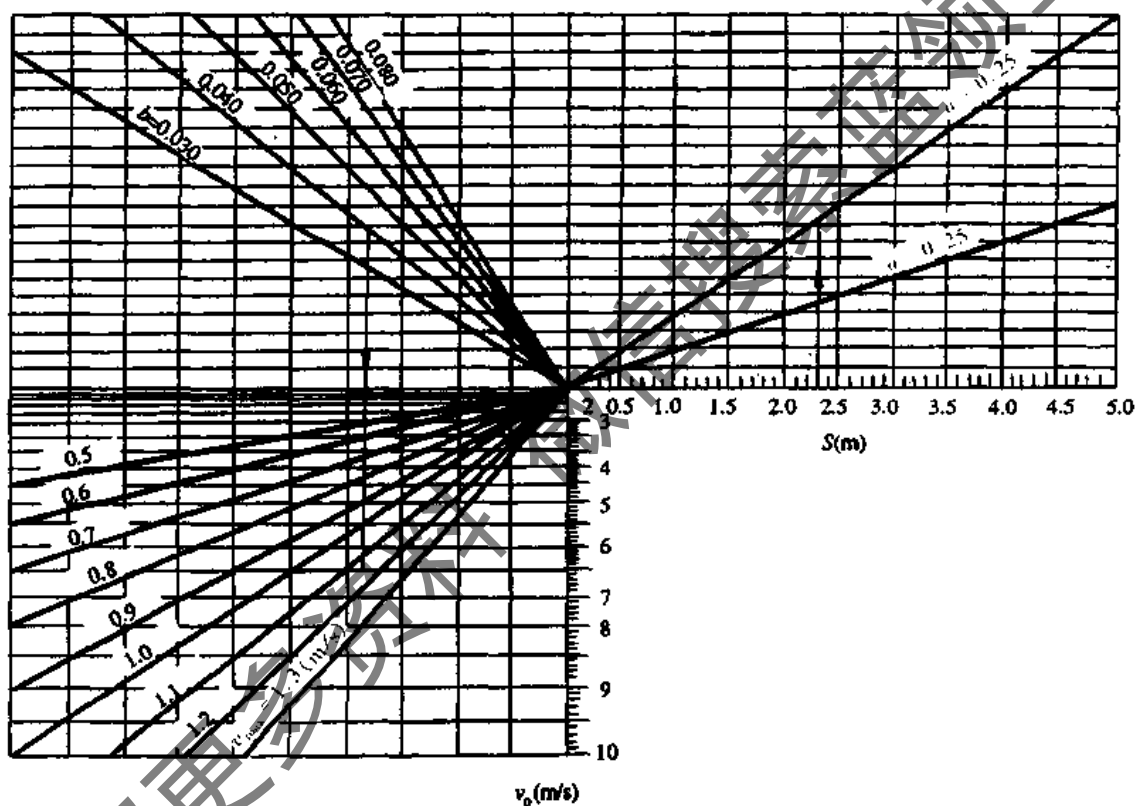


图 6-32 条缝风口,工作区风速与送风口风速关系

6.5 气流组织的测定与调整

由于在空调房间内,影响其区域温差的因素很多,如送风射流在进入房间工作区之前射流的中途下落,从而使射流的空气温度及速度没有得到较好的衰减;射流轴线的偏移;各个送风口的速度、温度不均匀,以及房间内工艺条件的变化等。为了使空调房间内区域温差达到设计标准,则需对房间内的气流组织进行测定,找出存在的问题,采取必要的措施,消除由于上述因素带来的影响,减小区域温差以满足工艺的需要。

6.5.1 侧送风气流组织的测定与调整

1. 测定仪器的使用与测点布置

气流组织的测定是在空调系统风量调整后,且各送风口的风量达到均匀分配,以及空调系统中的空气处理部分与风机运转正常的条件下进行的。送风温度(或房间温度)的相对稳定;室内正静压的保持,也是一个不可忽视的前提条件。

(1) 气流组织测定与调整所需主要仪器及工具如下:

1) UJ1 型或 UJ3 型电位差计及其附属仪表。

- 2) 热电偶。
- 3) 温、湿度自动记录仪(ZJ1型)。
- 4) JL-1A型便携式数字点温计($-50\sim 50^{\circ}\text{C}$)。
- 5) 通风干湿球温度计。
- 6) 水银温度计(分度值为 0.1°C 和 0.01°C 各若干支)
- 7) 皮托管(根据现场情况确定其规格和数量)。
- 8) 补偿式微压计。
- 9) 倾斜式微压计。
- 10) 热球风速仪(或热线风速仪)。
- 11) 卫生香、合成纤维丝(或四氯化钛发烟剂)。
- 12) 测杆、标杆或测架。
- 13) 黑、白胶布,皮卷尺,手电筒等。
- 14) 方格纸、坐标纸等。

同时要求所有测试仪器仪表在使用前均需进行校验和鉴定。

(2) 测点布置。测点的布置一般是根据空调房间的尺寸以及送、回风方式,按一定比例绘出房间平面图和纵断面图,并在图上标出房间尺寸,送、回风口的位置、标高,以及门窗、工艺设备布置的位置等,并在图上布置测点,这种测点布置图也可以作为气流组织测定时的记录图。

1) 平面测点布置图。现以图 6-33 所示的三个测送风口的空调房间为例,说明平面测点的布置方法。

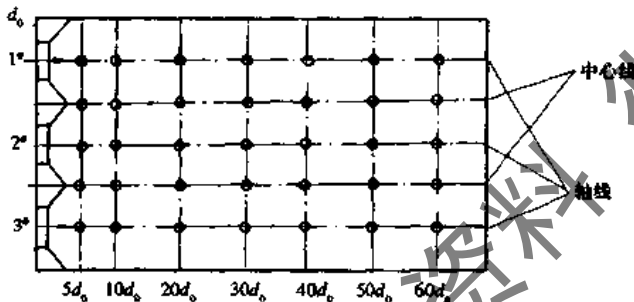


图 6-33 平面测点布置图

① 在地板上标出风口轴线和两个风口之间的中心线。

② 在房间的长度方向按送风口直径(或当量直径) d_0 的倍数,如 $5d_0, 10d_0, 20d_0, \dots, 70d_0$ 或 $5d_0, 10d_0, 15d_0, 20d_0, \dots, 40d_0$ 划分(横断面)直线,与风口轴线、中心线的交点即可作为测点。

2) 纵断面测点布置。按平面测点布置图,选择一个有代表性的风口画出纵断面测点布置图,作为观察、描绘气流流型和测定气流流速分布时使用。如图 6-34 所示。同时图上应标出送、回风口的位置和标高。在房间长度方向的划分与平面测点布置图相同。在房间高度方向上,根据室温允许波动范围的不同,可以按 $0.2\sim 0.5\text{m}$ 布置一个测点。为了确定射流区的轴心速度和断面平均速度,在该区内不得少于 5 个测点。

2. 气流流型的测定

空调房间内气流的流动情况如何直接影响到室内空

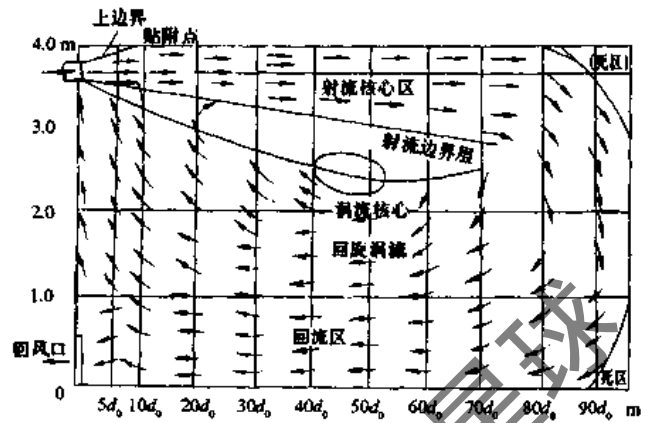


图 6-34 纵断面气流流型图

气流动的速度分布和温度,通过对气流流型的测定可以判断出室内工艺设备的布置是否合理,以及射流与室内空气的混合情况和采用的送风方式是否满足室温允许波动范围的要求。

在对气流流型测定之前,需先粗略地测定各个送风口的扩张角 θ 是否基本相同,以防止射流轴线的偏移。其方法为:用两条合成纤维丝拴在风口两侧中心处进行观察,并适当调整百叶风口叶片的角度,使各股气流的搭接基本一致。

对于气流流型的测定通常有以下两种方法:

(1) 烟雾法。将棉花球蘸上发烟剂(如四氯化钛、四氯化锡等)放在送风口处,烟雾将会随气流在室内流动,此时仔细观察烟雾的流动方向和范围,在记录图上粗略地描绘出射流的边界线,回旋涡流区和回流区。如果由于从送风口射出的烟雾不大且扩散太快,不易看出气流的流动情况,可使用带有发烟剂棉球的测杆,将测杆置于需要测定的部位,观察并记录此时测得的气流流型。采用此种方法虽然速度较快,但准确性较差,一般只在粗测时使用。对于已经使用的空调房间则不宜使用,因为发烟剂本身具有腐蚀性。

(2) 逐点描绘法。使用较细的合成纤维或点燃的卫生香捆绑在测杆上,将其置于测定断面的各个测点上,观察合成纤维或烟雾随气流的流动方向,并在记录图上逐点描绘出气流的流型图。此种测定方法比较接近于实际情况,也是现场测试中常用的方法。

从图 6-34 中我们可以比较清楚地看出,整个纵断面的气流流型可分为射流核心区、射流边界层、回旋涡流区、回流区和死区等。其测定的程序为:首先找出射流核心区,尔后找出射流边界层,在区分出上述两个区域后,可在不同测定纵断面的各个测点上逐点进行逐点测定并在记录图上描绘出各点气流的流动轨迹,从而确定断面的回流区、回旋涡流区和死区。有关射流各区域的确定方法为:

1) 射流核心区。其特点是气流的流动方向和风口射流轴线方向相一致,其边界线是一条直线,气流速度较大。在确定射流核心区时,则必须找出其上边界线和下边界线。上边界线的确定方法为:将点燃的卫生香绑在测

杆头上,使其靠近顶棚从风口处按气流流动方向移动,如果测杆头部位于射流区之外,则烟雾碰到顶棚时将会作无定向的流动,如果测杆头部移动到气流沿顶棚开始贴附之点时,烟雾将会立即沿着顶棚向正前方移动,而且移动的速度也会较大,此时即可以测出贴附点至风口的水平距离,并将其标注在记录图上。将风口上边缘与气流贴附点连成直线,该线就是射流核心区的上边界。此后将测杆置于风口直径倍数的不同断面上,将带有卫生香的测杆头部自风口轴线开始垂直向下缓慢移动,如果测杆头部处在射流核心区,其烟雾的流向与风口轴线相平行,且气流速度较大。如果在测定中发现烟雾方向(即气流方向)与风口轴线不平行且速度较慢时,即可说明该点为射流核心区下边界上的一点,测出此点的标高,并将其标在记录图上。用同样的方法亦可测出射流下边界上的其他各个点,并将它们用直线连结起来,在射流上、下边界线之间的部分即为射流核心区。

2) 射流边界层。其上边界就是射流核心区的上边界线,而其下边界线将是一条曲线。确定射流边界层下边界线的方法与上述基本相同,其不同点是射流边界层内烟雾(即气流)的方向是转向射流核心区。在测定过程中,如果发现烟雾流向与风口轴线相垂直并稍偏向风口方向时,该点即为下边界线上的一点,因为上边界线上气流沿风口轴线方向的分速度为零。

3) 回旋涡流核心。大致处于第二临界截面的射流边界层上,其流动速度很小,因此会出现烟雾盘旋不定。在回旋核心的前面,由于射流核心的引射作用而卷向射

流,而在其后面则会挤向回流区。

4) 回流区。回流区的特点是气流方向与射流方向相反,一部分进入回风口,而另一部分则被卷入射流内进行混合。为了分析回流区的流型,一般在测定断面的垂直方向每隔0.2~0.25m布置一个测点。

5) 死区。死区一般存在于房间的角落,烟雾盘旋不定,近似静止状态。

3. 气流速度分布的测定

气流速度测定的目的,主要是为了确定射流在进入工作区前,其速度是否经过充分衰减,以及考核在空调区内气流速度是否符合工艺条件和劳动卫生的要求。该项测定一般是在气流的流型测定后进行。在射流区和回流区内测点的布置与前相同。其测定方法为:将热球风速仪的测头和合成纤维丝一起捆在测杆头部,在风口直径倍数的不同断面上从上至下进行逐点测定(一般每个测点可测两次,取两次读数的平均值)。热球风速仪可测出测点的风速大小,合成纤维丝的飘动方向则表示气流的流动方向,将测定结果表示在空调房间纵断面图上。

图6-35即为某空调房间侧送风口气流流型和速度分布测定的记录图。该房间尺寸(长)6.5×(宽)3.75×(高)4m,在房间的宽度共设3个侧送风口,每个风口的尺寸为0.33×0.1m(当量直径0.2m),送风口处的气流速度 $v_0=2.9\text{m/s}$ 按房间的长度方向分别在 $2.5d_0$ 、 $5d_0$ 、 $10d_0$ 、 $15d_0$ 、 $20d_0$ 、 $25d_0$ 和 $30d_0$ (即0.5m、1.0m、2.0m、3.0m、4.0m、5.0m和6.0m)处划分测定断面。从图6-35可看出整个纵断面速度分布和射流衰减情况。

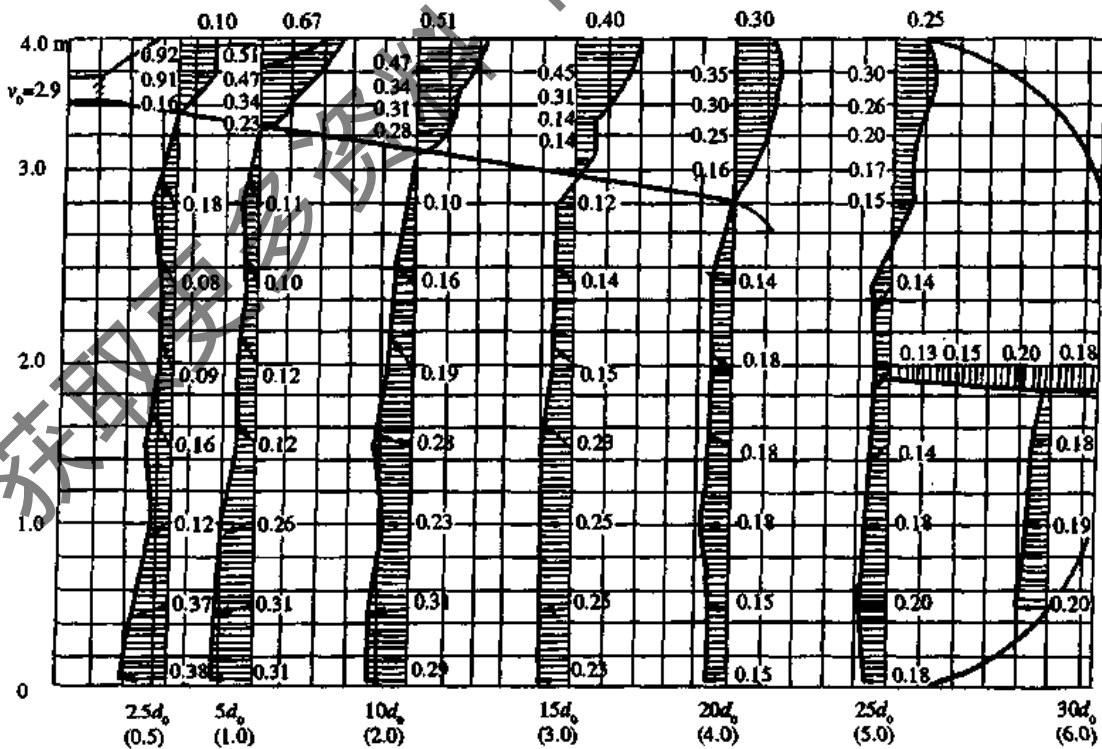


图6-35 侧送风口气流流型和速度分布图

一般为了更方便地判别射流速度衰减的情况,还需画出射流速度衰减曲线,如图 6-36 所示。该图纵轴表示所测定断面上射流的平均速度(即射流区内各测点风速的算术平均值) v_q 与送风口处气流速度 v_0 的比值,即 v_q/v_0 ,横轴则表示无因次距离 $\bar{x} = \frac{\alpha x}{\sqrt{F_n}}$ 。

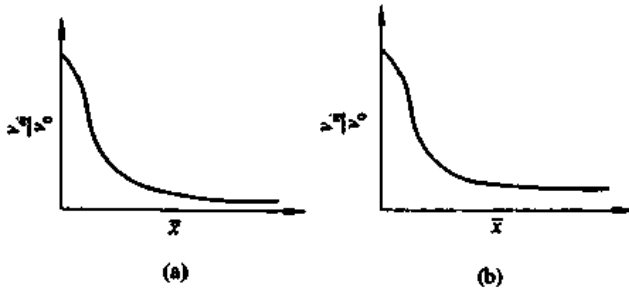


图 6-36 射流速度衰减曲线示例

图 6-36 表示射流速度的相对值 v_q/v_0 与无因次距

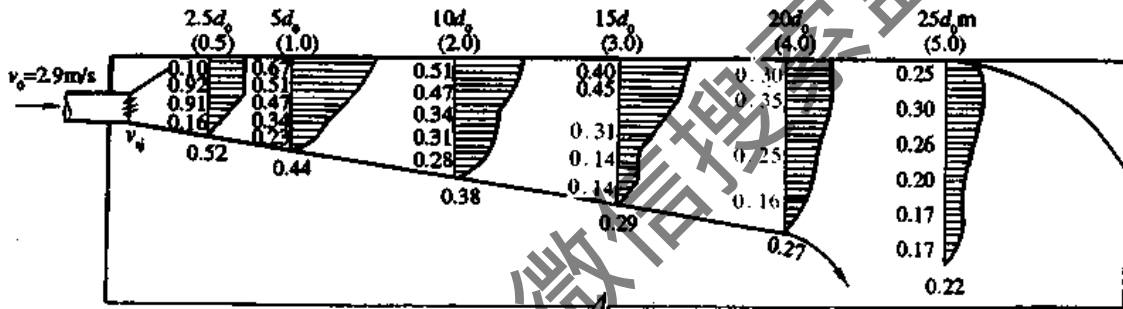


图 6-37 射流区速度图

(2) 风口当量直径 $d_0 = 1.128 \sqrt{ABK} = 1.128 \sqrt{0.33 \times 0.1 \times 0.95} = 0.2m$

其中风口有效断面系数 $K = 0.95$ 。

(3) 测射流扩张角:用两根合成纤维丝分别拴在送风口两个侧面中心处,当丝线被气流吹起时,可量得扩张角对边 $b = 90mm$,邻边 $h = 240mm$, (见图 6-38),于是扩张角 $\theta = \arctg \frac{b}{h} = \arctg \frac{90}{240} = 20^\circ 33'$ 。

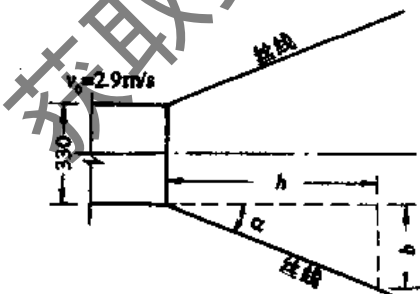


图 6-38 测射流扩张角示意图

(4) 送风口的紊流系数 α 。

对于圆射流 $\lg \theta = 3.4 \alpha$

离 \bar{x} 的相互关系,其中(a)曲线随 \bar{x} 增大而逐渐趋于零,表示该射流速度衰减较好,(b)所示为没有衰减好。

对于射流速度衰减如图 6-36b 的情况,可采用加大射流扩张角,减小送风速度 v_0 来进行调节。如果发现射流在未达到要求距离而中途下落时,则须采用增大送风口处的送风速度方法加以调节。

在侧送的气流组织中,工作区一般处于回流区,如果气流速度在射流区内已得到充分的衰减,那末在回流区内的气流速度也必定是得到了充分的衰减。测定射流区内的气流平均速度比测定回流区平均速度容易得多,因此在气流测定中是通过绘制射流速度衰减曲线来判断工作区(即回流区)的气流速度是否得到衰减,也是进行速度测定的一个内容。

现以图 6-35 所示的气流速度分布测定为例来说明射流速度衰减曲线的绘制和数据的整理方法。

(1) 将射流区流型及各断面上速度分布绘制在图 6-37 上。每个测定断面上的平均风速 v_q 标在断面图下方。

紊流系数 $\alpha = \frac{\lg \theta}{3.4} = \frac{0.375}{3.4} = 0.11$

(5) 单股射流所服务的房间面积:

$F_n = \frac{3.75 \times 4}{3} = 5.0m^2 \quad \sqrt{F_n} = 2.24m$

(6) 距风口 $2.5d_0, 5d_0, 10d_0, 15d_0, 20d_0, 25d_0$ (即 $0.5m, 1.0m, 2m, 3m, 4m, 5m$) 处的无因次距离 $\bar{x} = \frac{\alpha x}{\sqrt{F_n}}$, 由图 6-5 可知,射流极点至所测定断面的距离为:

$x = \left(S + \frac{0.145d_0}{\alpha} \right) = S + \frac{0.145 \times 0.20}{0.11} = S + 0.264$

因此有: $S = 0.5m, \quad \bar{x} = \frac{\alpha x}{\sqrt{F_n}} = 0.0375$

$S = 1.0m, \quad \bar{x} = 0.062;$

$S = 2.0m, \quad \bar{x} = 0.111;$

$S = 3.0m, \quad \bar{x} = 0.161;$

$S = 4.0m, \quad \bar{x} = 0.210;$

$S = 5.0m, \quad \bar{x} = 0.259。$

(7) 各测定断面处射流平均速度 v_q 与出口速度 v_0 的比值为:

$S = 0.5m, \quad v_q/v_0 = 0.202;$

$S = 1.0m, \quad v_q/v_0 = 0.152;$

$S = 2.0\text{m}$, $v_s/v_0 = 0.131$;
 $S = 3.0\text{m}$, $v_s/v_0 = 0.107$;
 $S = 4.0\text{m}$, $v_s/v_0 = 0.089$;

$S = 5.0\text{m}$, $v_s/v_0 = 0.072$ 。
 将测定数据整理后填入表6-20中。

表 6-20 有关数据统计表

项目	所测断面距送风口的水平距离 $S(\text{m})$					
	$2.5d_0$ (0.5m)	$5d_0$ (1.0m)	$10d_0$ (2.0m)	$15d_0$ (3.0m)	$20d_0$ (4.0m)	$25d_0$ (5.0m)
\bar{x}	0.0375	0.062	0.111	0.161	0.210	0.259
v_s	0.59	0.44	0.38	0.31	0.26	0.21
v_s/v_0	0.203	0.152	0.131	0.107	0.089	0.072

(8) 射流速度衰减曲线的绘制。根据表 6-20 中数据,按一定比例画在坐标纸上即为速度衰减曲线。如图 6-39。由图可看出射流速度的衰减是比较理想的。

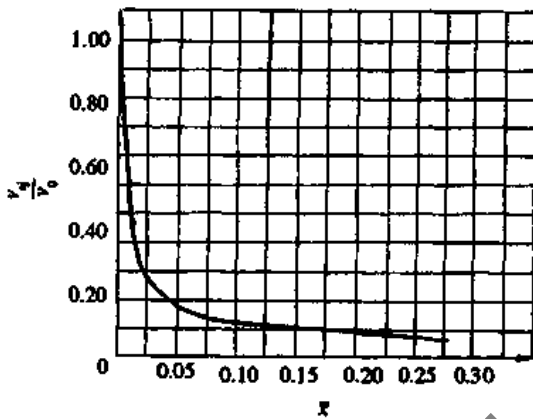


图 6-39 射流速度衰减曲线示例

4. 温度分布的测定

温度分布测定的目的是确定射流的温度在进入空调区之前是否衰减好,以及空调区的区域温差值,并在此基础上,画出区域温差的累积曲线。

(1) 射流区温度衰减的测定。由于射流区温度衰减测定的测点布置与进行射流速度衰减测定的测点布置方法相同,一般可使用热电偶温度计,水银温度计、半导体点温计、JL-1A型便携式数字点温计或温度、静压、速度三用的热线风速仪进行逐点测量,在射流区每个垂直断面上一般可取 5 个测点。在射流速度最大值处所测得的温度称为射流轴心温度 t_{ax} , 5 个测点温度的平均值作为射流的平均温度 t_s 。

在对射流区各个断面上温度分布测定后,将实测数据整理后填入表 6-21 中。

根据表 6-21 中的数据绘制射流温度衰减曲线(图 6-43)。一般地说,在侧送射流中,如果其气流速度衰减得好,其射流温度也会得到较好的衰减。这是由于在射

表 6-21 实测数据统计表

项目	所测断面距送风口的水平距离 S					
	$5d_0$	$10d_0$	$15d_0$	$20d_0$	$25d_0$	$30d_0$
t_{ax}						
t_s						
Δt_s						
$\Delta t_s/\Delta t_0$						
\bar{x}						

注: t_{ax} ——射流轴心温度; t_s ——射流的平均温度; t_0 ——送风温度; $\Delta t_s = t_N - t_s$; $\Delta t_0 = t_N - t_0$ 。

流运动中,热扩散要比动量扩散来得快,即温度衰减比速度衰减快。如果温度衰减不够好,可按气流速度分布的调节办法进行调整。

(2) 空调区温度分布的测定。我们知道,对空调房间来讲,一般所说空调区是指离地坪 2m 以下的空间。而空调区温度分布测定主要就是在空调区范围内,水平标高平面上各点的温度,绘出平面温差图,进而确定不同平面中区域温差值。因此在进行区域温差测定前先在地面上布置测点,并画出平面测点布置图和纵断面测点布

置图,参看图 6-40。

为了测定的方便,可根据空调房间平面尺寸的大小,采用小角钢制成一个 $3.0 \times 2.0\text{m}$ 的框架,按照测点的间距尺寸,在测架上用铁丝拉成方格网,将方格的交叉点作为测点位置,也可以制作一木制标杆,在标杆上划出刻度,如图 6-41 所示。

在进行测定时,可将测定框架置于断面或将标杆置于测点,用热电偶温度计或半导体点温计或 JL-1 型便携式数字点温计或热线风速仪温度挡进行逐点测定,测完

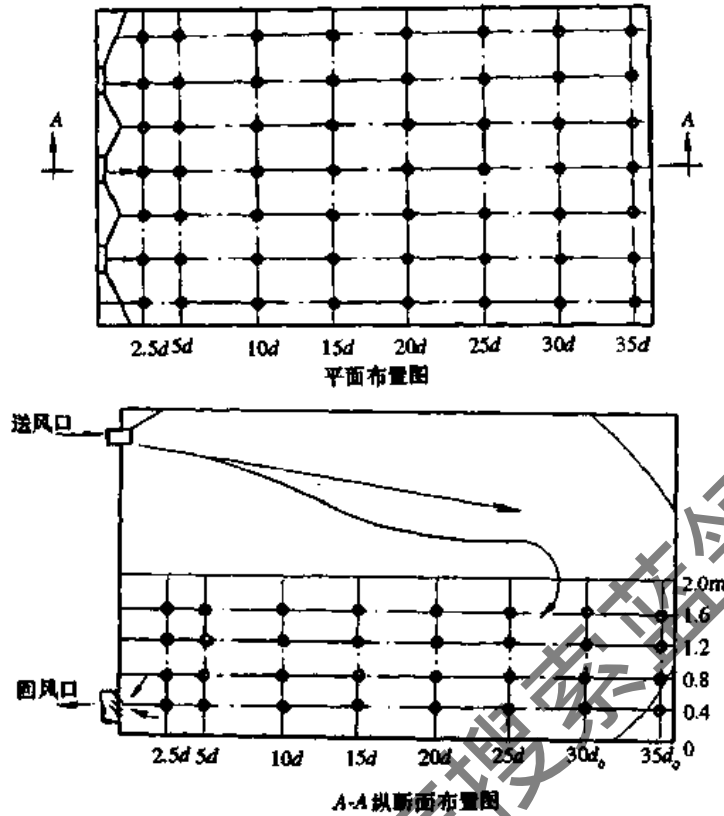


图 6-40 温度分布测定测点布置图

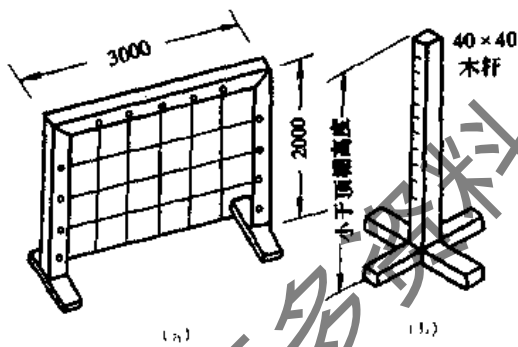


图 6-41 测架与标杆示意图
(a)测架, (b)标杆

一个断面(或一个测点)移动一次测架(或标杆)。测架适用于空房间的测定,标杆适用于房间已安装工艺设备的测定。

在整理测定数据时,以空调区所有测点的综合平均温度作为室温基数 t_N ,将各测点的温度值与 t_N 进行比较,大于室温基数的为正,小于者为负,然后在坐标纸上画出不同标高(如 0.4m、0.8m、1.2m、1.6m)的平面温差分布图。

某空调房间侧送射流的温度分布如图 6-42,由图可知各测量断面上轴心温度和平均温度如表 6-22。

表 6-22 轴心温度与平均温度

断面位置 S	轴心温度 t_{ax} ($^{\circ}\text{C}$)	平均温度 t_g ($^{\circ}\text{C}$)
$2.5d_0$	20.06	20.20
$5d_0$	20.13	20.25
$10d_0$	20.19	20.32
$15d_0$	20.26	20.38
$20d_0$	20.37	20.44
$25d_0$	20.41	20.47

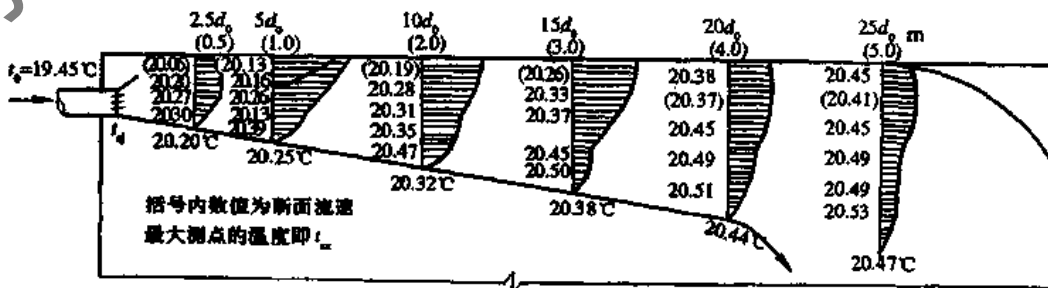


图 6-42 射流区纵断面温度分布

1) 射流区温度衰减曲线的绘制。将整理后的数据列入表 6-23 中。

表 6-23

项目	所测断面距风口的水平距离 S					
	$2.5d_0$	$5d_0$	$10d_0$	$15d_0$	$20d_0$	$25d_0$
轴心温度 t_{sx}	20.06	20.13	20.19	20.26	20.37	20.41
平均温度 t_{sj}	20.20	20.25	20.32	20.38	20.44	20.47
$\Delta t_{sj} = t_{sx} - t_{sj}$	0.29	0.24	0.17	0.11	0.05	0.02
$\Delta t_{sj} / \Delta t_0$	0.238	0.230	0.164	0.105	0.048	0.019
\bar{x}	0.0376	0.062	0.111	0.161	0.21	0.259

注: $\Delta t_0 = t_N - t_0 = 20.49 - 19.45 = 1.04^\circ\text{C}$

根据表 6-23 中 $\frac{\Delta t_{sj}}{\Delta t_0}$ 及无因次距离 \bar{x} 的数值, 在坐标纸上绘出射流区温度衰减曲线图(图 6-43)。由图中可看出射流与室内空气进行了充分的混合, 在进入空调区之前其温度已基本得到了衰减, 并接近于室温。

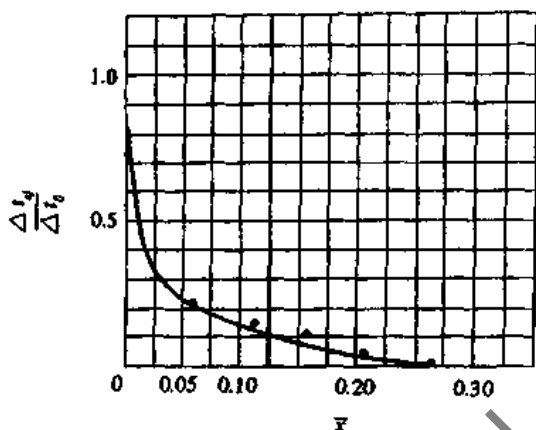


图 6-43 射流温度衰减曲线

2) 恒温区域平面温差分布图的绘制。绘制平面温差分布图的目的, 在于衡量单纯气流组织的情况下区域温差值。其方法是将空调区内各测点的温度分别记入各断面记录图中。图 6-44 所示为实测的 6 个横断面的温度分布情况。在这 6 个横断面上共有 210 个测点, 其综合平均温度即为室温基数 $t_N = 20.49^\circ\text{C}$ 。

将各测点的温度值与 t_N 相比较后, 求出各测点的温差并记入图 6-44 中, 由图我们可以看出: 在横断面内温度的波动很小, 各断面之间的温差也很小, 从而说明整个空调区域内的温度波动是比较小的。

将图 6-44 所示的 6 个横断面上同一标高的各测点温差值绘制成平面温差分布图。图 6-45 所示为距地坪 0.8m 平面上温差分布图。在绘制该图时, 可能由于测点较多, 容易将测点位置搞错, 因此须耐心细致地确定好各测点的位置。

由图 6-45 可看出: 该平面上的温差波动比较均匀, 但在中间部位有一个测点(有 * 标志)的温差值较周围各点的温差值为大, 其原因可能由于测量误差或局部因素所致。在实测过程中遇到类似情况, 应当立即查明原因。如果是由于测量误差所致, 则可作适当修正, 如由于其他原因则需记录详细, 并进行必要的分析。

3) 区域温差累积曲线的绘制。按上面提到的 6 个测点横断面 210 个测点, 可按温差绝对值分别进行汇总计算。

取室内平均温度作基数并定为坐标原点, 如温差为 0°C 的测点共 29 个, 占测点总数的 13.8%, 温差在 0.01°C 以下的测点共 41 个, 占总数的 33.3%, 列入表 6-24 中。

表 6-24

温差值($^\circ\text{C}$)	数量	占总数(%)	累积(%)
0	29	13.8	13.8
0.01	41	19.5	33.3
0.02	33	15.7	49
0.03	52	24.8	73.8
0.04	32	15.2	89
0.05	17	8.1	97.1
0.06	6	2.9	100

以温差为纵轴, 累积百分比为横轴画坐标, 即为区域温差累积曲线图(图 6-46), 由此图可清楚地看出各种温差占总数的百分比, 可以判断空调区内所达到的室温允许波动范围是否符合要求。

在进行空调房间温度分布测定时, 空调的自控系统尚未投入运行, 是采用手动控制方法控制送风温度的, 因而送风温度波动较小, 这时所测得的恒温区各点的温度则可认为是在静态下测得的, 其区域温差值应小于或等于室温允许波动范围(即空调精度), 否则在进行空调综合效果测定时, 综合指标将达不到要求, 因此该图只可作为分析问题时参考。至于空调区内室温允许波动范围能否达到预计数值, 这要由综合效果测定时所绘制的温差累积曲线图来加以判断。

6.5.2 散流器送风气流组织的测定与调整

1. 散流器平送

前面已提到, 采用散流器平送, 其气流沿顶棚贴附流动, 这样可以防止气流倾斜或下送, 避免了射流直接进入工作区的现象。对于空调房间面积较小, 且房内只有一只平送散流器时, 可参照侧送气流的测定方法测出沿顶棚贴附的气流流型。对于大面积的空调房间平送散流器布置得较多, 且成对称形布置。

对于布置了数只散流器的空调房间, 要想测定其中一只散流器送风的气流流型或气流的衰减情况, 实际上是不可能的, 因为它必然要受到周围散流器送风的干扰,

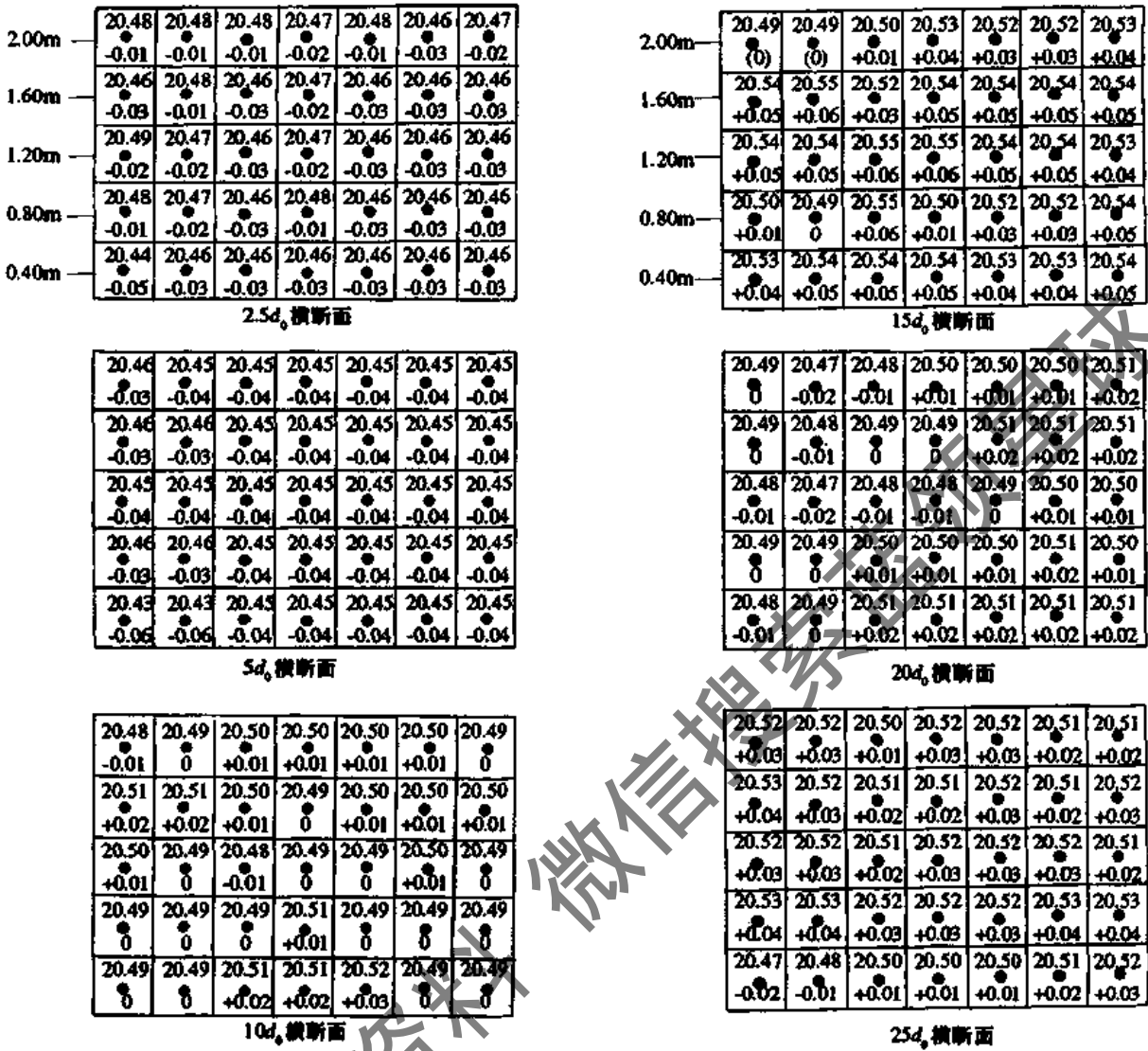


图 6-44 横断面温差分布图

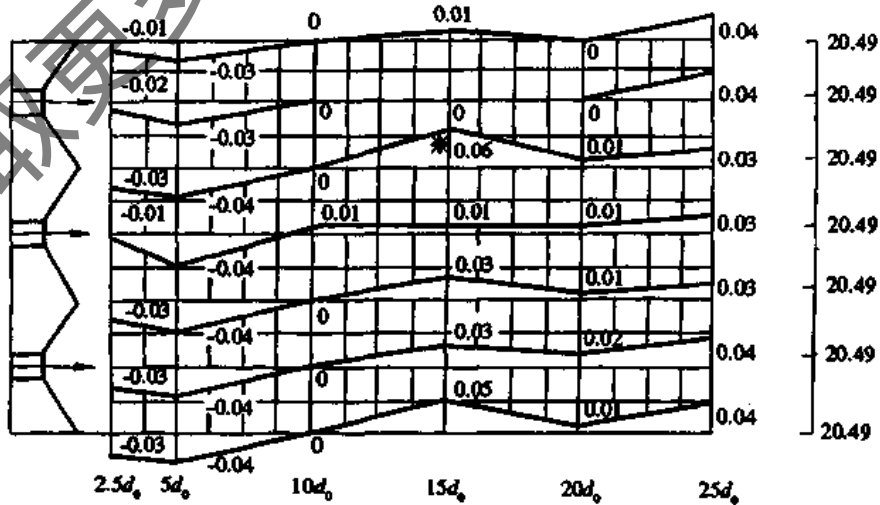


图 6-45 距地面 0.8m 高度平面温差分布图

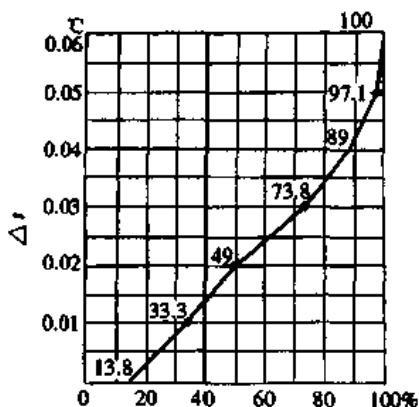


图 6-46 曲域温差累积曲线

因而形成没有规律的贴附气流,甚至有时还会碰到个别散流器的某一部分产生吸风现象。因此对于平送气流组织只能大体上测出房间纵、横断面的流型及空调区内的温度和速度的分布,以便考核其能否满足工艺要求。

(1) 流型及速度分布的测定。在进行测定前,对于可调式散流器的叶片间距须进行调整而使其均匀,同时将叶片下缘调整到与顶棚相平位置,以保证气流的贴附。

根据散流器布置情况,可选择两个断面布置测点,同时测出各测点处气流速度的大小和方向,即可得到房间内的气流流型及速度图。其测定方法与侧送风测定方法

相同。

图 6-47 为某空调房间散流器及回风口平面布置图,该房间共有 24 只散流器,房间下部两侧设 6 个回风口,同时选取 A-A 和 B-B 两个断面为测定断面。各断面的气流流型及速度分布见图 6-48。

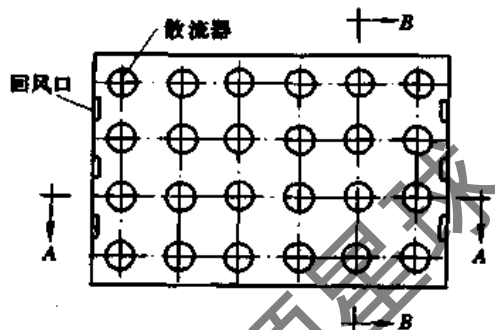
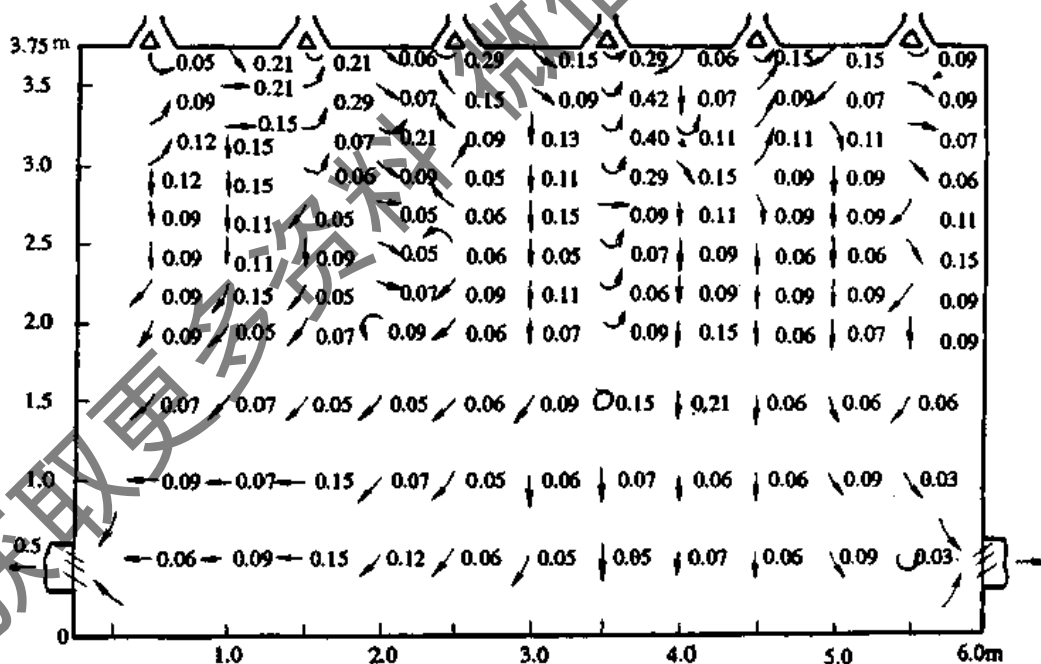
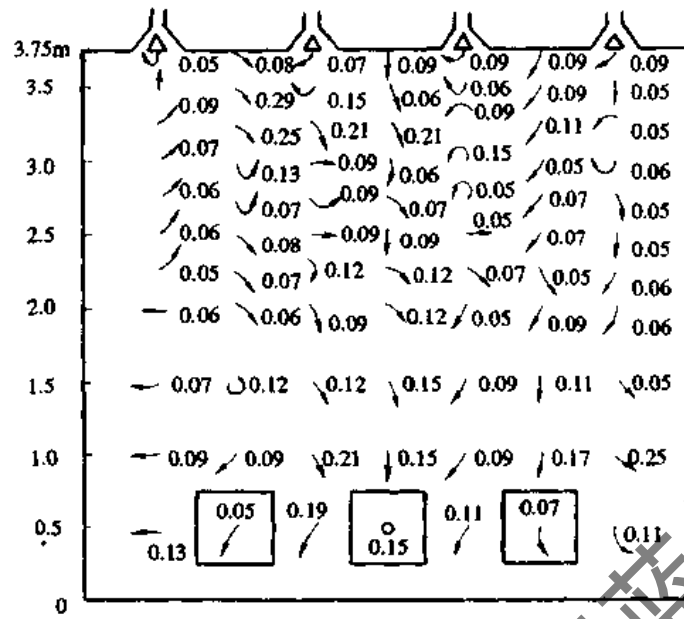


图 6-47 某空调房间散流器及回风口布置图

从图 6-48 可看出,距地坪 2m 以上的测点数量增加了一倍,其目的是为了更详细地了解气流进入空调区之前的混合情况。但从图上可看出各测点的气流方向很混乱,没有一定规律,但气流速度还比较均匀。由此说明了气流混合较好,而在空调区内气流的方向基本上是向下的,并朝向回风口。



(a) A-A 剖面纵断面流型及速度场



(b) B-B 剖面横断面流型及速度场
图 6-48 散流器送风流型及速度分布图

(2) 温度分布的测定。测定方法与侧送气流基本相同。

2. 散流器下送

在空调房间内采用密集布置散流器下送气流的方式一般多用于有净化要求的场合,采用此种方法可避免扬起地面上的灰尘。一般多采用流线型散流器。

(1) 散流器叶片的调整 在空调系统的风量调整时已对散流器的叶片作了初步调整,但在进行散流器送气流流型和速度、温度的分布测定时,还须进一步调整,以保证散流器送风的混合层达到相同高度。关于散流器间距与混合层高度的关系见表 6-25。

表 6-25 采用散流器下送,在不同间距时,混合层高度 h_m (m)

喉径 d (mm)	散流片竖向间距	扩散角 θ (度)	散流器之间的间距 l_0 (m)								
			1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	
300	6660	23	1.4	1.4	1.7	1.9	2.3				
	5550	30	0.8	1.0	1.2	1.4	1.7	1.9	2.1	2.3	
250	6660	22	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5				
	5550	25	1.1	1.3	1.6	1.9	2.2	2.4	2.9	2.9	
200	5550	20	1.6	1.9	2.2	2.6					
	4440	23	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1		
150	3330	25	1.3	1.6	1.9	2.1					

(2) 经上述调整后即可进行混合层高度的测定。其测定方法为:用点燃的卫生香或合成纤维捆在测杆上,借助烟雾或合成纤维丝飘动的方向找出两个散流器射流边界层,两射流边界层搭接点处,气流速度较大而且其方向垂直向下。将所有散流器的搭接点找出,并测量搭接点至顶棚的距离。如果各搭接点至顶棚间距不等,则需调整各散流器叶片间距来满足,从而使所有搭接点至顶棚距离相等,即为混合层高度(见图 6-28)。

(3) 气流速度和温度衰减的测定 散流器下送气流可近似地看作自由射流。由于在密集散流器下送型的空调房间内,布置的散流器较多,要对每个散流器送风的气流速度和温度的衰减都进行测定是不必要的。因而在进

行此项测定时可选取一只散流器的送风进行测定即可。在测定中,为了避免偏离散流器轴心位置,一般从散流器中心向下悬挂一根细铜丝或尼龙丝,测点可沿悬挂丝往下布置,测试方法与侧送相同。在绘制速度、温度衰减曲线时,各测点距风口的无因次距离 \bar{x} 可以距顶棚的竖向距离 h 与散流器的喉径 d 之比,即 $\bar{x} = \frac{h}{d}$ 来表示。

(4) 气流流型、速度分布和温度分布的测定 可以按照散流器平送的测试方法进行。温度分布的测定在按侧送的测定方法进行时,其测定结果可能会出现散流器竖向轴线上和两个散流器之间中心线上横向测点间有较大的区域温差,此种现象的原因主要是由于散流器之间

的间距过大所致。若区域温差过大而不能满足工艺要求,由于风管和散流器的布置固定而无法改变其间距大小,此时则只有减小送风温差来减小区域温差,从而保证室温波动在允许的范围内。

散流器送风空调区域平面温差分布图和区域温差累积曲线图的绘制方法与侧送绘制方法一样,同样是用来分析静态情况下室内温度能否达到工艺和设计要求。

6.5.3 孔板送风气流组织的测定与调整

孔板送风气流组织的测定一般分为静压箱特性的测定和房间气流组织的测定两部分。

1. 静压箱特性的测定

静压箱内一般不设置空气分布管道,不过对于送风气流速度均匀度要求较高的空调系统也有设置空气分布管道的。现以静压箱内设有四排空气分布管,空气从分布管上的出风口进入静压箱内为例介绍测定方法。

我们知道,静压箱的作用是在气流进入箱内后,动能逐渐降低,而静压逐渐增大,保证静压箱内各部位静压值均匀。从而使气流均匀地压向孔板,以保证各孔口的出口气流速度的均匀,满足房间内气流组织的需要。静压箱内静压分布的均匀程度,直接影响房间内气流组织的效果,因此调整好静压箱内空气分布管道的送风量,使静压箱内静压分布均匀,是孔板送风测定和调整的重要内

容。

(1) 静压箱内空气分布管的风量调节。在进行空调系统风量的平衡时,我们对进入静压箱内的空气量已作了调整,但对箱内各条空气分布管的风量还须调整以使其均匀。用热球风速仪测出各风口的风速,调节各送风口处的导流板或挡板使各风口出口速度做到基本一致,然后核对进入静压箱内的总风量,使其不致偏差太大,出口风速一般在 $3\sim 5\text{m/s}$ 。

(2) 静压箱内静压分布的测定。此时可选择距孔板不同高度的两个或两个以上的平面内布置测点,逐点测出静压的大小,如果要进一步分析距孔板不同高度部位静压值变化情况,在对平面测点测定后,可取静压箱中央部位的一个测点,测出该点垂直方向的静压值,用以分析判断静压的变化。为了保持从静压箱中均匀向下送风,沿气流流动方向静压变化值 Δp 应小于10% (送风速度和送风量变化应小于5%),在对静压值进行测定时可使用皮托管和补偿式微压计进行。

图6-49为在静压箱内两个平面上所测静压值记录,由图中可看出在同一平面上各点的静压分布比较均匀,下部平面静压值稍大于上部平面静压值。从图6-49可看出静压箱内的静压值从上部至孔板逐渐增大,说明气流能均匀地压向孔板。

如果静压箱高度过低,测试人员无法进入时,可采用

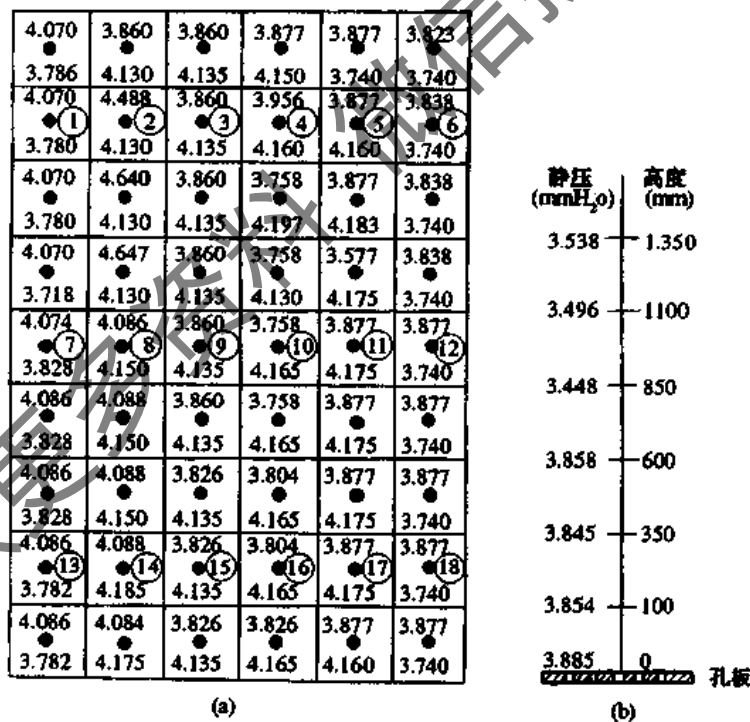


图6-49 静压箱内静压值的测定记录

(a)某恒温房间静压箱平面静压的测定数据;(b)中央测点不同高度的静压分布
注:静压箱长4.416m,宽3.516m,方格内上方数字为1.020m标高平面的静压,方格下方数字为0.240m标高平面的静压。

针状皮托管从房间内孔板处插入进行测量。

2. 房间气流组织的测定

(1) 孔板出口风速的测定。对孔板出风口风速进行测定的目的是检验孔板各部位孔口的出风均匀度,以便分析气流组织的好坏。为了使气流与孔口轴线所成的倾

斜角 $\theta < 12^\circ$, 必须使稳压层中接近送风口处最大的气流速度和送风速度的比值小于 0.2。

由于孔板上孔口数目很多, 不可能也没有必要将全部小孔的送风速度都测定出来, 一般可根据孔板的布置形式选择有代表性的一块且取中央一个小孔作为测点, 测点数目适当即可, 否则将会使测定工作量太大。图 6-49(a) 中圆圈内带数字的即代表孔口测点位置, 这里共选择了 18 个测点。通过实践证明使用热球风速仪测定孔口风速误差较大, 其原因是风速仪的测头不能紧靠所测

小孔口, 因而受到其他小孔气流的干扰。故认为使用针状皮托管和补偿式微压计来测定孔口流速可提高其准确性。其做法是将皮托管头部置于孔口近处的气流中, 由所测得之全压和静压差求出动压, 再由动压计算出孔口风速。测定结果填入风速测定记录表中。如表 6-26。

由表 6-26 所列风速值与图 6-49 中静压值对比可看出, 尽管静压值分配较均匀, 但静压值较大部位所对应的孔口出口风速稍有提高。由此可知静压箱内静压分布的均匀度对孔口出口风速度有很大影响。

表 6-26 孔口风速测定记录

测点	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\rho_0(\text{mmH}_2\text{O})$	2.84	2.85	2.95	3.05	3.15	3.12	3.16	3.15	3.15
$\rho_s(\text{mmH}_2\text{O})$	2.51	2.48	2.53	2.68	2.77	2.75	2.77	2.77	2.90
$\rho_d(\text{mmH}_2\text{O})$	0.33	0.37	0.42	0.37	0.38	0.37	0.39	0.38	0.25
出口风速(m/s)	2.35	2.47	2.62	2.47	2.49	2.47	2.52	2.49	2.02

测点	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\rho_0(\text{mmH}_2\text{O})$	2.93	3.15	3.15	3.30	3.11	3.04	3.00	2.98	2.85
$\rho_s(\text{mmH}_2\text{O})$	2.60	2.86	2.73	2.88	2.67	2.61	2.67	2.60	2.45
$\rho_d(\text{mmH}_2\text{O})$	0.33	0.29	0.42	0.42	0.44	0.43	0.33	0.38	0.40
出口风速(m/s)	2.35	2.18	2.62	2.62	2.69	2.64	2.35	2.49	2.56

(2) 气流流型的测定。我们知道孔板送风的气流流型主要有不稳定流和下送直流两种形式。如果在测定时测出的气流流型与设计不相符时, 可以采用改变总送风量, 调整静压箱内空气分布管出口风速以及减少孔口的数目等方法来处理。

测定时可选择房间纵、横两个断面, 测点布置可适当多一些, 其测定方法与侧送基本一样。

图 6-50 为孔板送风时房间内实测气流流型和速度分布图, 由图可看出, 气流方向基本垂直向下形成下送直流流型。

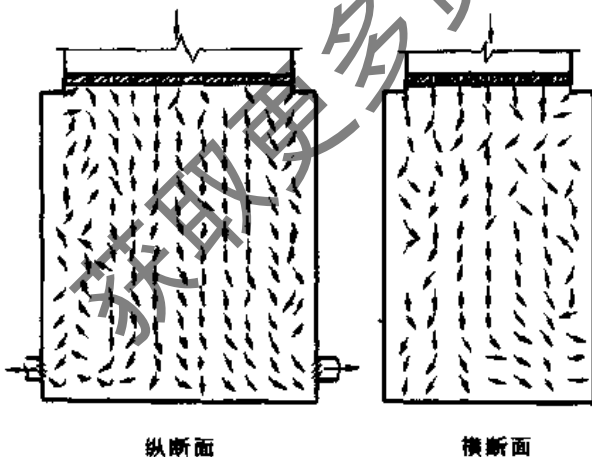


图 6-50 孔板送风纵、横断面气流流型和速度分布图

(3) 气流速度和温度的衰减的测定。在进行测定前, 可像侧送测定一样采用手动方式使送风温度基本保持恒定。

1) 轴线速度和温度衰减的测定。在测定孔口轴线气流速度时, 其测点可以在靠近孔口处取得密一些, 随着与孔距离的增大, 测点间距也可适当加大, 直到地面。在测定中, 除了孔口出风速度外其余各点均可使用热球式风速仪来进行测定, 而轴线温度的测定则可使用铜-镍铜热电偶和 UJI 型电位差计或 JL-1A 型便携式数字点温计进行测量。

表 6-27 为某工程恒温房间孔板送风轴线速度和温度的实测数据, 孔口直径 $d_0 = 5\text{mm}$, 出口风速 $v_0 = 2.33\text{m/s}$, 并据此画出速度和温度衰减曲线(送风温度 $t_0 = 18.54^\circ\text{C}$, 恒温区温度 $t_N = 19.25^\circ\text{C}$)。

表 6-27 孔板送风轴线速度和温度实测数据

距孔口距离 (mm)	轴心风速 v_x (m/s)	轴心温度 ($^\circ\text{C}$)	距孔口距离 (mm)	轴心风速 v_x (m/s)	轴心温度 ($^\circ\text{C}$)
0	2.33	18.54	500	0.33	19.08
5	1.66	18.74	600	0.268	19.12
25	1.30	18.77	700	0.268	19.13
50	1.16	18.82	800	0.231	19.15
100	0.93	18.88	1000	0.21	19.18
150	0.85	18.87	1500	0.18	19.18
200	0.70	18.94	2000	0.17	19.23
250	0.63	19.00	2500	0.18	19.24
300	0.47	19.03	3000	0.14	19.25
350	0.44	19.03	3500		19.25
400	0.35	19.05	4000		
450	0.32	19.07			

2) 轴线速度和温度衰减曲线的绘制。速度衰减曲线的绘制: 按照射流原理绘制出射流的相对轴心速度

v_x/v_0 和无因次距离 \bar{x} 的变化曲线,以此来分析气流衰减的好坏。对于孔板下送气流,无因次距离 \bar{x} 可采用轴线上各点距顶棚的垂直距离 H 与孔口直径 d_0 的比,即 H/d_0 的值。由于不同标高的测点数据较多(见表 6-27),这里只选用了部分测点,即距孔口距离 H 为 5m、50m、100m、200m、300m、500m、1000m、1500m、2500m 和 3000m 等 10 个测点绘制 v_x/v_0 与 \bar{x} 的曲线(图 6-51),

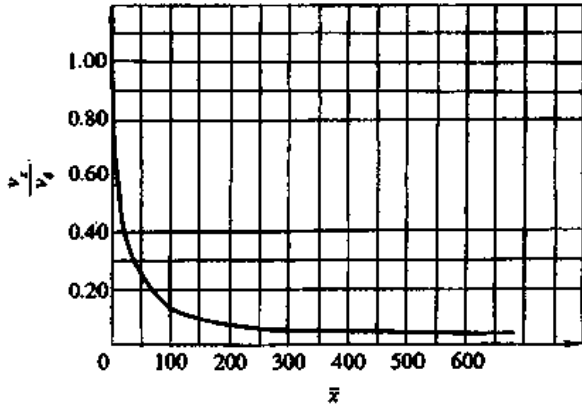


图 6-51 孔板送风轴心速度衰减曲线

有关数据列入表 6-28 中。

温度衰减曲线的绘制:根据表 6-27 所测各点的轴线温度值,计算射流在进入工作区前室温同轴心温度的差值 Δt_{sx} 与送风温差 Δt_0 之比,即 $\frac{\Delta t_{sx}}{\Delta t_0}$ 。绘制 $\frac{\Delta t_{sx}}{\Delta t_0}$ 与无因次距离 \bar{x} 的曲线,如图 6-52 所示,有关数据见表 6-29。

关于孔板送风温度分布测定,基本上与侧送相同。

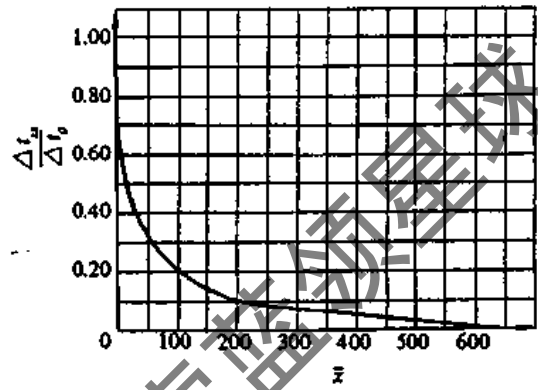


图 6-52 孔板送风轴心温度衰减曲线

表 6-28 轴心速度 v_x/v_0 和无因次距离测定值

无因次距离 \bar{x}	$\bar{x} = H/d_0$									
	1	10	20	40	60	100	200	300	500	600
v_x	1.66	1.16	0.93	0.70	0.47	0.33	0.21	0.18	0.18	0.14
$\frac{v_x}{v_0}$	0.71	0.50	0.40	0.30	0.20	0.141	0.09	0.077	0.077	0.06

注: $v_0 = 2.33\text{m/s}$, $d_0 = 5\text{mm}$ 。

表 6-29 $\Delta t_{sx}/\Delta t_0$ 和无因次距离测定值

无因次距离 \bar{x}	$\bar{x} = H/d_s$										备注
	1	10	20	40	60	100	200	300	500	600	
t_{sx}	18.74	18.82	18.88	18.94	19.03	19.08	19.18	19.18	19.24	19.25	$t_0 = 18.54^\circ\text{C}$ $t_N = 19.25^\circ\text{C}$ $\Delta t_0 = 19.25 - 18.54 = 0.71^\circ\text{C}$
Δt_{sx}	0.51	0.43	0.37	0.31	0.22	0.17	0.07	0.07	0.01	0	
$\frac{\Delta t_{sx}}{\Delta t_0}$	0.716	0.605	0.52	0.436	0.31	0.24	0.099	0.099	0.014	0	

7 空调系统的消声与减振

7.1 噪声的基本概念与评价标准

7.1.1 噪声和噪声的度量

1. 噪声

噪声是声音的一种,具有声波的一切特性。从物理学的观点讲是指声强和频率的变化都无规律的杂乱无章的声音;从心理学的观点来讲,凡是人们不需要的一切声音均属于噪声。

人们如果长期在有强烈的噪声环境中生活和工作会影响身体健康和工作效率。对于一些特殊的工作场所,如播音室、录音室等,如果有噪声存在,将无法进行正常的工作。

工业噪声主要有空气动力噪声、机械噪声和电磁性噪声。空气动力噪声是由于空气的振动而产生的,例如当空气流动时产生涡流或者发生压力突变引起气流扰动而产生的噪声;机械噪声是由于固定的振动而产生的,电磁性噪声是由于电机的空隙中交变力的相互作用而产生的。空调系统的噪声主要有通风机运转时的空气动力噪声(包括气流涡流噪声、撞击噪声和叶片的旋转噪声)和机械噪声。其频率约为200~800Hz,即处于中低频范围之内。噪声的大小主要与通风机的构造、型号、转速及加工质量等因素有关。除此之外还有风管中气流引起的管壁振动,气流遇到风管构件产生的涡流及风口风速过高产生的气流噪声。空调系统的噪声可以沿风道或通过建筑物的墙体、地面等传入室内。

2. 噪声的度量

(1) 声压。声波在传播时由于空气受到了振动而使空气中产生交变压力,单位面积上所承受的声音压力称为声压,用 p 表示,单位为Pa。在空气中,当声频为1000Hz时,正常人的耳朵刚刚能听到的微弱声音的声压称为听阈声压 p_0 ,其值为 2×10^{-5} Pa;能使人的耳朵产生疼痛感觉的声压称为痛阈声压,其值为20Pa。从听阈到痛阈声压的绝对值相差100万倍。通常将 $p_0 = 2 \times 10^{-5}$ Pa的声压作为比较的标准声压,又称基准声压。声压表示声音的强弱。

(2) 声强。在声音传播的方向上单位时间内通过单位面积的声能。通常用 I 表示,单位为 (W/m^2) 。

(3) 声功率。声源在单位时间内辐射出来的总声能量。通常用 W 表示,单位是(W)。

(4) 声压级。声压对基准声压(p_0)的比,其常用对数的20倍称为声压级 L_p ,单位为(dB)。于是有:

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0} \text{ (dB)}. \quad (7-1)$$

对应于听阈声压、痛阈声压的声压级分别为0[dB]和120[dB]。

(5) 声强级。声强对基准声强之比,其常用对数的10倍称为声强级。用 L_I 表示。即:

$$L_I = 10 \lg I/I_0 \text{ (dB)}. \quad (7-2)$$

(6) 声功率级。声功率对基准声功率(W_0)之比,常用对数的10倍称为声功率级。即:

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0} \text{ (dB)}. \quad (7-3)$$

以上式中, W 、 I 、 p 分别为声功率、声强和声压, W_0 、 I_0 、 p_0 分别为基准声功率、声强和声压。

(7) 噪声的频谱。工程上有时只要知道噪声的总声压级就行了,但有时也要了解噪声的主要成分是低频、中频还是高频,因为人的听觉对不同频率的声音的敏感程度是不同的,在人的听觉不易感觉到的频率范围内,即使声压级很高也可能没多大害处。人的耳朵可听声音的频率范围为20~20000Hz,有1000倍的变化范围。为方便,人们将如此宽广的频率范围划分为几个频率段,即所谓的频程或频带。在噪声的计算中,常使用倍频程,各频段的中心频率成倍数的增加,即为31.5Hz、63Hz、125Hz、250Hz、500Hz、1000Hz、2000Hz、4000Hz、8000Hz、16000Hz,使用这10个倍频程即可将耳闻声音全部包括在内。但在实际对噪声的控制中,一般只用63~8000Hz 8个倍频程就够了。

7.1.2 噪声的评价

对噪声的评价除采用上述的声压、声强和声功率外,还与人耳对声压、频率的主观感觉有关。声压级相等而频率不相同的两个纯音,对于听觉是不一样的,描述声音在主观感觉上的量称为响度级,单位为phon(方)。就是根据人耳的频率响应特性。以1000Hz的纯音作为基准声音,若某频率的纯音听起来与基准声音有同样的响度,则该频率纯音的响度级phon值就等于基准纯音的声压级dB值。例如某噪声听起来与频率为1000Hz声压级为80dB的声音同样响,则该噪声的响度级就是80phon。所以响度级是把声压级和频率综合起来评价声音大小的一个主观感觉量。但由于响度级是涉及噪声主观评价的量,使得它的计算不但麻烦而且在逻辑上也不够严密,因此通常不使用响度级作为噪声评价的标准,而采用下述两种方法。

1. 声级(A)

通常在实际中使用声级计来测量噪声的大小。其工作原理是声信号通过传声器把声压转换成电压信号,经放大后,通过计数网络,在声级计的表头上显示出噪声的分贝值。

在声级计上设有A、B、C三种不同的计数网络,它们对不同频率的声音进行不同程度的滤波,C网络是模拟人耳对100phon纯音的响应,对所有频率的声音滤过的程度几乎一样,因此它的读数可代表总声压级;B、A网络

是分别模拟人耳对 70(方)和 40(方)纯音的响应, B 网络对低频段有一定的衰减, A 网络对 500Hz 以下低频段有较大的衰减。因此 A 网络对高频敏感, 对低频不敏感, 这正好与人耳对噪声的频率响应特性相一致, 因此常以 A 网络测得的声级来代表噪声的大小, 称 A 声级, 并记作 dB(A)。

从声级计 A、B、C 三档的读数可粗略地估计噪声的频率特性, 当 A、B、C 三档的读数十分接近时, 说明该种噪声的频率以高频为主; 如果 B、C 档读数接近且大于 A 档读数, 表示噪声的频谱以中频声为主; 如果 C 档读数大于 B 档读数, B 档读数又大于 A 档读数, 则表示噪声的频谱以低频声为主。

2. 噪声评价曲线

A 声级是单一的数值, 是噪声的所有频率的综合反映, 如果要较详细地评价各倍频程的噪声, 就须采用噪声评价曲线。即 NR 曲线。

噪声评价曲线按噪声级由低到高的顺序进行编号, 它的号数 NR 称为噪声评价数, 且规定 NR 值等于中心频率为 1000Hz 的倍频程声压级的分贝整数。噪声评价数 NR 与 A 声级 L_A 值之间有一定的相关性, $L_A = 0.8 NR + 18\text{dB}$ 。由于实际问题中声源产生的噪声频谱不会刚好与评价曲线一致, 通常规定在保证噪声频谱不超出评价曲线的条件下以最靠近噪声频谱的评价曲线来决定噪声的评价数。

图 7-1 为国际标准化组织 (ISO) 提出和推荐各国最常采用的标准曲线。表 7-1 是它的各倍频程声压级的对应值。

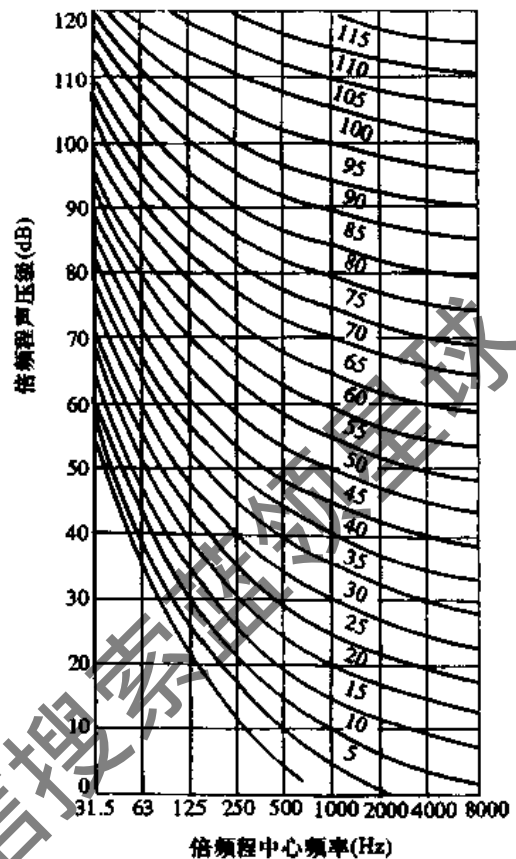


图 7-1 噪声评价 N(NR) 曲线

表 7-1 N(NR) 噪声评价曲线倍频程声压级

评价曲线 号数 N	倍频程声压级对应值 (dB)									[dB(A)] $0.8N + 18$
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
0	55	36	22	12	5	0	-4	-6	-7	18
5	58	40	26	16	9	5	1	-1	-2	22
10	62	48	30	21	14	10	6	4	3	26
15	65	47	35	26	19	15	11	9	8	30
20	69	51	39	30	24	20	16	14	13	34
25	72	55	43	35	29	25	21	19	18	38
30	76	59	48	40	34	30	26	25	23	42
35	79	63	52	44	39	35	32	30	28	46
40	82	67	57	49	44	40	37	35	33	50
45	86	71	61	54	48	45	42	40	38	54
50	89	75	65	58	53	50	47	45	44	58
55	93	79	70	63	58	55	52	50	49	62
60	96	83	74	68	63	60	57	55	54	66
65	100	87	78	72	68	65	62	60	59	70
70	103	91	83	77	73	70	67	65	64	74
75	106	95	87	82	78	75	72	70	69	78
80	110	99	92	86	82	80	77	76	74	82
85	113	103	96	91	87	85	82	81	79	86
90	117	107	100	96	92	90	87	86	84	90
95	120	111	105	100	97	95	92	91	89	94

(续表)

评价曲线 号数 N	倍频程声压级对应值 (dB)									[dB(A)]
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	0.8N + 1B
100	123	115	109	105	102	100	97	96	95	98
105	127	119	113	110	107	105	103	101	100	102
110	130	122	118	115	112	110	108	106	105	106
115	134	126	122	119	117	115	113	111	110	110
120	137	130	127	124	121	120	118	116	115	114

7.1.3 声级计及其使用

声级计主要有传声器、放大器、计数网络、检波线路和指示电表、电源等部分组成。

根据测量精度和稳定性把声级计分为 0、I、II、III 四种类型。0 型声级计用作实验室参数标准。I 型声级计专供实验室使用外,还供在符合规定的声学环境或需严加控制的场合使用,II 型声级计适合于一般室外使用,III 型声级计主要用于室外噪声调查。按习惯称 0 和 I 型声级计为精密声级计,II 和 III 型声级计为普通声级计。

声级计的使用 在决定选用某种声级计后,应首先熟悉它的特性和使用方法,可按声级计使用说明书的要求进行。否则将会产生不应出现的测量误差,甚至可能因为使用不当而损坏仪器。

1. 声级计的校准

声级计是一种计量仪器,一般声级计能产生一个标准的电信号用于标准放大器等电子线路的增益。仅进行电校准往往达不到要求,因为声级计的关键部件传声器有时性能不稳定,或受环境条件的影响使声级计读数产生偏差(少则 1~2dB,多则可达 3~5dB)。为了减少这种偏差,必须在测量前对传声器或声级计整机进行校准,校准时可使用发声器来进行。电容式传声器常用的校准器有活塞发声器,落球发声器等。如国产 NX6 型活塞发声器,其校准精度在 ± 0.2 dB 以内,专门用来校准 ND₂ 型精密声级计。

2. 声级计的读数

用声级计测量噪声时,测量值应取输入衰减器、输出衰减器的衰减值与电表读数之和。一般情况下为获得较大的信噪比,尽量减小输入衰减器的衰减,使输出衰减器处于尽可能大的衰减位置,并使电表指针在 0~10dB 的

指示范围内。有的声级计具有输入与输出过载指示器,指示器一亮就表示信号过强,进入相应的放大器后将产生削波而失真。为避免失真放大,必须适当调节相应的衰减器,有时为避免输出过载电表指针不得不在负数范围内指示读数。为了获得较小的测量误差,避免失真放大,有时必须采取牺牲信噪比的权宜措施。

3. 声级计电表读数

对于稳定的、或随时间变化较小(能在观测时间读出)的稳定噪声,应以观测时间内电表指针的平均偏转位置取值,观测时间视噪声的稳态程度,可长可短。一般观测 2~5s 即可。测量时一般使用“快”档,但当声压级波动范围大于 ± 2 dB 而小于 ± 5 dB 时,可换用“慢”档。

4. 传声器的取向

通常将传声器直接连到声级计上,声级计的取向决定传声器的取向。一般噪声测量中常用的是场型传声器,如国产的 CH₁₁、CH₁₃,丹麦的 41133、4145、4135 等。这种传声器在高频端的方向性较强,在 0° 入射时具有最佳频率响应。

7.1.4 噪声标准

空调房间的噪声标准主要是考虑保护人的听力和保证交谈和通讯的质量,达到能不费力地听懂对方的讲话。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。

有消声要求的空调房间一般可分两类,一类是生产或工作过程对噪声有严格要求,如广播电台和电视台的演播室、录音室,这类房间的噪声一般要求控制标准较高;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工作环境。民用建筑允许噪声标准见表 7-2,生产厂房及辅助建筑允许噪声标准见表 7-3。

表 7-2 室内允许噪声标准

建筑类型	房间类型	声级(方)(A)	NC 数或 NR 数
住宅、公寓		35~45	30~40
旅馆	客房(单间或套间)	35~45	30~40
	宴会厅	35~45	30~40
	大厅、休息室、服务部门	40~50	35~45
医院	特殊病房	30~40	25~35
	手术室、病房、诊室	35~45	30~40
	检查室、候诊室	40~50	35~45

(续表)

建筑类型	房间类型	声级(方)(A)	NC 数或 NR 数
办公楼	负责人办公室、大会议室	30~40	25~35
	会客室、小会议室	40~50	35~45
	一般办公室、制图室	45~55	40~50
	打字室、计算机房	55~65	50~60
	电话机房(手动)	55~60	50~55
剧场	音乐厅	25~35	20~30
	固定舞台剧场、多功能大厅	30~40	25~35
	电影院、讲演厅、天文馆	35~45	30~40
	休息室	40~50	35~45
学校	普通教室	35~45	30~40
	音乐教室	35	30
	礼堂	35~40	30~35
	研究所	40~50	35~45
	大厅、走廊	45~55	40~50
公共建筑	大会堂	30~40	25~35
	博物馆、美术馆、法院	35~45	30~40
	图书馆阅览室	40~45	35~40
餐厅	酒吧间	35~40	30~35
	西餐馆、跳舞厅	40~50	35~45
	餐厅、鸡尾酒会休息厅	45~55	40~50
体育馆	一般体育馆	50~60	45~55
	兼作大会堂用的体育馆	40~50	35~45
商店	百货大楼上层、乐器商店、珠宝店、美术商店、书店	40~50	35~45
	百货大楼一层、普通商店、银行	45~55	40~50
游泳馆	有观众席的室内游泳池室	45~50	40~45
电视广播中心	广播播音室、广播录音室		15
	普通播音室、试听室		20
	电视录音室		20
	普通电视演播室		25
	副控制室		25
	节目制作室、主控制室		30
	局长室、会议室		30
	广播机械室、一般办公室		35
电影制片厂	摄影棚		20及20以下

注: 1. 本表是对空气调节设备系统限定的允许值。一般是针对在被空气调节房间的顶棚或侧墙上设置送风口对室内听众范围内的噪声而言。

2. 如果空气调节设备必须设置在被空调房间内时, 本表中的室内允许噪声标准不适用。

表 7-3 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	65	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

7.2 空调系统的噪声源及噪声的计算

空调系统中, 影响空调房间的主要噪声源是风机。尽管其他设备如水泵、制冷压缩机等也产生较大的噪声, 但由于它们不与送、回(排)风系统直接相连, 因而不会直接以空气噪声的形式影响空调房间。风机的噪声主要由空气动力噪声、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。空气动力噪声由气流涡旋噪声、撞击噪声、回转噪声组成。涡流噪声是气流在吸入口和叶轮中脱流形成的, 它与风机的进风口、前盘结构以及其相互配合有关, 当叶轮的转速增大时, 涡流噪声也将会增

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。当风机的空气流量增加,风机工作点偏离最佳工作点时,撞击声也将随之增加。回转噪声又称叶片噪声,是旋转叶片对气流发生周期性的压力,引起气体压力和速度的脉动变化产生的。它与风机的转速、叶轮直径有关,当转速增高或叶轮直径增大时回转噪声也随之增大。

机械噪声是由轴承摩擦,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的空气隙中交变力相互作用而产生的。

在空调系统中,降低其噪声的最有效办法是降低风机运转所产生的噪声。因此使用高效节能、低噪声风机,且在满足系统风量、风压的前提下,适当降低风机的转速,以降低其空气动力噪声,保持风机叶轮的动平衡以降低风机运行的机械噪声。

7.2.1 单台风机的声功率级

风机的噪声随着不同系列或同系列的不同型号、不同转速而变化。即使同一型号的风机,其噪声也因其装配精度不同而不同。因而对运行中的风机的声功率级和频带声功率级最好进行实测,如果缺乏资料时,一般可根据经验公式来估算。

$$L_w = L_w + 10\lg(LH^2) \text{ (dB)} \quad (7-4)$$

式中 L_w ——风机的声功率级(dB);

L_w ——风机的比声功率级(dB);

L ——风机的风量(m^3/h);

H ——风机的全压(Pa)。

通风机的比声功率级 L_w 可在有关资料中查得,如果缺乏风机的比声功率级时,对于一般的中、低压离心风机,在接近最高效率点时为 24dB,即:

$$L_w = 24 + 10\lg L + 20\lg H \text{ (dB)} \quad (7-5)$$

按风机所耗动力 kW 和风压 Pa 计算一台风机的声功率级

$$L_w = 67 + 10\lg N + 10\lg H \text{ (dB)} \quad (7-6)$$

如果风机的转数 n 不同,其声功率级按下式计算:

$$(L_w)_2 = (L_w)_1 + 50\lg \frac{n_2}{n_1} \text{ (dB)} \quad (7-7)$$

如果风机直径不同时,其声功率级按下式计算:

$$(L_w)_{D_2} = (L_w)_{D_1} + 20\lg \frac{D_2}{D_1} \text{ (dB)} \quad (7-8)$$

7.2.2 多台风机共同工作时的声功率级

1. 两台风机共同工作时的声功率级

根据声波叠加原理,两台风机共同工作时的声功率级为:

$$L_{wz} = L_{wk} + \Delta\beta \text{ (dB)} \quad (7-9)$$

式中 L_{wz} ——两台风机共同工作时声功率级(dB);

L_{wk} ——声功率较高的一台风机的声功率级(dB);

$\Delta\beta$ ——附加声功率级(dB),可根据两台风机声功率差 ΔL_w 由图 7-2 查得。

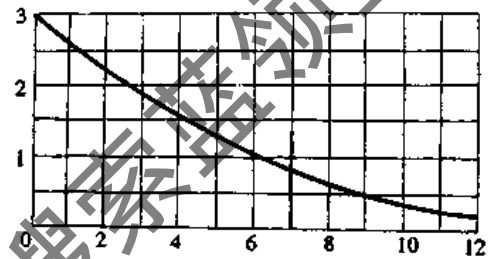


图 7-2 两个不同声压级的叠加附加值

2. 对于多台风机共同作用时的声功率级

先计算两台风机的总声功率级,尔后再将其再与第三台风机声功率进行叠加,并以此类推即可。

7.2.3 风机运行时各频程的声功率级

单台风机工作时:

$$L_{wi} = L_w + \Delta b \text{ (dB)} \quad (7-10)$$

两台或多台风机共同工作时:

$$L_{wi} = L_z + \Delta b \text{ (dB)} \quad (7-11)$$

式中 L_w ——风机的声功率级(dB);

L_z ——两台或多台风机共同工作时的声功率级(dB);

Δb ——风机各频程声功率级的修正值(dB),各类风机各频程声功率级的修正值见表 7-4。

表 7-4 风机各频程声功率级修正

通风机类型	中心频率(Hz)								备注
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Δb (dB)									
离心风机叶片前倾	-2	-7	-12	-17	-22	-27	-32	-37	11-74 型 9-57 型
离心风机叶片后倾	-5	-6	-7	-12	-17	-22	-26	-33	4-72 型 T4-72 型 4-79 型
轴流风机	-9	-8	-7	-7	-8	-10	-14	-18	

7.3 空调系统中常用的消声器

消声器是由吸声材料按不同的消声原理设计而成的消声装置。在空调系统中用来降低风机产生的空气动力噪声,阻止噪声传到空调房间内。

7.3.1 吸声材料

用于消声器的吸声材料,能够把入射在它上面的声能部分地吸收。其原理是由于吸声材料的多孔性。当声波进入空隙时,引起空隙中空气和材料的细小纤维的振动,由于摩擦和粘滞阻力,使得很大一部分声能转化为热能而被吸收掉,从而起到降低噪声的作用。因此吸声材料大都是松软或多孔的,表面充满细孔,孔与孔之间互相连通,并深入到材料内层,这样便于声波的顺利透入。

目前用于吸声的材料主要有:无机纤维材料类、泡沫塑料类、有机纤维材料类等几种。

1. 无机纤维材料类

主要有玻璃丝、玻璃棉、岩棉和矿渣棉及其制品。

玻璃丝分熟玻璃丝和生玻璃丝,也有制成各种玻璃丝毡而应用的。

玻璃棉分短棉(直径 $10\sim 13\mu\text{m}$)、超细棉($0.1\sim 4\mu\text{m}$)以及中级纤维棉($15\sim 25\mu\text{m}$)三种。超细玻璃棉是最常用的吸声材料。它具有不燃、密度小、防蛀、耐蚀、耐

热、抗冻、隔热等优点。还有一种经过硅油处理过的超细玻璃棉,它具有防火、防水和防湿的特点。

矿渣棉具有导热系数小、防火、耐蚀、价廉等特点。

岩棉价廉、耐高温、隔热且易于成型。

2. 泡沫塑料类

用作吸声材料的泡沫塑料有脲醛泡沫塑料(又称米波罗)和氨基甲酸泡沫塑料等。这类材料的特点是密度小($10\sim 40\text{kg}/\text{m}^3$)导热系数小、质软等。其缺点是易老化、耐火性差,其中的脲醛泡沫塑料强度较差、易破碎,目前用得较多的是聚氨酯泡沫塑料。

3. 有机纤维材料类

这类材料是使用棉、麻等植物纤维来吸声的。如纺织厂的飞花及棉麻下脚料、棉絮、稻草、海草、椰衣、棕丝等制品。也可用边角木料、甘蔗渣、麻丝、纸浆等,经过切碎、软化、打浆、加压而成的木丝板,也属于这一类。这类材料成本低,也能达到一定的吸声要求。用做吸声材料的各种纤维板均为软质纤维板,其密度一般为 $200\sim 300\text{kg}/\text{m}^3$,这类材料防火性能差,易腐烂。

衡量吸声材料性能优劣的主要指标为吸声系数。吸声系数是指被该材料吸收的声能与入射声能的比值。即:

$$\alpha = E_{\text{吸}} / E_{\text{入}} \quad (7-12)$$

式中 $E_{\text{吸}}$ ——吸声材料吸收的声能;

$E_{\text{入}}$ ——入射到吸声材料中的声能。

工程上常用的吸声材料的吸声系数见表 7-5。

表 7-5 常用吸声材料的吸声系数

材料名称	规格	产地	频率																	
			100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	
超细玻璃棉	密度 $20\text{kg}/\text{m}^3$ 厚 5cm	上海	0.15	0.16	0.20	0.22	0.30	0.58	0.75	0.90	0.91	0.87	0.84	0.83	0.85	0.88				
防水超细玻璃棉	密度 $20\text{kg}/\text{m}^3$ 厚 5cm	上海	0.10	0.11	0.10	0.10	0.30	0.48	0.66	0.78	0.87	0.90	0.91	0.02	0.93	0.93				
树脂玻璃棉毡	密度 $100\text{kg}/\text{m}^3$ 厚 5cm	大连玻璃厂	0.07	0.09	0.11	0.19	0.26	0.33	0.45	0.60	0.74	0.86	0.94	0.99	0.98	0.98	0.96	0.97	0.99	
沥青玻璃棉毡	密度 $100\text{kg}/\text{m}^3$ 厚 5cm	大连玻璃厂	0.06	0.09	0.12	0.17	0.24	0.32	0.42	0.55	0.72	0.84	0.93	0.99	0.99	0.98	0.94	0.94	0.98	
矿渣棉	密度 $200\text{kg}/\text{m}^3$ 厚 5cm	太原矿棉制品厂	0.17	0.21	0.27	0.30	0.42	0.50	0.51	0.56	0.68	0.66	0.70	0.76	0.80	0.80				
酚醛矿棉毡	密度 $60\text{kg}/\text{m}^3$ 厚 5cm	太原矿棉制品厂	0.08	0.09	0.16	0.15	0.22	0.40	0.43	0.54	0.67	0.80	0.89	0.97	0.99	0.99				
沥青矿棉毡	密度 $200\text{kg}/\text{m}^3$ 厚 3cm	太原矿棉制品厂	0.06	0.08	0.10	0.12	0.18	0.29	0.37	0.50	0.59	0.64	0.68	0.72	0.75	0.81	0.80	0.87	0.89	
玻璃丝	密度 $150\text{kg}/\text{m}^3$ 厚 5cm	上海	0.10	0.12	0.14	0.15	0.30	0.40	0.55	0.72	0.88	0.97	0.99	0.94	0.88	0.87				
细大麻	玻璃布罩面 厚 3cm		0.07	0.08	0.08	0.10	0.10	0.12	0.13	0.17	0.23	0.35	0.37	0.38	0.57	0.70	0.75	0.76	0.72	
聚氨酯泡沫塑料	厚 6cm	北京泡沫塑料厂	0.09	0.10	0.14	0.16	0.19	0.27	0.30	0.40	0.53	0.68	0.80	0.83	0.87	0.83	0.79	0.87	0.97	
木丝板	厚 3cm		0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.07	0.11	0.15	0.20	0.33	0.56	0.91	0.90					
矿渣膨胀珍珠岩吸声砖	强度 $5\sim 10\text{kg}/\text{cm}^2$ 密度 $700\sim 800\text{kg}/\text{m}^3$ 厚度 11cm	北京水泥砖瓦厂	0.29	0.36	0.43	0.48	0.47	0.50	0.42	0.42	0.45	0.48	0.49	0.49	0.51					

(续表)

材料名称	规格	产地	频率																	
			100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	
水玻璃膨胀珍珠岩砖	强度 12kg/cm ² 密度 350-450kg/m ³ 厚度 10cm	上海石棉水泥制品厂	0.33	0.45	0.58	0.63	0.65	0.62	0.58	0.59	0.58	0.62	0.62	0.60	0.62	0.68				
膨胀珍珠岩砖		天津	0.19	0.26	0.34	0.49	0.59	0.66	0.60	0.59	0.57	0.58	0.61	0.65	0.66					
泡沫玻璃	强度 8~12kg/cm ² 密度 180-250kg/m ³ 厚度 9cm	沈阳陶瓷厂	0.24	0.37	0.50	0.51	0.46	0.53	0.48	0.46	0.46	0.49	0.52	0.56	0.58					
长石石英砂吸声砖	耐高温 厚 6.5cm		0.06	0.08	0.11	0.15	0.24	0.38	0.56	0.78	0.81	0.58	0.43	0.32	0.38					
西安七八型吸声砖	耐高温 厚 9cm		0.15	0.19	0.28	0.38	0.47	0.60	0.49	0.41	0.36	0.36	0.41	0.22	0.41	0.29				
海草(外包麻布)	密度 100kg/m ³ 厚 5cm		0.10	0.10	0.13	0.15	0.19	0.29	0.39	0.50	0.74	0.97	0.94	0.81	0.66	0.85	0.96	0.85	0.86	
脲醛米波罗	密度 20kg/m ³ 厚 3cm	长春化工三厂	0.08	0.10	0.13	0.16	0.17	0.26	0.33	0.45	0.57	0.61	0.67	0.69	0.70	0.65	0.67	0.98	0.85	
五夹板共振吸声结构	后腔 5cm		0.11	0.23	0.38	0.51	0.45	0.20	0.19	0.16	0.12	0.14	0.10	0.09						
五夹板共振吸声结构	后腔 10cm		0.21	0.26	0.38	0.41	0.24	0.11	0.22	0.20	0.10	0.13	0.06	0.08						
五夹板共振吸声结构	后腔 15cm		0.25	0.22	0.39	0.28	0.10	0.09	0.18	0.13	0.11	0.08	0.11	0.12						
穿孔五夹板	孔径 0.8 孔距 5 后腔 5cm		0.09	0.13	0.15	0.19	0.28	0.35	0.34	0.42	0.27	0.28	0.22	0.18	0.17	0.12	0.14	0.15		
穿孔五夹板	孔径 0.8 孔距 5 后腔 10cm		0.11	0.20	0.14	0.35	0.42	0.34	0.30	0.32	0.25	0.23	0.20	0.20	0.23	0.16	0.15	0.09		
穿孔五夹板片填超细玻璃棉	孔径 0.8 孔距 5 后腔 5cm 超细棉		0.20	0.28	0.47	0.67	0.73	0.79	0.61	0.51	0.44	0.37	0.30	0.29	0.27	0.22	0.24	0.27		
穿孔五夹板片填超细玻璃棉	孔径 0.8 孔距 5 后腔 5cm 超细棉		0.33	0.31	0.53	0.55	0.68	0.73	0.55	0.50	0.44	0.42	0.34	0.28	0.26	0.21	0.23	0.27		
石棉水泥穿孔板	板厚 0.4 孔径 0.9 穿孔率 1% 后腔 5cm 玻璃棉		0.11	0.19	0.20	0.29	0.54	0.35	0.37	0.25	0.16	0.12	0.15	0.06	0.04	0.02				
石棉水泥穿孔板	同上 后腔 10cm 玻璃棉		0.12	0.23	0.26	0.31	0.50	0.31	0.29	0.25	0.19	0.13	0.10	0.08	0.04	0.01				
石棉水泥穿孔板	同上 穿孔率 10% 后腔 5cm 玻璃棉		0.08	0.10	0.18	0.21	0.35	0.45	0.67	0.66	0.68	0.65	0.59	0.56	0.51	0.45	0.30	0.38	0.33	
石棉水泥穿孔板	同上 后腔 10cm 玻璃棉		0.14	0.19	0.26	0.39	0.58	0.61	0.53	0.61	0.58	0.62	0.63	0.56	0.51	0.48	0.42	0.38	0.33	
微穿孔钢板	板厚 0.8 孔径 0.8 穿孔率 1% 后腔 5cm		0.05	0.06	0.04	0.11	0.12	0.20	0.24	0.30	0.45	0.50	0.49	0.38	0.34	0.29	0.23	0.17	0.18	
微穿孔钢板	同上 后腔 10cm		0.07	0.13	0.14	0.20	0.21	0.31	0.37	0.37	0.41	0.38	0.38	0.30	0.23	0.24	0.25	0.20	0.21	
微穿孔钢板	同上 后腔 20cm		0.09	0.16	0.26	0.25	0.35	0.37	0.37	0.33	0.33	0.27	0.25	0.28	0.26	0.24	0.27	0.23	0.21	

一般增加多孔吸声材料的厚度,可以提高低频吸声效果。对高频吸声性能几乎没有什么影响。但厚度不能无限增加,否则是不经济的。增加吸声材料的密度,能使低频吸声效果增加,但高频吸声效果下降。

7.3.2 空调系统中常用的消声器

1. 消声器对吸声材料的要求

要求吸声材料的吸声系数高,特别是对于低频噪声应有良好的吸声性能,要防火、防蛀、坚固无臭、不易老化,吸湿率低,重量轻,易于制作安装,对空气流动阻力小,价格便宜等。

2. 在空调系统中常用的消声器种类与原理

(1) 阻性消声器。这是采用多孔松散材料来消耗声能降低噪声的消声器,当声波进入消声器时,便引起消声器内多孔材料中的空气和纤维振动,由于摩擦阻力和粘滞阻力将使一部分声能转化为热能被吸收掉,从而起到消声的作用。阻性消声器对于中、高频噪声有良好的消声性能,但对低频噪声消声效果较差。

1) 管式消声器。管式消声器是一种最简单的阻性消声器,它只是在管壁内周贴一层吸声材料。按其断面不同分为矩形和圆形两种。这种消声器构造简单,制作方便,对空气流动阻力小。它适用于断面小的风道,横断面尺寸不大于 $600 \times 300\text{mm}$,气流速度不大于 5m/s ,对高、中频噪声有一定吸声效果,对低频较差。结构如图7-3。

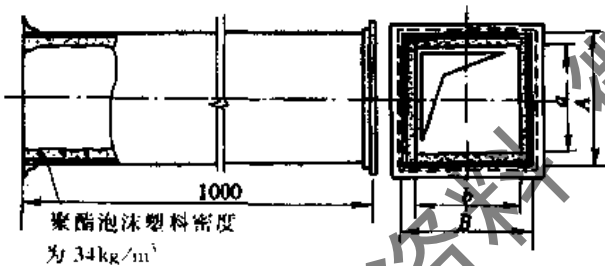


图 7-3 聚酯泡沫塑料管式消声器结构示意图

2) 片式、蜂窝式(格式)消声器。如果使用管式消声器,当风量增大时,为了保持较小的断面流速,则必须加

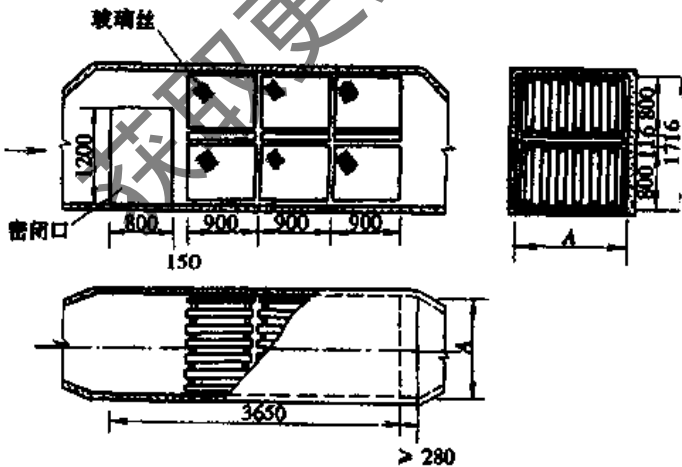


图 7-4 聚酯泡沫塑料片式消声器结构示意图

大风道断面,此时波长较短的高频声波会以窄声束的形式传播,很少或根本不与吸声材料相接触,导致消声量的降低。因此将较大断面的管式消声器划分为几个格,便构成了片式和蜂窝式消声器。如图7-4。

片式消声器的片距一般为 $100 \sim 200\text{mm}$,蜂窝式消声器的每个通道约为 $200 \times 200\text{mm}$,吸声材料厚度一般为 100mm 左右。

3) 折板式和声流式消声器。将片式消声器的吸声片改成曲折式,即为折板式消声器。如图7-5所示。声波进入折板式消声器后经往复多次的反射,增加了与吸声材料的接触机会,因而提高了对高频噪声的消声效果。

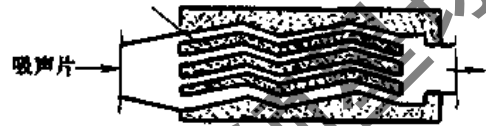


图 7-5 折板式消声器

为了使消声器既具有良好的消声效果,又具有较小的空气阻力,将消声器的吸声片横截面制成正弦波状或接近正弦波状,这种消声器称为声流式消声器。这种消声器既可以使声波由于反射多次而提高消声能力,又可以减少空气阻力,对于吸收中、低频噪声方面比前有所提高,但结构复杂,造价高。如图7-5和图7-6所示。

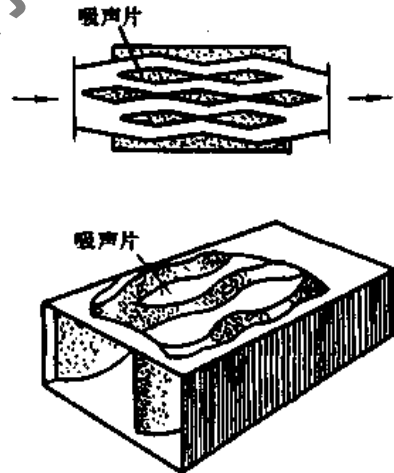


图 7-6 声流式消声器

4) 室式消声器(迷宫式消声器)。在大容积的箱(室)内表面粘贴吸声材料,并错开气流的进出口位置,就构成了室式消声器。多室式又称迷宫式消声器。其特点为消声频段较宽,但阻力大,占据空间也大。

(2) 抗性消声器。抗性消声器又称膨胀式消声器,是由小室和管道相连而构成,如图7-7所示。主要是利用内截面的突变,使沿管道传播的声波向声源方向反射回去,起到消声的作用。对低频噪声有较好的消声效果,结构简单,造价低,但气流阻力较大。

(3) 共振性消声器。图7-8为共振性消声器的构造和消声原理示意图。它是利用穿孔板小孔(颈)处的空气柱和空腔(即共振腔)相连。在声波的作用下,小孔颈中的空气柱和共振腔内的空气构成了一个共振

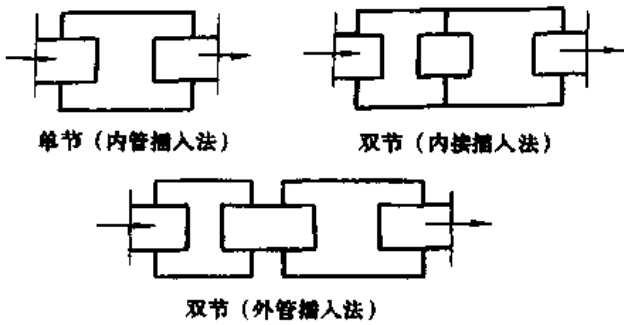


图 7-7 抗性消声器

吸声结构,它具有孔径直径(d)、孔径厚(t)和腔深(D)所决定的固有频率。当外界噪声频率和共振吸声结构的固有频率相同时,引起小孔孔径处空气柱强烈共振,空气柱与颈壁剧烈摩擦,从而消耗了声能,起到消声的作用。这种消声器对噪声的频带有强烈的选择性,在较窄的噪声频带范围内有较好的消声效果,常用来消除低频噪声。

(4) 宽频带复合式消声器。这种消声器集中了上述三种(阻性、抗性和共振性)消声器的优点,弥补了单独使用的不足,从低频到高频范围内都具有良好的消声效果,故称为宽频带复合式消声器。图 7-9 为阻抗复合式消声器。此外还有阻、共振式消声器。

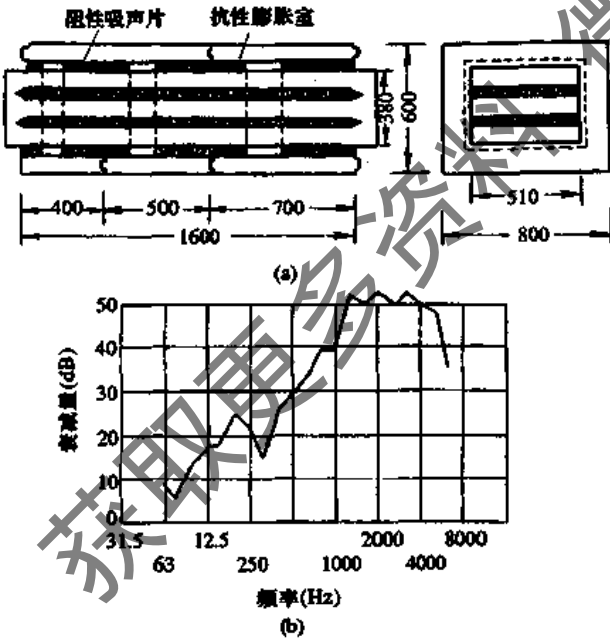


图 7-9 阻抗复合式消声器

宽频带复合式消声器对低频和部分中频噪声的降低是利用管道截面的突变的抗性消声原理和腔面构成的共振吸声来达到,对高频及大部分中频噪声的降低则是利用多孔吸声来吸收掉。

阻抗复合式消声器一般由用吸声材料制成的阻性吸

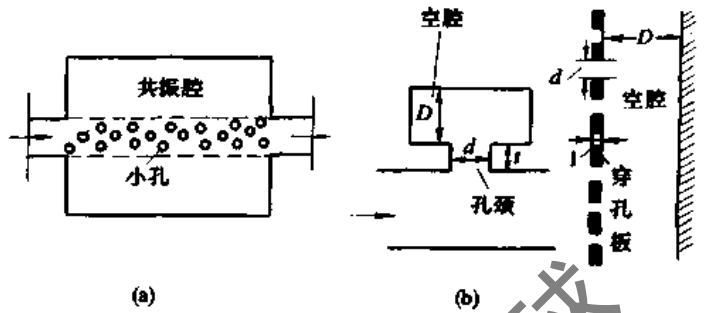


图 7-8 共振性消声器
(a)结构示意图;(b)共振吸声结构

声片和若干个抗性膨胀室组成,如图 7-9(a)所示。这种消声器对低频噪声的消声性能好,如 1.2m 长的阻抗复合式消声器对低频声的消声量可达 10~20dB。如图 7-9(b)所示。

金属微穿孔板消声器的微穿孔板厚和孔径均小于 1mm,如图 7-10 所示。微孔有较大的声阻,吸声性能好。并且由于消声器边壁设置共振腔,微孔与共振腔组成一个共振系统,因此消声频程宽,空气阻力小,当风速在 15m/s 以下时可以忽略其阻力。又因消声器不使用吸声材料,因此不起尘。适用于净化空调系统中。

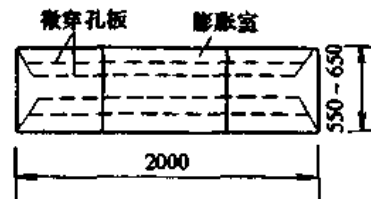


图 7-10 微穿孔板消声器

7.3.3 对消声器性能的评价

评价消声器的性能,主要从声学性能、空气动力性能和结构性能三个方面来考虑。

1. 声学性能

消声器的声学性能包括消声量的大小和消声效率范围宽窄这两个方面。消声器应根据声源的特点,使在所需要消声的频率范围内有足够大的消声量。否则,消声器的消声频率范围也较宽,消声量也较大,如果恰好在所需要消声的频率范围上消声效果不好,也往往得不到理想的结果。

2. 空气动力性能

消声器的空气动力性能是评价消声性能好坏的另一项重要指标。它是指消声器对气流阻力的大小。消声器的空气动力性能通常用阻力系数或阻力损失来表示。阻力损失分两类,即摩擦阻力损失和局部阻力损失。

3. 结构性能

消声器的结构性能是它的外形尺寸,坚固程度,维护要求,使用寿命等,也是评价消声器的性能的一项指标。好的消声器除应具有好的声学性能和空气动力性能

外,还应具有体积小,重量轻,结构简单、造型美观,加工方便,坚固耐用,使用寿命长,维护简便和造价便宜等特点。

三个方面的性能是互相联系和互相制约的。例如对消声器的消声性能是在所需消声频率范围内,消声量越大越好。但只顾及消声量而较大地增加空气阻力,有时也是得不偿失的。如果消声器的声学性能和空气动力性能都很好,但体积过大,易损坏且造价极高也是不适用的。

7.4 空调系统的消声

7.4.1 空调系统中噪声的自然衰减和再生

1. 空调系统中噪声的自然衰减

空调系统中的噪声在经过风管向室内的传播过程中,由于空气的流动对管壁的摩擦,使部分声能转换成热能,由于管道断面的突然扩大与缩小使部分声能被反射而造成噪声在传递过程中的衰减。

(1) 直管的噪声衰减。直管道的自然衰减与管道周长、长度及管壁吸声系数成正比,与管道截面积成反比。金属管道的噪声衰减量见表 7-6。

表 7-6 金属矩形和圆形风管内的衰减量

最大边尺寸或直径 (mm)		衰减量(dB/m)				
		各倍频带中心频率(Hz)				
		63	125	250	500	>1000
矩形管	0.075~0.2	0.6	0.6	0.45	0.3	0.3
	0.2~0.4	0.6	0.6	0.45	0.3	0.2
	0.4~0.8	0.6	0.6	0.3	0.15	0.15
	0.8~1.6	0.45	0.3	0.15	0.1	0.06
圆形管	0.075~0.2	0.1	0.1	0.15	0.15	0.3
	0.2~0.4	0.05	0.1	0.1	0.15	0.2
	0.4~0.8	0.03	0.06	0.06	0.1	0.15
	0.8~1.6	0.03	0.03	0.03	0.06	0.06

(2) 弯头的自然衰减。弯头的噪声自然衰减量见表 7-7 和表 7-8。表 7-8 中弯头内衬材料长度必须为弯头宽度的 2 倍,且内衬材料的厚度必须为风管宽度的 10%。

表 7-7 圆形弯头的噪声自然衰减量

直径 (mm)	各倍频带中心频率(Hz)						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0.125~0.25	-	-	-	1	2	3	3
0.28~0.5	-	-	1	2	3	3	3
0.53~1.00	-	1	2	3	3	3	3
1.05~2.00	1	2	3	3	3	3	3

表 7-8 没有导流片的方形弯头的衰减量

	风管宽度 (m)	衰减量(dB)						
		各倍频带中心频率(Hz)						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
无内衬	0.125	-	-	-	6	8	4	3
	0.250	-	-	6	8	4	3	3
	0.500	-	6	8	4	3	3	3
	1.000	6	8	4	3	3	3	3
弯头前内衬	0.125	-	-	-	6	8	6	8
	0.250	-	-	6	8	6	8	11
	0.500	-	6	8	6	8	11	11
	1.000	6	8	6	8	11	11	11
弯头后内衬	0.125	-	-	-	7	11	11	11
	0.250	-	-	7	11	11	10	10
	0.500	-	7	11	10	10	10	10
	1.000	7	11	10	10	10	10	10
弯头前后内衬	0.125	-	-	-	7	12	14	16
	0.250	-	-	7	12	14	16	18
	0.500	-	7	12	14	16	18	18
	1.000	7	12	14	16	18	18	18

(3) 分支三通衰减量见图 7-11(适用于各种频率)。

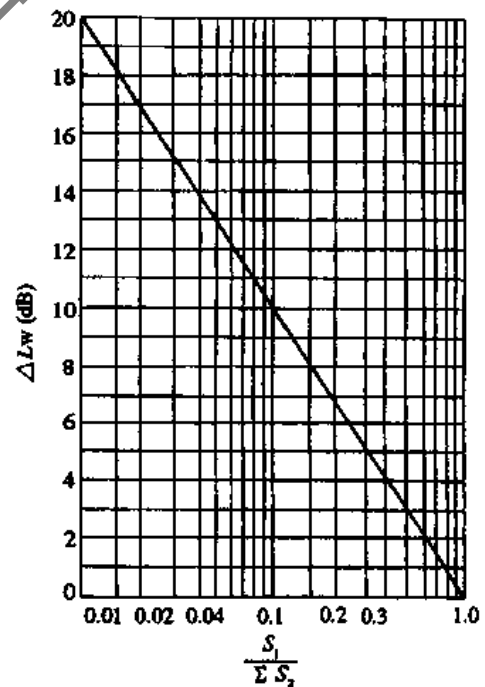


图 7-11 与每个分支管的面积和分支管总面积的比值有关的分支管噪声衰减量

(4) 变径管的衰减。

1) 单变径管各频率的衰减量按下式计算:

$$\Delta L = 10 \lg \frac{(S_2/S_1 + 1)^2}{4S_2/S_1} \text{ (dB)} \quad (7-13)$$

式中 S_1 ——变径前面的面积 (m^2);

S_2 ——变径后面的面积 (m^2)。

单变径管噪声衰减量(适用于各频率)见图 7-12。

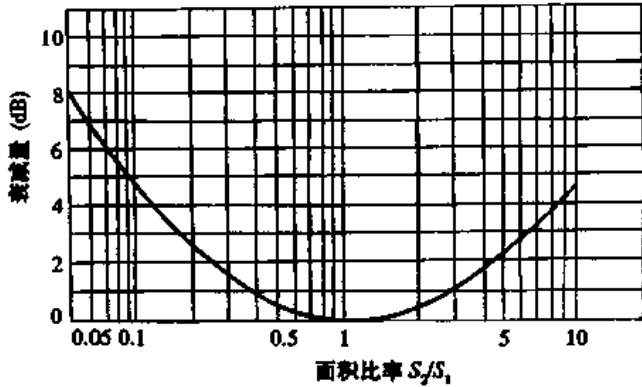


图 7-12 单变径管噪声衰减量(适用于各频率)

2) 双变径管各频率的衰减量按下式计算:

$$\Delta L = 10 \lg \left\{ 1 + \left[\frac{(S_2/S_1)^2 - 1}{2S_2/S_1} \sin 2\pi \cdot \frac{l}{\lambda} \right]^2 \right\} \text{ (dB)} \quad (7-14)$$

式中 l ——双变径管的长度 (m);

λ ——声波波长 (m), 常温下 $\lambda = 340/f$ 。最大衰减量为 8dB。

(5) 风口反射的噪声自然衰减。风口反射的噪声自然衰减量 ΔL 与频率 f 和风口尺寸特性的乘积及风口位置有关, 如图 7-13 所示。正方形风口 c 为一边长度, 矩形风口 $c = \sqrt{ab}$, a, b 为风口的长和高。圆形风口 $c = D$ (直径)。

2. 空调系统中系统部件噪声的再生

(1) 风管气流再生噪声。直风管气流再生噪声按下式计算, 并按表 7-9 修正。

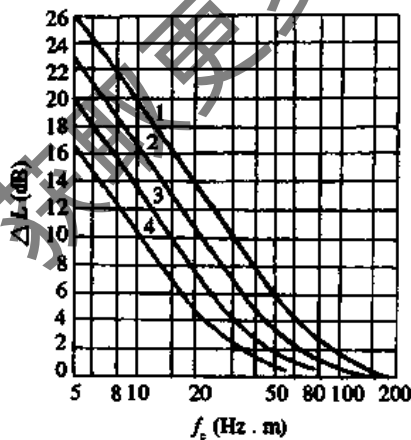


图 7-13 风管端部反射损失 ΔL 与 fc 和出口位置的函数关系

1-房间的中央; 2-墙的中央; 3-顶和墙交线的中间; 4-房间的一个拐角

表 7-9 各倍频带的修正值

频率(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值(dB)	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-13	-20

$$L_w = 10 + 50 \lg v + 10 \lg S \text{ (dB)} \quad (7-15)$$

式中 v ——管内空气流速 (m/s);

S ——风管断面积 (m^2)。

(2) 弯头的气流再生噪声。弯头的气流再生噪声功率级 L_w 用下式计算:

$$L_w = L'_w + 10 \lg \Delta f + 30 \lg d_r + 50 \lg v \text{ (dB)} \quad (7-16)$$

式中 L'_w ——弯头的比声功率级是 N_{sr} 的函数;

$N_{sr} = \frac{f d_r}{v}$ 对于方形和矩形弯头可按图 7-14 和图

7-15 查得。而圆形弯头用 $\frac{r}{d_u} = 0.15$ 从图

7-16 中查得, 并用图 7-17 修正;

Δf ——中心频率下限, 即 $f/\sqrt{2}$ Hz 见表 7-10;

f ——各倍频程中心频率 (Hz);

d_r ——当量直径 (m)。矩形 $d_r = \frac{2ab}{a+b}$, 圆形 $d_r = d$ (直径);

S ——截面积 (m^2);

v ——风速 (m/s)。

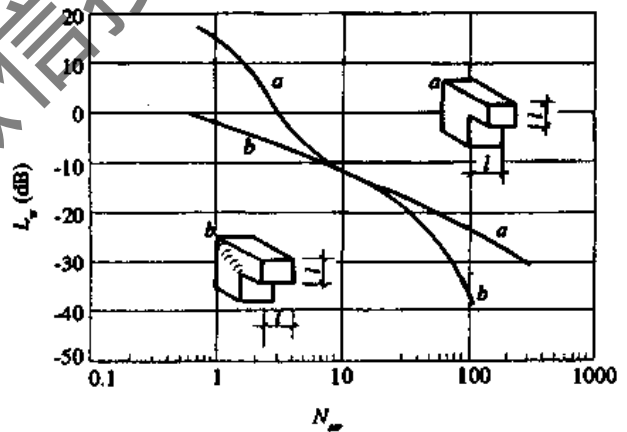


图 7-14 方形弯头的比声功率级与 N_{sr} 的函数关系

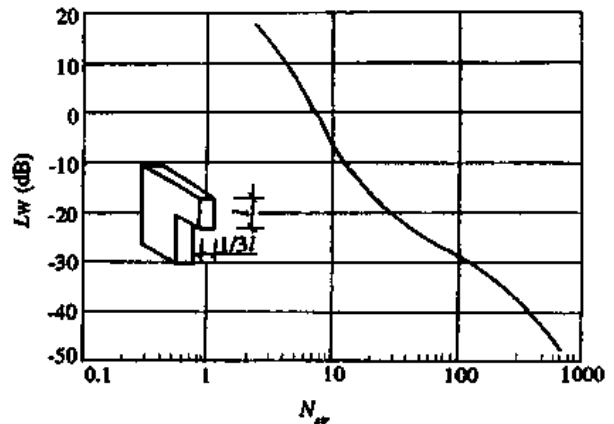


图 7-15 矩形弯头的比声功率级与 N_{sr} 的函数关系

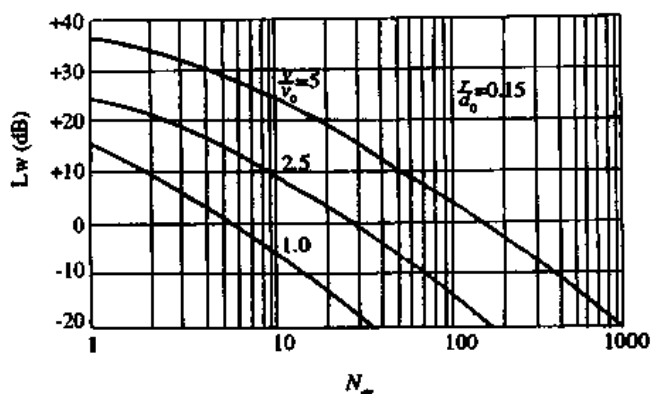
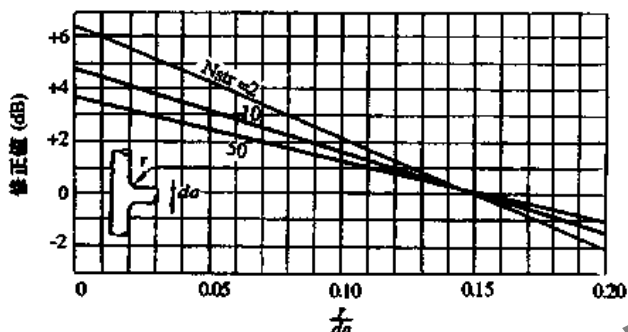


图 7-16 圆形弯头或分叉管的比声功率级与 N_w 和分叉管的进入和出口风速比率的函数关系



7-17 弯头或分叉管内弯曲半径(r)与直径(da)比值的修正值

表 7-10 $10\lg\Delta f$ 的各倍频带的数值

f	各倍频带中心频率(Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta f = f/\sqrt{2}$	44	88	177	354	707	1414	2828	5657
$10\lg\Delta f$	16	19	22	25	28	32	35	38

(3) 分叉管(三通)。

分叉管的声功率级可用下式计算:

$$L_w = L'_w + 10\lg\Delta f + 30\lg v_e + 50\lg v_a \text{ (dB)} \quad (7-17)$$

式中 L'_w ——分叉管比声功率级 (dB)。根据 $\frac{v}{v_0}$ 的值

从图 7-16 查得;

v ——进入分叉管的流速, (m/s);

v_e ——离开分叉管(三通)的流速, (m/s)。

(4) 变径管的气流再生噪声。变径管的气流再生噪声的声功率级用下列公式和图 7-18 求得:

$$L_w = A + B\lg v - 3K \text{ (dB)} \quad (7-18)$$

式中 A 、 B ——系数。依据各倍频带中心频率确定, 见表 7-11;

v ——进入变径管的空气流速 (m/s);

K ——系数, 根据变径管的角度, 从图 7-19 求得。

(5) 出风口。

1) 定风速的扩散型出风口产生的气流再生噪声的声功率级。

表 7-11 系数 A 和 B

f	各倍频带中心频率(Hz)					
	63	125	250	500	1000	2000
A	47.2	48.6	52.8	52.8	54.2	57.2
B	27.3	22.9	15.2	13.0	9.8	5.3

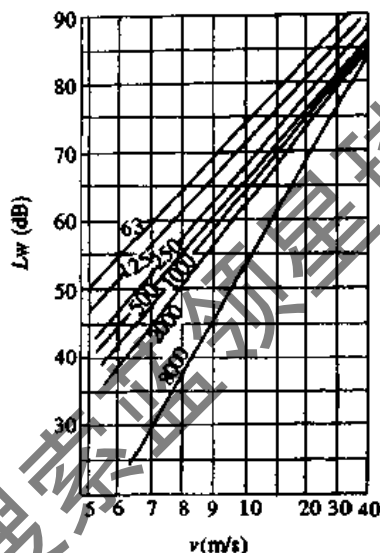


图 7-18 以进入流速为函数的变径管的声功率级

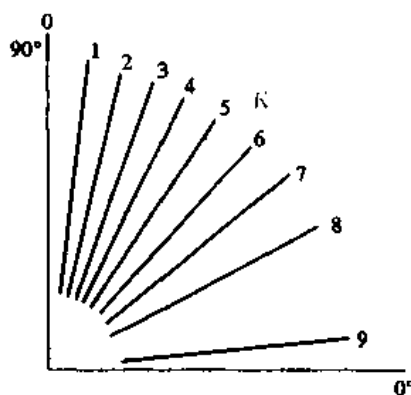


图 7-19 以变径管角度为函数的修正系数 K

$$L_w = L'_w + 10\lg\Delta f + 30\lg(dv) \text{ (dB)} \quad (7-19)$$

式中 L'_w ——比声功率级, 可从图 7-20 查出;

Δf ——中心频率下限, 见表 7-10;

d ——散流器喉颈部直径 (m);

v ——颈部空气流速, (m/s)。

2) 穿孔板的气流再生噪声的声功率级。

$$L_w = 15 + 60\lg v + 30\lg\xi + 10\lg S \text{ (dB)} \quad (7-20)$$

式中 v ——孔板前的气流流速 (m/s);

ξ ——孔板阻力系数, 由表 7-12 查得;

S ——穿孔板的总面积 (m^2)。

这个声功率级对所有频率是相等的。

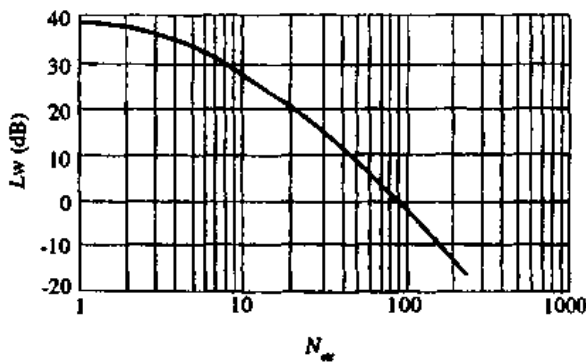


图 7-20 以 N_w 为函数的定风速扩散型风口的比声功率级

表 7-12 穿孔板和格栅的阻力系数

总风速 (m/s)	有效面积(%)							
	10	20	30	40	50	60	70	80
0.5	110	30	12	6.0	3.6	2.3	1.8	1.4
1.0	120	33	13	6.8	4.1	2.7	2.1	1.6
1.5	128	36	14.5	7.4	4.6	3.0	2.3	1.8
2.0	134	39	15.5	7.8	4.9	3.2	2.5	1.9
2.5	140	40	16.5	8.3	5.2	3.4	2.6	2.0
3.0	146	41	17.5	8.6	5.5	3.7	2.8	2.1

3) 可调百叶和格栅风口。根据有效面积 S_E 为 0.01 m^2 中流速为函数关系的 A 档声级, 见图 7-21 所示, 当面积 S_E 不等于 0.01 m^2 时, 应再加一个 $10 \lg \frac{S_E}{0.01}$ 。

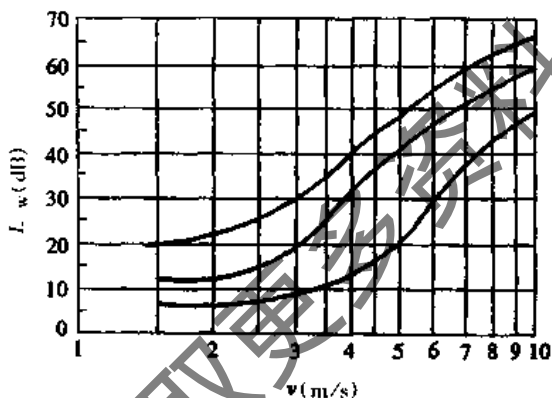


图 7-21 以有效面积中空气流速为函数的通风(调温)装置的 A 声级

1-定风速的扩散型出风口; 2-可调节的百叶及格栅出风口; 3-穿孔板出风口

(6) 阀门的气流再生噪声的声功率级。阀门的气流再生噪声倍频程声功率级按下式求得:

$$L_w = L'_w + 10 \lg S + 55 \lg v + K \quad (7-21)$$

式中 L'_w ——阀门比声功率级, 由阀门叶片角度决定:

$$\theta = 0^\circ \quad L'_w = 30 \text{ dB};$$

$$\theta = 45^\circ \quad L'_w = 42 \text{ dB};$$

$$\theta = 65^\circ \quad L'_w = 51 \text{ dB};$$

v ——管道内气流平均流速 (m/s);

S ——管道内截面积 (m^2);

K ——修正值, 见表 7-13。

表 7-13 修正系数

倍频带中心频率	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\theta = 0^\circ$	-4	-5	-5	-9	-14	-19	-24	-29
$\theta = 45^\circ$	-7	-5	-6	-9	-13	-12	-7	-13
$\theta = 65^\circ$	-10	-7	-4	-5	-9	-9	-3	-10

7.4.2 减少空调系统噪声的主要措施

对于已建成投入运行的空调系统, 如果房间内的噪声确实过高, 且已超过工艺、工作、生活等方面的噪声要求标准时, 就应采取一定的措施来减少空调系统的噪声。常用的方法有:

(1) 降低风机的运行噪声, 可以从几个方面来考虑。采用高效率低噪声风机, 尽可能采用叶片后倾的离心式风机, 且使风机运行的工作点处于或接近于风机的最高效率点, 此时风机运行产生的噪声功率级最低, 风机尽量采用直联型或联轴器传动方式, 以避免由于皮带传动所产生的噪声, 对于采用皮带传动的风机, 应经常检查皮带的松紧程度并进行必要的处理。以避免由于传动皮带过松时打滑而产生的摩擦噪声。事实证明, 由于传动皮带过松时打滑而产生的噪声比正常运转时产生的噪声大 $4 \sim 5 \text{ dB}$ 左右。因此定期的巡视检查设备的运行状况和进行必要的处理是很重要的。

(2) 当系统的送风量一定时, 所使用风机的剩余压头越高, 其噪声也越大。

如 4-72 离心风机 No8C, 当 $n = 800 \text{ r/min}$, $Q = 10000 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 608 \text{ Pa}$, 在最高效率运行时的风机的噪声功率级为:

$$L_{w1} = 5 + 10 \lg 10000 + 20 \lg 608 = 100.68 \text{ (dB)}$$

如果风机 $Q = 10000 \text{ m}^3/\text{h}$ 保持不变, 使 H 增加到 758 Pa 时, 其风机运行的噪声功率级增加:

$$\Delta L_w = [5 + 10 \lg 10000 + 20 \lg 758] - 100.68 = 2 \text{ (dB)}$$

由此看出, 由风机运行中剩余压头所造成的噪声是不可忽视的。

(3) 空调系统在运行中, 如允许加大送风温差, 从而可以减少系统的送风量, 相应地也降低了系统的管路阻力, 同时也降低了风机运行中叶轮的线速度, 从而达到降低噪声的目的。

(4) 风机进、出口处的柔性接头应做好维护, 其长度一般为 $100 \sim 150 \text{ mm}$, 且不宜超过 150 mm , 如果发现破损、穿孔老化变硬等现象应及时更换, 以免由于穿孔处漏风而造成的哨声增加了噪声和由于软接头硬化而失去其隔振作用后, 使系统运行噪声增加, 同时增加振动噪声通过管道的传播。

(5) 降低风管内的空气流速, 对于消声要求不高的系统, 使主风道内空气流速 $\geq 8 \text{ m/s}$, 对于消声要求严格的系统使空气流速 $\geq 5 \text{ m/s}$ 。

(6) 做好风机、电机及其他运转设备的减振台座的正常维护, 如发现减振台座受力不平衡或其中某一个或几个减振器损坏则应对其进行调整或修理或更换, 以减

少由于风机、电机的振动而产生的噪声。

(7) 如果在运行中发现送、回风管路(尤以送风管路为多见)发生喘振时应及时采取措施予以消除,以减少振动造成的噪声。

(8) 对空调系统中使用的消声器应定期检查、清洗。尤其对于内壁微穿孔的如阻性消声器和阻、抗复合式消声器,由于运行时间较长,或维护不当而使微穿孔堵塞,将会使消声器的性能变差或失去消声效果,此时则应考虑清洗、维护修理或更换部分部件,直至更换整个消声器。

(9) 如发现风路中的风阀叶片松动时应及时固定好,阻止气流冲击叶片发生振动的噪声。

7.4.3 空调系统中消声器消声量的确定

在空调系统中,对于已不能再使用,且已无修复价值的消声器的更换原则上应该购置或制做原型号、规格的消声器。如果缺乏原消声器的有关资料时,应对常用的阻性、抗性、共振性、宽频程复合式消声器的特点进行分析比较后,根据系统情况重新选定消声器的型号、规格。

在对消声器进行选择时,应首先决定消声器在各倍频程的消声量。消声器的消声量应按下面程序进行。

(1) 计算风机在各频段的总声功率级,可按式(7-4)、(7-9)、(7-10)、(7-11)计算。

(2) 由表 7-4 查出风机各频程修正值 Δb 。

(3) 计算风机各频程声功率级,由 1、2 项之差求得 L_{w1} 。

(4) 计算系统中管路噪声自然衰减之和 L_{w2} 。

(5) 计算气流再生噪声量 L_{w3} 。对于已考虑噪声要求的系统,确定风管内风速为低速风道系统可不考虑此项,对于高速空调系统则计算该项。

(6) 计算风口处的声功率级为 $L_{w1} - L_{w2} + L_{w3}$ 。

(7) 确定室内允许的标准声压级 L_{w4} ,可由图 7-1 和表 7-1 确定。

(8) 消声器应承担的消声量 $\Delta L_w = (L_{w1} - L_{w2} + L_{w3}) - L_{w4}$ 。

7.5 空调系统的减振

7.5.1 概述

空调系统中的运转设备,如风机、水泵、制冷压缩机等,在运行中由于其本身在制造中材料的不均匀,加工装配时的误差等原因,使质量分布不均匀和转动中心之间存在着偏心,在作旋转运动时就产生惯性力,这种不平衡的惯性力是机器设备产生振动的根本原因。运转设备的振动除了以噪声的形式通过空气传播到空调房间,还要通过设备的支承结构(如楼板或基础)或连接管道进行传播。如运转中的风机所产生的振动可能传给基础,再以弹性波的形式从风机基础沿建筑结构传到其他房间,又以噪声的形式把能量传给空气,这种传声被称为固体声。这些振动有时会影响人的身体健康,或者影响产品的质量,有时还会危及支承结构和设备本身的安全。因此须采取必要的减振措施。

振源强烈的振动会使精密设备加工的产品质量达不到要求,成品率下降或大量报废,使仪表失灵,计量不准,精度和使用寿命降低等。因此对于精密加工、计量、仪表类空调房间则必须减少空调设备的振动对其影响。

机器设备的振动也常会影响人的舒适感,降低工作效率,有时会影响人的健康和安全。实践证明,振动会刺激人的中枢神经系统,使人烦躁不安,破坏人的视觉和听觉器官的功能,长期的强烈振动作用会损害人的健康甚至使之丧失劳动力。

强烈的振动还可能会导致建筑物沉陷,构件开裂或失去稳定,危及建筑物的安全。因此,国家对各种条件允许的振动都做了相应的规定。

在振源和它的基础之间安装弹性减振构件,可以减轻振动力通过基础传出,这种方式称为积极隔振,如果在仪器仪表和其基础之间安装弹性减振元件,以减轻外界振动对其影响,此种方式称为消极隔振。

评价隔振效果的物理量中,最常用的是振动传递率 T ,它表示通过减振系统传递到支承结构的传递力 F 与振源振动总干扰力 F_0 之比,即:

$$T = F/F_0$$

如果忽略阻尼,则减振传递率为:

$$T = \left| \frac{1}{1 - \left(\frac{f}{f_0}\right)^2} \right| \quad (7-22)$$

式中 f_0 ——弹性减振体系(振源与减振器的组合体)的固有频率(Hz)。

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{\delta}}$$

f ——振源干扰力的频率(Hz)。 $f = \frac{n}{60}$;

n ——振源的转速(r/min);

δ ——振源不振动时,弹性构件的静态压缩量(cm)。

式(7-22)也可用图 7-22 表示。

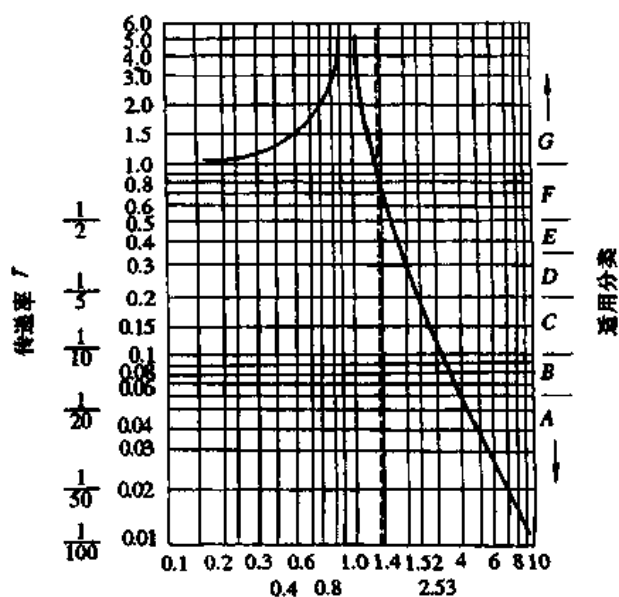


图 7-22 减振传递曲线

由式(7-22)和图 7-22 可看出:

(1) 当 $f < f_0$ 即 $\frac{f}{f_0} < 1$ 时, 则 $T > 1$, 这时干扰力全部通过减振器传递给支承结构, 减振系统起不到减振作用。

(2) 当 $f = f_0$ 即 $\frac{f}{f_0} = 1$, 则 $T \rightarrow \infty$, 表示系统将会发生共振, 这时减振系统不仅起不到减振作用, 还会加剧系统的振动。

(3) 当 $f/f_0 > \sqrt{2}$ 时, 则 $T < 1$, 此时减振器起到减振作用。

在理论上, f/f_0 值越大, 则减振效果越好。但实际上, f/f_0 越大, 不仅造价越高, 而且减振效果的速率减低。通常在工程上取 f/f_0 为 3 左右。

根据减振要求的标准, 利用 f_0 与 δ 的关系, 可以进行减振器的选择和计算。将 $f_0 = \frac{5}{\sqrt{\delta}}$, $f = \frac{n}{60}$ 代入式(7-22)可得: $\delta = 25/f_0^2(\text{cm})$ 和 $\delta = \frac{9 \times 10^4}{Tn^2}(\text{cm})$ 。T 用百分数表示时, 则可写成:

$$\delta = \frac{9 \times 10^6}{T\% \times n^2}(\text{cm}) \quad (7-23)$$

利用式(7-23)可制成线算图。如图 7-23。

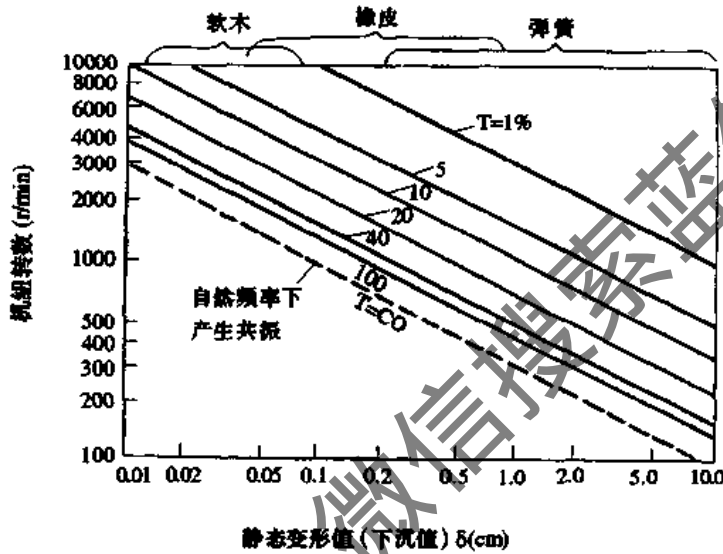


图 7-23 减振基础计算曲线

7.5.2 设备减振台座的常用形式及常用减振器

1. 设备减振台座的常用形式

(1) 钢筋混凝土台座。钢筋混凝土减振台座是用型

钢制作成围框, 并在围框内布置钢筋, 再浇筑混凝土制成。其形式如图 7-24 所示。

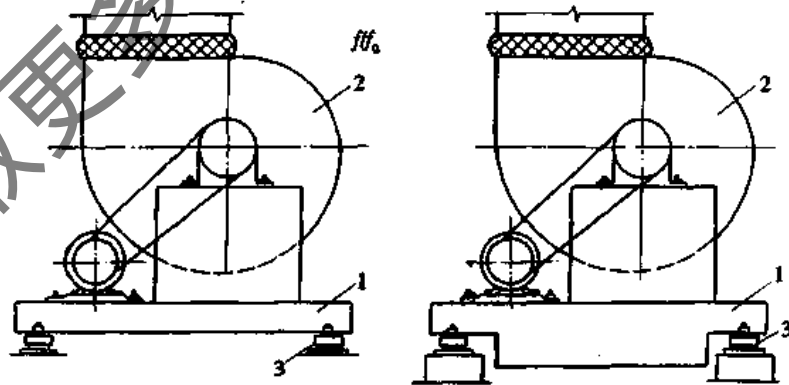


图 7-24 钢筋混凝土台座

1-台座; 2-设备; 3-隔振器

这类减振台座重量大、台座振动小, 运行比较平稳, 但制做较复杂, 安装也不太方便。

(2) 型钢台座。用型钢焊接或用螺栓连接制成, 其形式见图 7-25。

这类减振台座的特点是重量轻, 制做安装均方便, 可以现场加工。应用比较普遍, 尤其当运转设备安装在楼层或层面时一般均采用此种台座, 但此类台座振动较大。

对于钢筋混凝土平板型的基座其厚度 H 一般可取

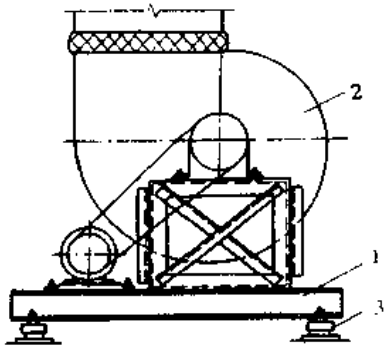


图 7-25 型钢台座
1-台座;2-设备;3-减振器

基座的长度 L 的 $1/10$;对于型钢结构的基座,其基座承重梁挠度不大于 $L/500$ 。对于高重心的设备,一般基座宽度接近于设备重心高度。对于往复式运动的机械多采用 T 型钢筋混凝土基座,以降低机组重心,保证减振系统的稳定性。

对于中低压离心风机,采用型钢基座时的型钢用料见表 7-14。

表 7-14 中低压离心风机隔振基座型钢用料

传动方式	机号	基础槽钢型号	支架角钢型号
A	2.8~3.6	[5	L50×6
	4~5	[6.3	L63×6
D C E	6	[8	L70×6
	8	[12.6	L70×6
	10	[12.6	L70×6
	12	[14a	L75×6
B E	14	[16a	L75×6
	16	[18a	L80×8
	18	[20a	L80×8
	20	[22a	L80×8

注:支架为支承电机及轴承箱的架子。

(3) 减振基座结构形式的确定原则。

1) 高压离心风机一般采用钢筋混凝土平板型结构基座或槽钢钢筋混凝土混合型结构基座(槽钢边框内上下焊双向钢筋再浇混凝土),既有一定的钢度和质量,又可比钢筋混凝土基座厚度小,支架则使用槽钢制作以增加其钢度。

2) 中低压离心风机一般采用型钢结构的基座。

3) 压缩机或压缩机组以及其他高重心的设备,一般采用钢筋混凝土 T 形结构基座。

4) 对于冷水机组和压缩式制冷机组的制冷设备,一般宜采用型钢钢筋混凝土混合结构基座。

5) 水泵减振基座宜采用钢筋混凝土基座。

6) 每台设备宜单独采用减振基座,一般不宜做成多台联合基座形式。

2. 常用的减振器

(1) 弹簧减振器。弹簧减振器是由单个或数个相同尺寸的弹簧和铸铁(或塑料)护罩所组成。如图 7-26 为

扬州市华振电子消防设备厂生产的 TJ1 型弹簧减振器的构造图。由于弹簧减振器的固有频率低,静态压缩量大,承载能力大,减振效果好,且性能稳定,因此应用较广泛。

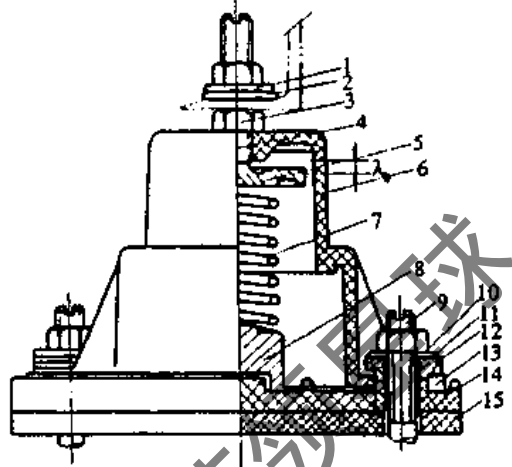


图 7-26 TJ1-10 结构
TJ1-1A~8A

1-弹簧垫圈;2-垫圈;3-螺母;4-螺栓;5-定位板;6-上外罩;7-弹簧;8-基块;9-地脚螺栓;10-底座;11-橡胶垫圈;12-胶木螺栓;13-下外罩;14-底座;15-橡胶垫板

(2) 橡胶减振器。橡胶减振器是采用经硫化处理的耐油丁腈橡胶作为其减振弹性体,并粘结在内外金属环上受剪切力的作用,因此称为橡胶剪切减振器。它有较低的固有频率和足够的阻尼,减振效果好,安装和更换都比较方便,且价格也较低。但易于老化。图 7-27 为国产 JG 型橡胶剪切减振器的示意图。

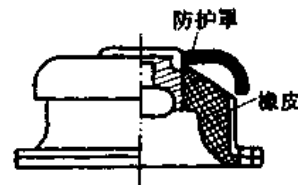


图 7-27 JG 型橡胶剪切减振器

(3) 金属弹簧与橡胶组合减振器。当采用橡胶剪切减振器满足不了减振要求,采用金属弹簧又阻尼不足时,可使用金属弹簧与橡胶组合减振器。此类减振器有并联和串联两种,如图 7-28 所示。

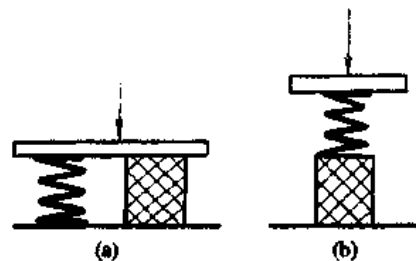


图 7-28 金属弹簧与橡胶组合减振器
(a) 并联;(b) 串联

对于使用减振台座时,可参阅由原第四机械工业部第十设计研究院编制的,原国家建委建筑科学研究院审

4-72-11

定的使用 TJ₁ 型弹簧减振器的 CG328 < 型离

B4-72-11

心风机减振台座 > 重复使用图集及由上海工业建筑设计院编制的的使用 JG 型减振器的 CG327 < 离心风机减振台座图集 > 等。

3. 减振器使用应注意的问题

(1) 一般当设备转速 $n > 1500\text{r}/\text{min}$ 时,宜使用橡胶、软木等弹性材料垫块或橡胶减振器,设备转速 $\leq 1500\text{r}/\text{min}$ 时宜使用弹簧减振器。

(2) 减振器承受的荷载应大于允许荷载的 5% ~ 10%, 但不应超过允许工作荷载。

(3) 如使用橡胶减振器时,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 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$ 考虑。设备旋转频率 f 与橡胶

减振器垂直方向的自振频率 f_0 之比应大于 3。橡胶减振器应尽量避免太阳直射或与油类接触。

(4) 使用弹簧减振器时,设备的旋转频率 f 与弹簧减振器垂直方向的自振频率 f_0 之比应 ≥ 2.0 。如果其共振振幅较大时,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,否则易发生摇晃。如果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,可以加大减振台座的重量及尺寸,使形体重心下降,以确保设备运转平稳。

(6) 减振器的使用数量。在一个减振台座上不得少于 4 个。

(7) 为了减少设备的振动通过管道的传递量,水泵、风机的进出口必须使用隔振软接头。

(8) 在自行加工制做减振器时,为了保证稳定,对于弹簧减振器,弹簧可做得胖短些。一般地,对于压缩性弹簧,弹簧的自由高度 \geq 直径的两倍。橡胶、软木类的减振垫,其静态压缩量 δ 一般在 10mm 以内,不宜过大。

获取更多资料 微信搜索 蓝盾图书

8 空调的控制系统

8.1 空调系统的自动调节和控制内容

我们知道,空调的任务就是按照设计指标维持空调房间内的空气温度、相对湿度、洁净度及工作区的气流速度(即所谓“四度”)在一定基准值或某一范围内,以满足人们生产和生活的需要。

因此,一个空调系统包括:空调房间,空气的处理设备(加热、冷却、加湿、净化设备等),空气输送系统(风机、风管、风口等)以及为空调的空气处理系统提供冷量、热量的供冷系统和供热系统及其他辅助系统。根据空调房间要求的室内参数情况及精度,空调的运行调节系统既有简单的单回路自动控制系统,又有采用多回路、多功能的节能自动控制系统。在自动调节装置方面,既有采用简易、廉价的调节器,也有采用专用、多功能、系列化的调节器控制系统,更有采用可编程序控制器及微型计算机作为空调控制系统中数据处理、监督和控制的系统。

不论采用什么样的控制系统,什么样的调节器,其目的都是实现空调系统的自动控制,因而自动控制的任务就是对以空调房间为主要调节对象的空调系统的主要要求保证的参数进行自动的检测、自动的调节以及有关的信号报警和联锁保护控制以及制冷系统的自动控制和供热、供热与空调配合的自动控制、测量等,以保证空调系统的正常运行。

8.1.1 空调系统的自动调节和控制主要内容

空调系统的自动调节和控制主要包括以下内容:

- (1) 空调房间的温度、湿度的检测与调节。
- (2) 新风干、湿球温度的检测与报警。
- (3) 一、二次混合风温度的检测与调节。
- (4) 回风温、湿度的检测与调节。
- (5) 送风温、湿度的检测与调节。
- (6) 表面冷却器出口空气温度的检测。
- (7) 淋水室“露点”温度的检测与调节。
- (8) 喷水室或表面冷却器输水泵出口喷水水压的检测和调节。
- (9) 喷水室或表面冷却器出口冷水温度的检测。
- (10) 运行工况的自动转换。
- (11) 空调设备工作的自动联锁与保护。
- (12) 喷水室或表面冷却器用冷水温度或压力的自动调节。
- (13) 空气过滤器进出口静压差的检测,显示与报警。
- (14) 变风量空调系统风管静压的检测与调节。
- (15) 空调房间内要求的正(负)静压的检测与控制。
- (16) 制冷系统中各部分温度、压力、流量的检测、调节、报警、连锁与保护。

8.1.2 空调自动控制中常用的术语

(1) 调节对象。指自动控制系统中需要进行控制的设备或生产过程的一部分或全部。如空调房间、空气处理设备、冷热源装置等,简称对象。

(2) 调节参数。在空调系统中,为维持各环节的空气温度恒定在允许范围内变化的称做调节参数,或叫被调量。例如需要把房间温度维持在一定范围内,那么房间温度就称为调节参数。

(3) 给定值。对调节参数的规定值,即需要保持恒定或预先规定的规律随时间而变化的数值叫做给定值。例如空调房间要求温度、湿度值为:24℃、50%。这个预先规定的24℃和50%就是室内参数的给定值。

(4) 偏差。调节参数的实际值与给定值之间的偏差值称为偏差。它是调节器的输入信号,也是反馈控制系统用于控制的信号。如某空调房间要求室内温度为20℃,而经过调节系统调节后的房间温度为21℃,则 $21 - 20 = 1℃$ 即为偏差。偏差有动态偏差即动差和静态偏差即静差之分。

(5) 扰动。引起调节参数产生偏差的原因称为扰动或干扰。如室温调节产生的偏差可能会由于室外天气的变化或由于调节加热器的热媒的温度或流量而引起,则室外天气的变化、热媒温度或流量的变化就是干扰。

(6) 敏感元件。用来感受调节参数大小并输出信号的部件称作敏感元件,又称为测量元件及一次仪表等。如装在室内的电阻温度计将室内温度信号转变为电阻信号输入到调节器的输入端,达到室内温度自动调节的目的。

(7) 调节器。指令执行机构动作的二次仪表或装置称为调节器,又称为控制器,在自动控制系统中将被控量的实测值检测信号与给定值进行比较,检测偏差并对偏差进行运算,按照预定的调节规律发出调节指令的部分。

(8) 执行机构。接受控制机构(调节器)的指令并驱使调节机构动作的装置称为执行机构。

(9) 调节机构。直接影响和调节被调参数的机构称为调节机构。如双通或三通调节阀,风量调节阀等。

8.1.3 空调系统的特性

1. 多干扰性

空调系统在全年或全天的运行中,由于外部条件(如气温、太阳辐射、风、晴、阴、雨)和内部条件(如空调房间中设备、照明的启、停和投入运行的多少,以及工作人员的增、减等)的变化,都将对空调系统在运行中形成干扰。因此空调系统具有多干扰性。

空调系统在运行过程中将会受到如下的热干扰:

(1) 太阳辐射。通过空调房间的外窗进入室内的太阳辐射热将受到天气阴晴变化的影响。

(2) 室外空气温度。由于室内外温差的变化而引起室内外传热量的变化形成对空调房间内温度的影响。

(3) 室外空气的渗透。室外空气通过空调房间的门、窗缝隙进入室内,造成对室内温度的影响。

(4) 新风。为了满足室内卫生需要和正压以及排风等因素而采用室外空气量的变化,造成对空调房间内温度的影响。

(5) 由于空调房间内照明、机电设备的开启和停止及投入的数量变化以及室内工作人员的增减都将直接影响到室内温度的变化。

(6) 电加热器电压的波动,热水加热器使用的热水温度、流量的变化也将会直接影响到空调房间内温度的波动。

空调系统在运行中受到的湿干扰为:

- (1) 露点参数的波动(指定露点空调系统)。
- (2) 室内散湿量的变化。
- (3) 室内吸湿性产品数量的变化。
- (4) 所采用的新风含湿量的变化等等。

以上各种干扰使空调负荷在较大范围内变化,而它们进入系统的位置、形式、幅值大小和频繁程度等皆随着空调房间的结构、用途的不同而有所不同,同时还与空调系统中空气处理设备的优劣有关。因此空调系统及自动控制系统在设计时已考虑了这些因素,尽量减少造成干扰的条件。

2. 调节对象的特性

不同的被控对象,在相同的干扰作用下,被控量随时间的变化过程也并不一样。空调自动控制系统的任务就是为了克服这些干扰因素,维持空调房间一定的温、湿度。对恒温恒湿的控制效果不但取决于自控系统,更主要的是取决于空调系统的合理性及空调对象的特性。对象的特性包括以下内容:

(1) 放大系数 K 。放大系数又称为传递系数,表示对象的静态特性。它表示调节参数改变一个单位量时,调节对象中需要相应改变的能量,它有两种表示方法,其一是用空调房间内工作区温升 $\Delta\theta = \theta_{终} - \theta_{初}$ 与送风口温度改变 $\Delta\theta_{送}$ 的比值 K 表示, $K = \frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_{送}}$, 这表明被调房间在突发的干扰作用下,干扰引起被调房间温度的变化程度,因此称为对象的传递系数,它表示在稳定情况下对象的特性(静态特性)即送风温度每改变 1°C 所引起工作区温度改变的量,它与被调量的变化过程无关。另一种表示方法为:房间温度每升高 1°C 时所需要加入的热量,即 $K = \frac{\Delta\theta}{\Delta Q}$ 。

空调房间(即对象)的传递系数 K 与对象的体积大小有关。例如当空调房间的体积一定时,投入送风温度调节的加热量愈大,房间温升就愈高,其 K 值不变。当房间容积愈大,其室内空气温度每升高 1°C ,所需要的热量也就越多,其放大系数也就愈小。如果一个空调房间的放大系数 K 愈大,在系统受到干扰的影响时,调节参数离开给定值的偏差就愈小,也就是说自动调节系统容易保持平衡,反之,调节参数离开给定值的偏差也就愈

大,调节系统就愈不容易保持平衡。对象的传递系数的大小反映了平衡状态受破坏时调节参数改变的量。

(2) 对象的时间常数(反应时间) T 。对象的时间常数表示当调节对象的负荷发生最大变化时,调节参数保持初始的变化速度,使其值改变到规定数值所需时间。时间常数的大小,反映对象受到突发的干扰后,被调量达到新的稳定值的快慢,也就是说对象自动平衡过程的时间的长短。因此,时间常数是表示对象惯性大小的物理量。

对于空调房间来讲,时间常数 T 越大,被调室温变化越慢; T 越小,室温变化越快。因此时间常数 T 不仅反映了调节参数改变速度的快慢,同时也表示热惯性的

大小。

(3) 对象的滞后(也叫延迟)时间。空调系统受到突发的干扰作用后,调节参数(如房间温度)并不能立即发生变化,而需要经过一段时间才开始变化,这段时间称为滞后时间。例如用于调节送风温度的电加热器的电源刚接通时,尽管电加热器已有热量传给输送空气,空气温度也有升高,但空调房间内的温度并不会立即起变化,而是要经过一段时间后室温才开始升高。这是因为经过电加热器加热后的空气,需要沿风道输送一段时间后才能到达送风口处,而从送风口处送出的气流与室内空气进行混合产生换热也要有一个过程,这就产生了滞后的问题。

对象的滞后时间对调节过程将产生不利的影响,它降低了调节系统的稳定性,增加了调节参数的偏差,延长了调节时间。

(4) 对象的负荷。当空调系统处于稳定状态,空调房间的空气温度保持恒定时,单位时间流入或流出空调房间的热量,就称为空调房间的负荷。这时流出的热量和流入的热量相平衡。

由于外部干扰的作用,将引起对象负荷的变化,从而破坏了原来的能量平衡状态,引起调节参数的变化,于是调节过程便开始,以改变对象的输入或输出的能量,使能量达到新的平衡,令调节参数回到给定值。由此可知:调节对象负荷的变化情况,直接牵涉到对自动调节系统的要求。如果调节对象的负荷发生急剧变化时,就要求自动调节系统具有较高的灵敏度,能够在调节参数变化很小时就开始调节动作,以便迅速恢复平衡。

3. 温、湿度的相关性

在空调的控制中,大多数情况下主要是对空调房间内温度和湿度的控制,这两个参数常常是在一个调节对象里同时进行调节的两个被调量。两个参数在调节过程中又相互影响。如果由于某些原因使空调房间内温度升高,引起空气中水蒸气的饱和分压力发生变化,在含湿量 x 不变情况下,就引起了室内相对湿度的变化(温度升高相对湿度则会降低,温度降低相对湿度则会增加),在调节过程中,对某一参数进行调节时,同时也引起另一参数的变化。例如在夏季采用表冷器进行去湿处理时,开大冷水阀使相对湿度控制在要求范围内,如果不进行送风的再热处理时,则会使送风温度过低,这种互相影响、互相牵制关联即为互为相关性。

4. 具有多工况运行及转换控制

由于空调系统是在全年的室内外条件变化下,按照一定的运行方式(即工况)进行调节的。同时在内外条件发生显著变化时要改变运行调节方式,即进行运行工况的转换。在工况转换方面有利用自动控制系统进行自动转换方式,也有根据室内外条件及运行状态进行人工手动切换。由于多工况运行及相互转换方式的调节,使全年运行的空调系统空气处理更合理、更方便,充分发挥空气处理设备的能力,同时又能节约一定的能量。

5. 整体控制性

空调自动控制系统一般是以空调房间内的空气温度和相对湿度控制为中心,通过工况转换与空气处理过程每个环节紧密联系在一起的整体控制系统。空调系统中空气处理设备的启停都要根据系统的工作程序,按照有

关的运行操作规程进行,处理过程的各个参数调节及连锁控制都不是孤立进行,而是与室内温、湿度密切相关的。空调系统在运行过程中,任一环节出现问题,都将直接影响空调房间内的温、湿度调节,甚至使系统无法工作而停运。因此空调自动控制是一个整体的控制系统。

8.2 空调自控系统的组成及分类

8.2.1 空调自动调节的基本组成

空调系统中无论是简单还是复杂的调节系统,其基本的调节系统都是由以空调房间为主的调节对象及检测与变送装置、调节器、工况转换和执行器、调节机构等环节组成的闭环系统。如图8-1所示。

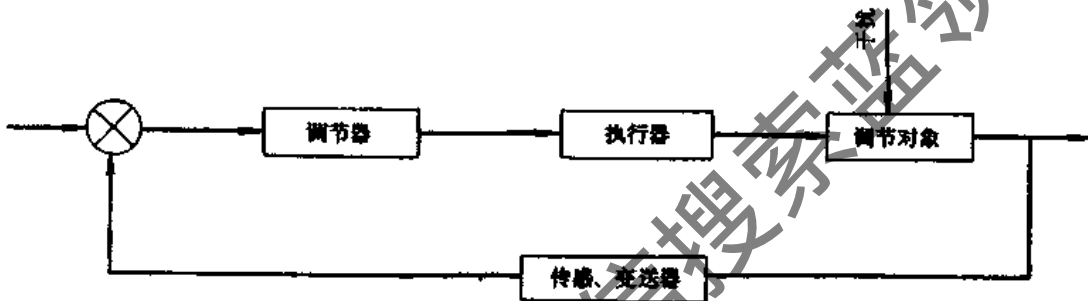


图 8-1 空调自动调节系统方框图

空调自动调节系统独特的地方是具有实现节能的多工况转换部分。它可以由电气控制线路、智能仪表设备如 PC 或者由空调专用机或 DCS 等软件来实现。

8.2.2 空调自动调节的分类

1. 按空调自动调节参数分类

按空调自动调节的参数不同,可分为温度、湿度、压力、流量、液位等调节系统。

2. 按被调节参数给定值分类

按被调参数的给定值不同,可分为:

(1) 定值调节系统。给定值保持不变(为一恒定值)的反馈控制系统称为定值调节系统。空调系统中对于室内温度、湿度调节均属于定值调节系统。

(2) 随动调节系统。这类控制系统的给定值不断变化,而且事前并不知道其变化规律,并要求系统的输出(被调参数)随之而变化。如空调系统中的室外温度补偿控制系统,其系统输入的室温给定值是室外温度的函数。系统的任务是保证输出以一定的精度跟随输入的变化而变化。空调的补偿控制应用在舒适性空调上,既达到舒适,又可节能。

(3) 程序调节系统。当系统的给定值是个已知的时间的函数,即根据需要按一定的时间程序变化,这种系统称为程序调节系统。系统的任务是使输出的信号按一定的精度随输入而变化。如人工气候室中温度、湿度是按事先拟定的程序变化,以模拟室外气象参数的变化规律,来达到产品试验的目的。

3. 按调节动作与时间关系分类

按自动调节装置实现调节动作与时间关系可分为两种:

(1) 连续调节系统。如果在自动调节系统中采用的调节器输出的是连续信号,则该调节系统称为连续调节系统。

(2) 断续调节系统。如果在自动调节系统中采用的调节器输出的为断续的接点信号,则该调节系统称为断续调节系统。

4. 按结构特点分类

按结构特点可分为简单调节系统和复杂调节系统。空调调节中常用的复杂调节系统有:新风补偿调节系统,前馈调节系统,串级调节系统,选择调节系统,分程调节系统等。

8.3 调节器的特性及对调节过程的影响

调节器在空调的自动调节中,好似一个指挥机关,它接收传感器、变送器送来的信号,由调节器将系统的被控量与给定值比较,得到偏差,然后按某种控制规律(即调节器的输出信号变化规律)对调节执行机构发出指令,控制生产过程,使被控量等于给定值,完成调节任务。因此,调节器的优劣,将直接影响调节系统的效果。

调节器输出信号的作用叫控制作用,或称调节作用,调节器输出信号随输入信号而变化的规律称为控制规律。自动调节器按照调节的规律可分为:双位、多位、恒

速、比例及比例积分、比例微分、比例积分微分等。

8.3.1 双位式调节器的特性

双位式调节器的动作特点是当被调参数产生偏差时,它输出的控制信号为最大或最小值,使调节机构全开或全关,调节参数经常在上、下两个极限之间波动,所以它常用于允许调节参数有一定波动,反应时间长,滞后时间小,负荷变动不频繁的调节对象,如室温调节。

8.3.2 多位式调节器的特性

由于双位调节器只在全开或全关两个位置上动作,其对象的调节结果呈无衰减的振荡过程,调节参数不可能稳定在某一个给定值上,而是在一定范围内波动。为了改善双位调节的品质,将调节作用分成几段,分别进行双位调节。因此分成的段数愈多,其调节的偏差愈小。

8.3.3 恒速式调节器的特性

恒速式调节器的动作特性是当调节参数与给定值产生偏差时,调节器输出信号使调节机构以恒定的速度正向或反向改变调节量,以达到调节参数稳定在给定范围内。恒速式调节实际是恒速执行机构(如电动调节阀、电动执行机构等)配套使用的三位调节。

恒速式调节应用在调节机构移动时间与调节对象的时间常数相当的情况。在室温调节系统中,如果调节对象的时间常数大于调节机构的移动时间,就会变成双位调节。所以它只用于时间常数小于调节机构移动时间的室温调节系统。恒速调节常用于“露点”、送风温度调节等的控制。由于它的时间常数小,为保证调节品质,需要在系统中加入脉冲装置,把调节机构平均移动时间延长。常用空调系统的恒速调节组成方案为:

热电阻——动圈式温度调节器——通断仪——电动执行调节机构。

8.3.4 比例式调节器的特性

比例调节在各种连续调节作用中是一种基本的调节方式。它的动作特性是,当调节参数与给定值产生偏差时,调节器接受调节参数与给定值的偏差大小与方向,发出与偏差成比例的控制信号,不同的偏差值相应有不同的调节机构位置。也就是说,当调节参数偏离给定值时,调节机构便移到一个新的位置上,偏差消除后,调节机构便又回到原始位置。调节机构的动作仅与偏差大小、方向有关,而与调节参数的变化速度和偏差存在的时间无关。

比例调节器的调节速度快,稳定性好,一般不会产生振荡过程和过调现象,调节参数能稳定下来。但在调节终了时,调节参数不能回到原来的给定位置上,而存在一个剩余偏差,称为静差。这主要是由于这种调节器的偏差值与调节机构的位置成比例关系,当调节对象的负荷发生变化时,调节机构必须改变相应的位置来调节负荷的流入量或流出量,使之达到新的平衡状态,而调节器的给定值,可看作只是调节对象在某个给定负荷下的给定值,当对象的负荷在新的平衡状态下,这时的调节参数并

不一定是给定值,因此它们之间便存在一个偏差。

比例带是比例调节器的主要特性。它的含义是:使调节机构从全关(全开)到全开(全关)所需产生调节参数变化的百分数,以 P 表示。也可以说是把调节器的全量程(从起始值到满标值)作为100%时,使调节机构产生全程动作(从全开到全关或从全关到全开)所需要调节参数变化的百分数。例如一个温度调节器的全量程为0~50℃,调节系统给定值为20℃时,如果当温度升到21.5℃时就可以使调节热媒的阀门全关,当温度下降到18.5℃时阀门就全开,即是说温度有3℃的变化,就使阀门产生全程动作,这个调节器的比例带即为:

$$P = \frac{3}{50} \times 100\% = 6\%$$

比例带指的是相对值,而准比例带则是绝对值,它的含义是,调节参数变化某一个数值时,使调节机构产生全程动作,则此调节参数值就为“准比例带”。例如某调节温度变化1℃正好使阀门从全开(或全关)变化到全关(或全开),则称其准比例带为1℃。准比例带或者比例带对于调节效果有着密切关系。如果准比例带过小,在较小的偏差下,调节机构有较大的位移,调节器灵敏,比例作用强。当比例作用强时,可减少系统的静差,但比例作用过强时,可能使系统产生振荡,如果逐渐把准比例带增大,在同样干扰作用下,执行机构的位移就小了,控制的稳定性可以增加,但系统静差增大。在达到临界准比例带时,系统开始处于等幅振荡过程。

调节器的比例带一般都是可调的。比例带的大小,表示调节机构动作的快慢,比例带越小,对调节参数变化的反映愈灵敏,调节器动作愈灵敏,静差也小,但系统的稳定性较差,如果 $P < 1\%$ 时,比例调节器实际上就成了一个两位调节器;反之,比例带越大,对调节参数的变化就越不灵敏,静差增大,但系统的稳定性却好。

8.3.5 比例积分微分(PID)调节器特性

比例积分微分调节器是比例、积分、微分三种调节规律的组合体。

1. 比例积分调节器的特性

积分调节器的输出 ΔP 与它的输入对时间上的积分成比例。

积分调节的特点是:调节机构的移动速度与调节参数的偏差成比例。偏差越大,调节机构的移动就越快。同时它的动作是积累的,偏差存在的时间越长,它的移动量就越大。只要有偏差存在,调节机构就有调节动作产生,直到偏差消除为止。这时调节机构可以在保持系统平衡的任何位置上。因此积分作用不但与偏差的大小有关,而且与偏差存在的时间有关。由于调节信号是偏差信号按时间的叠加(积分),因此称为积分作用。

积分时间 T_I 是积分调节的主要特性。当调节参数最初产生最大偏差,而积分调节设备以不变的最初恢复速度,使调节参数重新恢复到给定值所需的时间称为积分时间。积分作用与积分时间成反比关系,即积分时间越长,积分作用越弱,使调节过程稳定需要时间长,消除偏差慢。当积分时间 $T_I \rightarrow \infty$ 时,积分作用等于零,反之,

当积分时间越短,积分作用越显著,可以在较短时间内使调节过程趋于稳定,尽快消除偏差。

积分调节的优点是不存在静差,可以在负荷变化时维持调节参数在给定值上。但稳定性较差,在调节过程中容易使调节参数产生波动,动偏差较大。

积分时间对调节过程的影响见图 8-2。

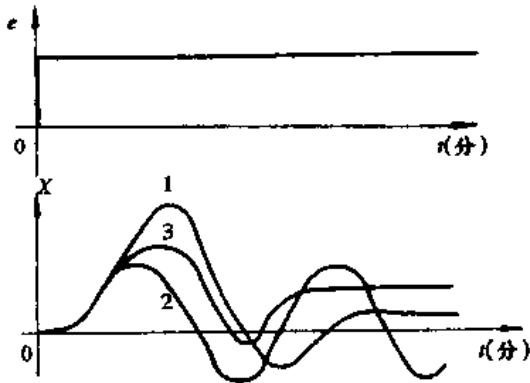


图 8-2 当比例带一定时,不同积分时间下的调节过程

1—积分时间合适; 2—积分时间过小;
3—积分时间过大

在比例积分调节中,当比例带一定时,随着积分时间 T_i 的大小不同,其调节过程也不同。积分时间调整的合适,可得到衰减比近似在 4~10 之间的衰减振荡过程,是一个正确的调节。积分时间调整得过小,积分作用过强,也就是积分输出增长(或减小)的速度过快,容易使执行器经常处于等幅振荡过程。这种调节过程是比例积分所不允许的。由此可知:积分时间如果调整得合适,可以减少或消除比例调节的静差,从而获得更精确的调节效果。但其积分时间调整得不合适时,也可以导致系统的振荡,恶化其调节过程。当积分时间为无限大时,则失去积分作用,只保留比例调节作用,故静差较大。

2. 比例微分调节器的特性

微分调节器的输出与偏差对时间的微分成比例。当偏差变化较快,调节器的输出就越强,反之,当偏差无变化时(温度稳定),则调节器就没有输出。在微分调节中,调节器的输出量与偏差数值大小无关,只与其变化速度有关。因此偏差虽然很小,但只要变化速度,在偏差还未形成以前便得到一个超前的调节信号,使调节器有一相应的过量输出,在偏差将要出现时即将其消灭。这样增加了调节的快速作用,提高了动态的灵敏度。因此微分调节特别适用于滞后性大的对象。当被调温度稳定之后,尽管仍有静差,但因其偏差变化速度为零,所以不能继续进行调节,而保留了静差。微分时间长,微分作用强,微分时间短时,微分作用弱。因此微分调节的特点是调节机构的位置与调节参数的变化速度成比例,它只受偏差变化的影响。微分作用的大小以微分时间 T_D 来衡量,在调节参数产生等速变化的情况下,比例调节作用使调节机构移动某一距离所需时间与比例微分组合调节使

调节机构移动同样的距离所需时间之差称为微分时间,由此可知比例微分调节比单纯比例调节提前 T_D 时间发出信号。

在比例微分调节中,当比例带一定而微分时间不同时,其调节过程也不同。微分调节是构成比例积分微分调节的一部分。由于加入微分作用,可使系统更稳定的工作。因而比例带可调整得窄一些,从而使偏差减小到允许的范围。

3. 比例、积分、微分(PID)调节器

人们在长期的生产实践中发现,使用单一规律的调节器并不能满足强干扰、高精度的要求,比例调节器虽然可以提高系统的稳定性,但要提高系统静态精度,就要减少比例带。而比例带过小,又易使系统产生振荡,比例微分调节有利于快速作用,提高系统动态指标,增加了系统的稳定性,因而可使比例带减小,但无积分作用,仍有静差,比例积分调节动态指标如最大偏差和超调量都较大,但静差都较小,这是由于积分作用倾向于使系统不稳定,但积分作用有减少或消除静差的作用。

比例调节输出响应快,比例带合适会有利于系统的稳定。

微分作用可以减少超调量和缩短过渡过程的时间,可使用较窄的比例带。

积分作用能消除静差,但使超调量和过渡过程的时间增大。

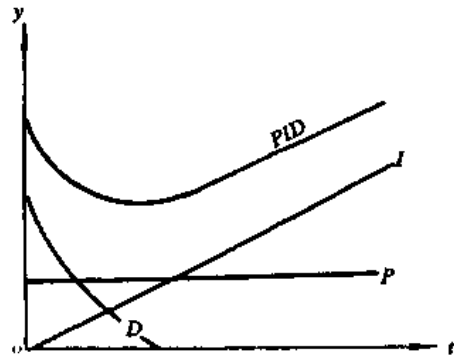


图 8-3 输出量与时间的关系

图 8-3 是输出量 ΔP 与时间的关系。由图可看出,在偏差一出现时,微分调节和比例调节都开始起作用,两者均比积分的作用强,当时间超过微分时间后,微分作用消失,但比例作用仍存在,而积分作用从一开始就逐渐使调节器的输出不断增加,最后由积分作用消除偏差。由于它们起主导作用的时间不同,互相配合,取长补短,达到既提高系统的静态精度,最大限度地减少偏差,又加快系统的动作,获得良好的动态品质。

因此将 P、PI、PD 调节规律组织到一起构成 PID 调节器。比例积分微分调节器是用积分调节来消除静差,用微分调节来缩短过渡过程和减小动差,是一种比较完整的调节器。

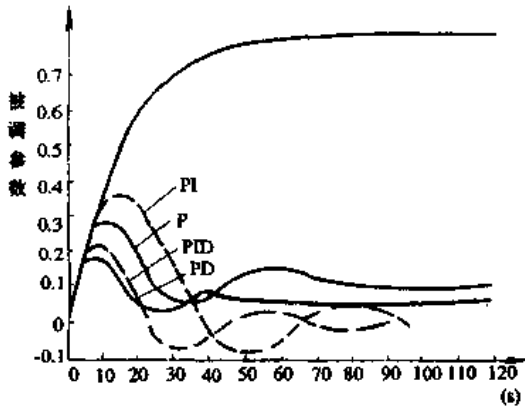


图 8-4 在阶跃作用下,各种调节过程的比较

图 8-4 为不同调节规律的调节过程线,从中可看出,PI 调节动态指标如最大偏差和超调量都比较大,但静态偏差即静差较小。这是由于积分作用倾向于使系统不稳定,但积分作用有减少或消除静差的作用。PD 调节动态指标较好,这是由于有微分的作用,增加了系统的稳定性,因此可使比例带减小,调节时间缩短。但因无积分作用,因此仍有静差,但由于比例带的缩小,故静差可以减小,由图中可看出,其静差只是比例调节的一半左右。PID 调节的动态最大偏差比 PD 稍大,但由于有积分的作用,静差接近于零。但由于引入积分作用,增长了振荡周期,加大了调节时间。

各种调节器适用的调节对象情况见表 8-1。

表 8-1 各类调节器适用的调节对象

调节器类型	适用对象				调节特点
	传递系数	负 荷	时间常数	延迟	
两位式调节器	较小	变化很小	较大	较小	调节参数波动在某范围内
比例调节器	较小	变化较小	较大	较小	稳定性好,但终止时有静差
比例积分(PI)调节器	可较大	变化可以大些但要慢些	—	可以较大	稳定性好,无静差,但过渡过程长,动差大
比例、积分、微分(PID)调节器	可较大	变化可以又大又快	—	可以很大	稳定性好,无静差,过渡过程短,动差小

8.4 敏感元件与变送器的特性

敏感元件及变送器也是自动调节系统中的一个重要组成部分。它们是自动调节系统中的“感觉器官”,调节器根据它们传递的信号产生调节动作。如果敏感元件和变送器的性能不好,它们传递给调节器的信号误差就大,甚至会使调节器给执行器发出错误的指令而产生错误的调节动作,从而导致自动调节系统失调而使空调系统不能正常的运行。

8.4.1 温度传感器的特性

热电阻温度传感器是由金属丝、骨架和金属保护套管组成,温包温度传感器是由金属管、内装气体或液体组成。它们都具有热容量和热阻力,在外界条件突然发生变化(阶跃干扰——一种突然地从一个数值变化到另一个数值的干扰,而且一经加上就持续下去不再消除的干扰),温度升高,在条件突然变化之前,即时间 $t = 0$,热电阻和室温相等,处于稳定状态,当条件发生变化之后,即时间 $t > 0$,热电阻与室内空气之间将产生热交换,空气向热电阻传热,热电阻按其传入的热量的多少而改变其自身的温度值,在条件变化的瞬间,热电阻与室内空气之间的温差最大,因此热电阻此时刻以最大的升温速度进行升温,随着热电阻温度的升高,与空气之间的温差越来越小,升温速度就慢下来。经过一段时间后,两者温度趋于一致,达到热平衡状态,温度重新稳定下来。其反

应曲线如图 8-5 中 a。

具有保护套管的热电阻,在与被测介质进行热交换时,增加了一个传热环节,即增加了保护套管的热容量。由于热电阻套管的作用,室内空气热量传到热电阻时,即存在一个时间延迟。

敏感元件的特性参数

在图 8-5 的曲线 a 上,通过点 $t = 0$ 处作切线,该切线与稳定值的交点所对应的时间称为敏感元件的时间常数,用 T_{20} 表示。对于有套管的热电阻,在图 8-5 中的曲线 b 上,通过拐点处作切线,此切线与时间轴的交点所得时间段为敏感元件的容量滞后,用 τ_{c2} 表示,时间常数用

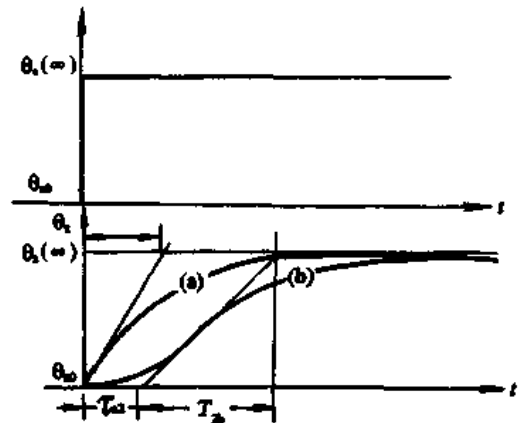


图 8-5 热电阻反应曲线

(a) 无套管热电阻;(b) 有套管热电阻

T_{2b} 表示。

由图 8-5 可看出,无套管热电阻的反应速度要比有套管的热电阻快得多,相应地无套管热电阻的时间常数要小得多。如果将两种热电阻置于同一个环境温度中,无套管热电阻反应时间快,达到环境温度的时间短,而有套管的热电阻达到环境同样温度则需要时间就长,在达到环境温度之前,两个热电阻反应出来的温度值是不同的,无套管热电阻比有套管热电阻能迅速和准确地反映出所在环境的温度值。这也说明,无套管热电阻的热惯性较有套管的热电阻热惯性小。

一般来讲,空调房间内温度要求尽管精度不同,但室内温度不是恒定不变的。总是在一定范围内波动。由于无套管的热电阻温度计惯性小,因此可以较快地跟上和迅速反映出空调房间内的实际温度,而有套管的热电阻温度计则由于热惯性大,时间延迟较长,因此不能迅速反映出室内的实际温度,常使调节器的动作延误,降低了调节精度,严重时甚至使调节系统产生振荡,破坏调节系统正常工作。

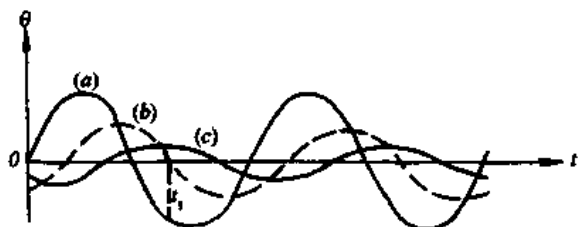


图 8-6 热电阻动态特性比较

(a) 室温的实际值;(b) 无套管感温元件温度;
(c) 有套管感温元件温度

图 8-6 为被测室温作稳定波动时敏感元件的测量值的变化情况,当室温作大幅度的剧烈波动时,有套管的热电阻由于延迟大,反应出来的指示值波动程度却小。同时还存在相位差的问题,当室温已经下降,有套管热电阻反映出来的指示值却仍上升。这完全是一个虚假现象,调节器如果按这些错误信号发出调节指令,则执行调节机构将会发出错误的调节动作,有时不仅不能使被调温度恢复到原来的稳定值,反而会造成更大的波动,运行人员应注意这一现象。为了能及时准确地反映出空调房间的实际温度,应设法尽量减小敏感元件的时间常数和延迟。如将有套管的热电阻进行更换或拆除套管,或在套管上打上一些小孔等措施。

8.4.2 变送器的特性

变送器的任务就是将敏感元件检测到的信号转变为调节器能够接受的统一信号,以便调节器发出调节指令,指挥调节执行机构的动作完成整个调节功能。

采用电子式组装仪表或电动单元组合仪表,一般需将被测信号转换成统一的 $0 \sim 10\text{V} \cdot \text{DC}$, $0 \sim 10\text{mA} \cdot \text{DC}$, $4 \sim 20\text{mA} \cdot \text{DC}$ 信号等;采用气动组合仪表时,需转换成统一的 $0.02 \sim 0.10\text{MPa}$ ($0.2 \sim 1.0\text{kgf/cm}^2$) 的气压信号。它们在转换时其时间常数和滞后时间都很小,可略去不计,看成是一个比例环节。

8.5 空调系统对自动调节的要求

对于评定一个自动调节系统调节过程品质的好坏,一般常采用系统的稳定性及系统过渡过程的品质来衡量。

8.5.1 调节系统的稳定性

在自动调节系统中,当由于干扰使调节对象的平衡状态被破坏时,经调节作用使调节对象过渡到新的平衡状态,从一个旧的平衡状态转入一个新的平衡状态所经历的过程称为过渡过程,如图 8-7 所示中的 t_1 。

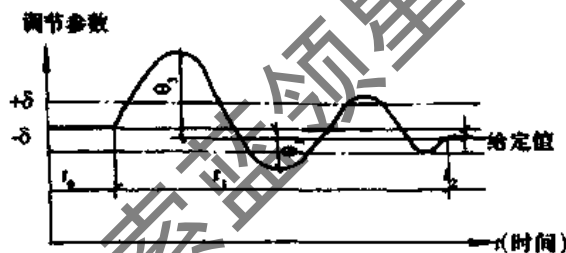


图 8-7 调节过程示意

调节系统由于干扰的作用破坏了平衡状态后,调节参数与给定值产生了偏差,而干扰消除后经过足够长的时间,偏差应变得小于事先给定的某一数值,这种系统称为稳定系统或者说这种系统的稳定性好,空调的自动控制正是希望得到这样的调节系统。

8.5.2 调节系统过渡过程的品质指标

如图 8-7 所示的调节系统,在 t_0 时间以前,系统处于一平衡状态,调节参数等于给定值。当在 t_0 时刻时,由于干扰的作用破坏了原来的平衡状态,调节参数 θ 升高,逐渐达到最大偏差 θ_3 ,此时调节器开始动作,调节参数 θ 开始向给定值变化,由于调节参数第一次回到给定值时,它的变化还不能稳定下来,将继续向低于给定值的方向变化,如图中 θ_1 ,调节参数在给定值上下反复的变化一段时间后,回到原来给定的范围内,其系统过渡过程所用的时间为 t_1 ,调节参数在过渡过程中上下波动两次,波幅越来越小,最后又回到原来的范围内,此调节过程称为稳定衰减过渡。

评价调节系统过渡过程品质的指标有以下几个:

(1) 静态偏差。又称静差,自动调节系统消除扰动,从原来的平衡状态过渡到新的平衡状态,调节参数新的稳定值与原来给定值之差称为静差。静差的大小是由调节器自身的精度所决定,由于它存在的时间较长,对空调房间内空气参数影响时间较长,因此其值要求应以小为好。

(2) 动态偏差。又称动差,自动调节系统在过渡过程中,调节参数对新的稳定值的最大偏差称为动差。如图 8-7 中的 θ_3 。动差常是过渡过程中第一次出现的超调量,由于空调房间内的要求,动差应该较小,持续的时间较短为佳。

(3) 调节时间。自动调节系统受到干扰后,从原来的平衡位置过渡到新的平衡位置所经历的时间称为调节时间。如图 8-7 中的 t_r 。

以上三项指标,对于不同的空调系统,有不同的要求,对于一般的空调精度房间的自动调节系统,要求动差和静差一般不超过精度为宜,而且要求过渡过程(即调节时间)越短越好。

8.6 空调自动调节系统中常用的温、湿度传感器和变送器

8.6.1 自动控制仪表概述

对工业过程进行检测、显示、控制和执行调节仪表的总称为自动控制仪表,又称自动化仪表。这些仪表的作

用是代替人们对生产过程进行测量、控制、监督和保护,因而是自动控制系统的重要组成部分,是实现自动控制必不可少的技术工具。

1. 自动检测与调节仪表的组成

自动检测仪表的组成如图 8-8a 所示。它是由传感器、变换器或变送器、显示器和传输通道组成。传感器是起测量变换作用的元件,它将被测量转换为便于处理和传输的物理量。将传感器输出的信号转变成便于传送和标准量进行比较信号的器件叫变换器,其输出信号直接推动记录仪表与显示仪表。现代的自动指示、记录与调节仪表,除了可以直接接受传感器的信号外,为了标准化,有的仪表接受标准信号(0~10mA·DC,4~20mA·DC,0~10V·DC 等),为此需将传感器转换来的信号加以再变换,使其变换到标准信号。将传感器变换的信号再变换到标准信号的器件叫变送器。

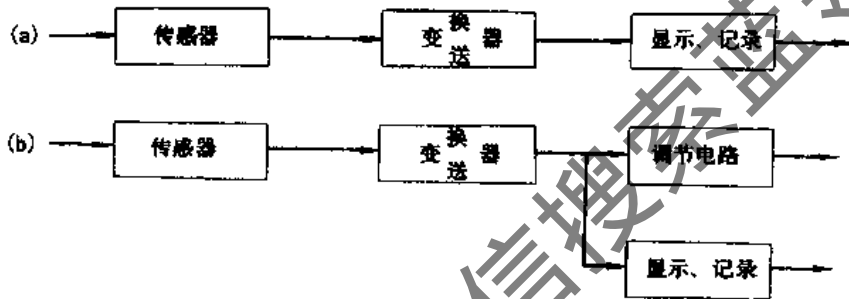


图 8-8 检测与调节仪表框图

(a) 检测仪表框图; (b) 调节仪表框图

显示、记录仪表分为模拟式、数字式和屏幕式三种。模拟式仪表最常见的为指示式仪表,指针在标尺上连续移动可指示被测值,此类仪表视差较大,记录时以曲线形式给出数据。数字式显示是以数字形式给出被测量值,不会产生视差,记录时也可以打出数据。屏幕显示能给出曲线,也能给出数字量或两者同时显示,并且还能同时在屏幕上显示一种或数种参数的大量数据,有利于比较和判断,是一种先进的显示形式。

传输通道是仪表各环节间输入、输出信号的连接部分,它分为电线、光导纤维和管路等。它按规定和要求进行选择 and 布置,否则会造成信息的损失失真和增加干扰。

自动调节仪表如图 8-8b 所示。变换器或变送器输出信号除输送到显示、记录仪表外,还输送到调节电路与给定值进行比较,其差值推动调节电路,经调节电路运算,输出一定调节规律的信号,作用到执行调节机构上。

2. 仪表的基本技术指标

(1) 仪表精度。由于使用任何仪表进行测量时,其结果都存在着误差,故仪表有一个精度。

工业仪表用测量值与真值的差值最大者与该仪表量程之比称为仪表的精度。仪表的精度是衡量仪表质量的主要指标之一。如果知道了仪表的精度就可以估计测量结果与真实之差。一般模拟仪表的精度等级为 0.01、0.02、0.04、0.05、0.1、0.2、0.5、1.0、1.5、2.5 和 5.0 等。因此,真值 = 测量值 - 仪表量程精度。

(2) 灵敏度。在稳定情况下,仪表输出的变化量 ΔL (指针的直线位移或角位移)与引起此变化的输入量(被测量)的变化量 ΔX_0 之比值,称为仪表的灵敏度,即:

$$S = \frac{\Delta L}{\Delta X_0}$$

灵敏度是仪表的静态参数,是衡量仪表对被测参数变化的敏感程度。仪表的灵敏限又称分辨率,是指能引起仪表输出量发生变化的被测量的最小变化量。

(3) 变差。在外界条件不变情况下,使用同一仪表对被测量进行反复测量(正行程和反行程)时,所产生的最大差值与测量范围之比值称为变差。一个仪表的变差越小,其输出的可重复性和稳定性越好。

(4) 稳定值。当仪表在稳定的测量状态下,对某一标准量进行测量,间隔一定时间后,再对同一标准量进行测量,所得二次测量的示值差。示值差愈小,说明仪表的稳定度越高。

3. 自动控制仪表的分类

(1) 按自动调节装置所使用的能源可分为电动、气动和混合式等几类。

气动调节仪表使用压缩空气为能源,结构简单、易于掌握,性能稳定,可靠性高,具有安全防爆性能。但随着生产过程自动化和空调系统的节能以及控制系统自动化的发展,远距离集中控制越来越多,控制系统的规模和复杂程度越来越高。由于气动调节仪表传递滞后较大,作

用半径又较小等缺陷,在某种程度上限制了其使用。而电动仪表由于以电为能源,且电源容易得到、信号传递距离远、作用半径大、便于集中控制和管理,同时还易于与计算机等现代化技术工具联用,因此应用十分广泛。

电动调节仪中又分为电气式(又称电动机械式)和电子式两大类。前者不使用电子元器件,依靠传感器从被测介质中取得能量,就可以推动电接点或电位器动作。此类仪表结构简单、价格便宜。后一种采用电子元器件组成,由于采用放大器等器件,不但可以提高测量精度,还可以利用反馈电路,对输入信号进行各种调节规律的运算,从而实现多种调节规律,提高系统的调节品质。

由于气动执行器具有操作力大、工作平稳可靠、维护方便等优点,因而在有些系统中测量和调节部分采用电动的,而执行器采用气动的,构成电—气混合式调节系统。

如果调节器的动作不需要另外辅加能源,而只是由被测介质中取得能量来推动执行器动作,则这种调节器称自动式调节器,又称直接作用式调节器。常见的有浮球式液位调节器和膨胀式温度调节器等。自力式调节器结构简单、维修方便,适用于调节精度要求不高的系统。

(2) 按结构形式分。

1) 基地式调节仪表。该仪表的结构特点是以指示或记录仪表为中心,附加一些线路来完成调节任务,又称指示、记录、调节仪。如电子自动平衡电桥,电子自动电位差计,动圈仪表构成的指示、记录调节仪和简易电子调节器等。其中简易电子调节器一般是指只有被测参数的偏差指示和调节功能。

2) 单元组合式调节仪表。这类仪表的结构特点是根据自动检测及调节的要求,将整套仪表划分为能独立实现一定功能的若干单元,各单元之间采用统一的标准信号联系。由这些单元经过不同的组合即可构成各种各样,复杂程度不一的自动检测和调节系统。

3) 组装电子式调节仪表。组装电子式调节仪表是在单元组合式调节仪表的基础上发展起来的成套仪表装置,它的基本组成件是一块块具有不同功能的功能模块。如WSZ-2系列模块式温湿度调节仪。所谓功能模块是指由各种典型线路构成的标准电路板,每块电路板具有一种或数种功能,并有同一规格尺寸,输入输出端子、电源和信号制。组装式电子调节仪表又称功能模块式调节仪表或插入式调节仪表。

组装式电子调节仪表有以下特点:

① 功能齐全,组装灵活,由于组件系列化、标准化、功能独立,接插件和输入输出信号统一,因此可以合理地组成各种不同装置,以满足不同的需要。

② 安装、维修方便。有利于提高整机的可靠性,同时如果某一组件发生故障,可以迅速更换备用组件,以保证控制系统的正常运行。

③ 操作方便,便于监督管理。因为组件采用集成电路和小型元器件,因此装置较小,便于集中管理。

④ 成套性。

4) 总体分散控制装置。此类装置是以微型计算机为核心的分散型直接数字控制装置。它是在电子技术、

计算机和图像显示技术基础上发展起来的。

分散控制系统的特点是将控制功能分散成若干以微处理机为中心的子系统或子站(可以控制几个回路),然后再用计算机来管理这些子系统。这样的分散控制系统与集中控制系统相比有以下特点:

① 极大地提高了可靠性。如果管理计算机发生故障,各子系统具有独立控制的能力,即使一部分发生故障,也不会影响全局。

② 由于各个回路的输入数据得到预先处理,输出数据也预先进行选择,使数据的传输量为减小,并且由于功能分散,减轻了每一微型机的负荷,因而可以做到反应时间短,提高了控制速度。

③ 减少了信息量,使程序简单,子系统的修改、变更和再启动都很方便。

④ 对分散控制系统中的管理计算机的规模要求可以降低,有利于降低一次费用和运行维修费。

(3) 按调节规律分。调节器的分类还可以从调节器的输出是断续的接点信号还是连续的信号分为断续调节器和连续调节器。断续调节器又分为双位调节、三位调节、三位比例积分调节、时间比例调节等,连续调节器又可分为比例调节、比例积分调节、比例积分微分调节等。

8.6.2 空调自动调节系统中常用的温度传感器和变送器

温度是空调系统中最重要调节参数,温度调节也是空调自控的核心部分。而在温度的调节中,首先要解决的就是要进行准确的检测。使用的检测元件一般采用温度计和温度传感器。

电阻温度计是利用金属或半导体材料的电阻率随其温度变化的原理制成的感温元件,用来测量温度。根据感温部分材料的不同分为铂电阻温度计、铜电阻温度计、镍电阻温度计、热敏电阻温度计。

1. 金属热电阻温度计

铂、铜、镍等金属的电阻值随温度的升高而增大,利用这个性质将温度变换为电阻值,这种测量温度的元件称金属热电阻。

铂电阻在氧化介质中,甚至在高温条件下化学、物理性能都非常稳定,因此铂电阻具有准确度高、稳定性好、性能可靠等优点。因此工程上用铂电阻温度的感温元件通常是采用 $\phi 0.05 \sim 0.07\text{mm}$ 的铂丝或 $0.002 \sim 0.005\text{mm}$ 的铂带制成。同时由于在 $-200 \sim 660^\circ\text{C}$ 的温度范围内,铂的电阻值与温度成直线关系,加之铂丝、铂带的强度关系,因此铂电阻温度计一般用来测量 $-200 \sim 500^\circ\text{C}$ 之间的温度。

铜电阻在温度为 $-50 \sim +200^\circ\text{C}$ 的范围内,温度与电阻值呈线性关系。同时铜的价格较低。铜电阻温度计一般用于 $-50 \sim 100^\circ\text{C}$ 的温度测量中。

镍电阻率在 $-100 \sim 300^\circ\text{C}$ 的范围内,温度与电阻的变化基本上为线性关系,且价格便宜。因此,镍电阻温度计常用来测量 $-60 \sim 180^\circ\text{C}$ 的温度。

热电阻的分度号是标明热电阻的材料和 0°C 时电阻值的规定文字符号。常用热电阻温度计见表8-2。

表 8-2 部分热电阻技术数据

名称	型号	分度号	精度等级	结构特征	测温范围 (°C)	保护管		时间常数 (s)	连续螺纹	适用对象	生产厂		
						材料	总长(mm) 插入深度(mm)						
铂热电阻	WZB-010	BA ₁	II	替换元件	-200~500		300, 350, 450, 550, 650, 900, 1150, 1400, 1650, 2150	(西仪根据用户要求)	<60		维修更换	上海自动化仪表厂 西安仪表厂	
	WZB ₂ -010(复式)	BA ₂											
	WZB ₃ W-30	BA ₁	II	带玻璃温度计	-10~40	乳白色聚苯乙烯	(外套尺寸) 135×42×19		30		室温	西安仪表厂	
	WZB ₃ W ₂ -30(复式)	BA ₂											
	WZB ₂ -892	BA ₂	II	带玻璃温度计	-10~40	塑料外罩	(外套尺寸) 135×42×30		<60		室温	上海自动化仪表厂	
	WZB ₂ -892(复式)												
	WZB-210	BA ₁	II	普通接线盒	-200~200	黄铜 H62	插入深度+150	150, 200, 300, 400, 500, 750, 1000, 1250, 1500, 2000		<45		露点 风道、 水温	上海自动化仪表厂
	WZB ₂ -210(复式)			固定螺纹	-100~500	20# 钢							
	WZB-220	BA ₂	II	防溅式接线盒	-200~200	20# 钢	插入深度+150			<45		露点 风道、 水温	上海自动化仪表厂
	WZB ₂ -220(复式)			固定螺纹	-100~500	不锈钢							
	WZB-410	BA ₁	II	固定法兰盘	-100~500	黄铜 H62	插入深度+150	(铜保护管插入深度最大的 500)		<60		风道、 水温	上海自动化仪表厂
	WZB ₂ -410(复式)	BA ₂			-200~500	20# 钢							
WZB-310	BA ₁	II	可动法兰盘	-100~500	20# 钢	300, 350, 450, 550, 650, 900, 1150, 1400, 1650, 2150			<45		风道、 水温	上海自动化仪表厂	
WZB ₂ -310(复式)	BA ₂			-200~500	不锈钢								
WZB-420	BA ₁	II	固定螺纹	-200~500	20# 钢	插入深度+145	100, 150, 200, 250, 300, 400, 500, 750, 1000, 1250, 1500		60	G1/2"	"露点" 风道、 水温	西安仪表厂	
WZB-520	BA ₂		固定法兰										
WZB-720	BA ₁	II	高压保护管	-200~500	不锈钢	插入深度+145	150, 200, 300, 400		90	G1"	"露点" 风道、 水温	西安仪表厂	
WZB ₂ -720(复式)	BA ₂		固定螺纹										
铜热电阻	WZC-190	C	III	普通接线盒 固定螺纹	-50~100	黄铜 H62	插入深度+150	150, 200, 300, 400, 500, 750, 1000, 1250, 1500, 2000	<240		室温	上海自动化仪表厂	
	WZC-210					20# 钢							
	WZC-220					不锈钢							

热电阻的时间常数分为：大热惯性的，其时间常数在 1.5~4.0min 之间；一般热惯性的，其时间常数在 10s~1.5min 之间；小热惯性的，其时间常数在 10s 以内。镀膜铂电阻(德国)其时间常数小于 0.1s。

镀膜铂电阻又分为薄膜电阻和厚膜铂电阻两类，均是在绝缘的薄基片上，用真空镀膜法制成的。镀膜铂电阻时间常数小，热响应快，用来测量变化的温度，其动态性能好，又因其体积小，传感器的外形是一个小的薄片，因此可以用来测量物体表面温度。

2. 半导体热敏电阻

半导体热敏电阻是采用镍、锰、铜、铁等氧化物适当混合后烧结而成的具有负的温度—电阻特性。

半导体热敏电阻的电阻温度系数大，使它比金属电阻在相同温度变化下，具有更大的输出信号。又因半导体热敏电阻具有高阻值，因此引线电阻随周围温度变化对测量的影响可以忽略。因此作为空调自动控制中比较理想的测温元件。

半导体热敏电阻的温度特性是非线性的，这是一个不足之外。一般在使用中需进行线性化处理。

采用热敏电阻 NTC 制成的温度传感器有：

(1) EAF 电子式室外温度传感器。EAF 电子式室外温度传感器是采用 NTC 高质量的热敏元件，具有高分

辨率和重复精度，测量范围为：-20~+40℃，精度：±0.2℃。

(2) EKF020/40 风道温度传感器和 EKFL020/40 加长风道温度传感器。EKF 风道温度传感器与 E3000 系列仪表配合，用于风道、混合处、空气净化处的温度测量。测量范围：-20~+40℃，精度：±0.2℃。

(3) ERF 室内温度传感器。

ERF 室内温度传感器与 E3000 系列调节器配合，用于室内温度的测量与调节。测量范围为：-20~+40℃。

3. 热电阻温度计

(1) TR-1、2 型室内用镍热电阻。感温元件以纯镍丝双线无感绕组绕制在环氧骨架上，并用锰铜丝补偿电阻温度系数，元件两面仅盖以薄的环氧片绝缘以防尘。感温元件装在乳白色的塑料外罩内，TR-1 型的外罩正面装有玻璃酒精温度计供观察用，整个温度计可固定在墙上。

分度号有：N₁ 1000Ω, N₂ 500Ω, N₃ 250Ω

精度 II 级

测量范围为 0~120℃ 范围空气温度。

规格 TR-1 12~32℃ 范围内室内空气温度，校正点 22℃。

规格 TR-2 0~120℃ 中应根据需要定在使用点附近 30℃ 范围内的室内空气，校正点一般为测量范围的中点。

(2) TH 型固定螺纹普通式镍电阻。这两种电阻温度计具有固定螺纹和普通接线盒,保护管材料 TH-1 为黄铜,TH-2 为不锈钢

测量范围、分度号、精度等级同 TR-1、2 型
镍热电阻温度计的温度—电阻对照数据表见表 8-

3

表 8-3 镍热电阻温度计的温度—电阻对照数据表

温度 (°C)	电阻绝对值(Ω)			温度 t	电阻绝对值(Ω)			温度 t	电阻绝对值(Ω)		
	N ₁	N ₂	N ₃		N ₁	N ₂	N ₃		N ₁	N ₂	N ₃
-150	160	80	40	22	1123.2	561.2	280.8	90	1504.0	752	376
-100	440	220	110	23	1128.8	564.4	282.2	100	1560.0	780.0	390.0
50	720	360	180	24	1134.4	567.2	283.6	110	1616.0	808.0	404.0
30	832	416	208	25	1140.0	570.0	285.0	120	1672.0	836.0	418.0
-10	944	472	236	26	1145.6	572.8	286.4	130	1728.0	864.0	432.0
0	1000	500	250	27	1151.2	575.6	287.8	140	1784.0	892.0	446.0
10	1056	528	264	28	1156.8	578.4	289.2	150	1840.0	920.0	460.0
11	1061.6	530.8	265.4	29	1162.4	581.2	290.6	160	1896.0	948.0	474.0
12	1067.2	533.6	266.8	30	1168.0	584.0	292.0	170	1952.0	976.0	488.0
13	1072.8	536.4	268.2	31	1173.6	586.0	293.4	180	2008.0	1004.0	502.0
14	1078.4	539.2	269.6	32	1179.2	589.2	294.8	190	2064.0	1032.0	516.0
15	1084.0	542.0	271.0	33	1184.8	592.4	296.2	200	2120.0	1060.0	530.0
16	1089.6	544.8	272.4	34	1190.4	595.2	297.6				
17	1095.2	547.6	273.8	40	1124.0	612.0	306.0				
18	1100.8	550.4	275.2	50	1280.0	640.0	320.0				
19	1106.4	553.2	276.6	60	1336.0	668.0	334.0				
20	1112.0	556.0	278.0	70	1392.0	696.0	348.0				
21	1117.6	558.8	279.4	80	1448.0	724.0	362.0				

注: $R_0 = 100\Omega$ 规定分度号 N_1 ; $R_0 = 500\Omega$ 规定分度号 N_2 ; $R_0 = 250\Omega$ 规定分度号 N_3 ; $\alpha = 5.6 \times 10^{-3}$

8.6.3 空调自控系统中常用的湿度传感器及变送器

在空调工程中,空气的湿度与温度是两个相关的参数,它们具有同样重要的意义。因此对空气湿度同样需进行测量和控制。空气的相对湿度一般是由两个参数所决定。例如,空气的干球温度和湿球温度;空气的干球温度和露点温度;空气的干球温度和水蒸气分压力;空气中水蒸气分压力与同温度下空气饱和水蒸气压力等。因此湿度传感器应具备同时测量空气状态的两个参数,并进行运算、放大等处理。

湿度传感器按其感湿元件的导电类型可分为两大类,即电阻式和电容式。电阻式湿度传感器又可分为电解质型和陶瓷型。属于电解质型的湿度传感器主要有氯化锂湿度传感器、聚苯乙烯磺酸锂湿度传感器和光硬化树脂湿度传感器等。而属于陶瓷电阻型的湿度传感器则主要有金属氧化物陶瓷湿度传感器、天然瓷石制的陶瓷湿度传感器和其他无机化合物陶瓷湿度传感器等。常见的电容式湿度传感器主要有两种,一种是高分子类,另一种是氧化铝湿敏电容等。在高分子电容式湿度传感器中,有薄膜电容式湿度传感器和结露传感器。

空调自动控制中常用的湿度传感器有以下几种:

1. 干、湿球湿度传感器

干、湿球湿度传感器是根据干湿球温度差效应原理制成的测湿传感器。所谓干湿球温度差效应是指在潮湿物体表面的水分蒸发而冷却的效应,冷却的程度取决于

周围空气的相对湿度、大气压力以及风速。如果大气压力和风速保持不变,相对湿度愈高,潮湿物体表面的水分蒸发强度就愈弱,潮湿物体表面温度(即湿球温度)与周围环境温度(即空气的干球温度)差就愈小,反之,相对湿度低,水分的蒸发强度大,干湿球温差也愈大。因此只要测得空气的干、湿球温度就可以决定空气的相对湿度。普通干湿球温度计就是利用其原理而制成的。

(1) 干湿球电信号传感器。干湿球电信号传感器是一种将湿度参数转换成电信号的仪表。它和干、湿球温度计的作用原理完全相同。其主要差别是干球和湿球用两支微型套管式镍电阻(或其他电温计)所代替,另外增加一个轴流风扇,以便在镍电阻周围造成一恒定风速的气流。此恒定风速为 2.5m/s 以上,因为干、湿球温度计在测定相对湿度时受周围空气流动速度的影响,风速在 2.5m/s 以下时影响较大,当空气流速在 2.5m/s 以上时对测量的数值影响较小。因此干湿球电信号传感器增加了电动通风装置,可以减小空气流速对测量的影响。同时也由于在镍电阻周围增加了气流速度,使热、湿交换速度增加,因而减小了仪表的时间常数。

(2) TH 型干湿球信号发送器。TH 型干湿球信号发送器的构造如图 8-9 和图 8-10。由干、湿球各一支微型套管式镍电阻温度计、微型轴流风扇,并配以半透明塑料盛水杯和浸水脱脂纱布套管组成。在一支镍电阻上包上纱布并使纱布浸入水杯中作为湿球温度计,另一支镍电阻作为干球温度计,都垂直安装在传感器的中部,并正

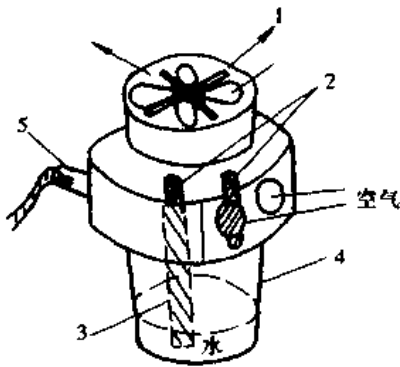


图 8-9 干湿球电信号传感器

1—轴流风机；2—镍电阻；3—湿球纱布；
4—盛水杯；5—接线端子

对侧面的空气吸入口。当电源接通后，轴流风扇启动，空气从圆形空气吸入口进入信号发送器，通过镍电阻周围后被轴流风扇排出去，当湿球镍电阻表面水分蒸发达到稳定状态时，干湿球同时发送相对于干、湿球温度的信号。这些信号输入显示或调节仪表中，即可反映出所测环境空气的相对湿度。

TH 干湿球信号发送器技术条件：

测量范围 $0\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度 $20\%\sim 100\%$ 。

分度号及镍电阻值 采用 N_2 、 N_3 分度

N_2 在 0°C 时电阻值为 $R_0=500\Omega$

N_3 在 0°C 时电阻值为 $R_0=250\Omega$

灵敏度 N_2 为 $2.8\Omega/^{\circ}\text{C}$ ， N_3 为 $1.4\Omega/^{\circ}\text{C}$

镍电阻温度系数为： $\alpha=5.6\times 10^{-3}\Omega/^{\circ}\text{C}$

通过镍电阻元件时风速 $>2.5\sim 3\text{m/s}$

水杯容量 250ml。

电源 220V, 50Hz 电压波动值 $170\sim 240\text{V}$

轴流风扇功率 18W

使用环境温度 $0\sim 50^{\circ}\text{C}$

当 $\leq 50^{\circ}\text{C}$ 时，湿度为 $\leq 95\pm 3\%$

2. 氯化锂电阻湿度传感器与变送器

有一些物质置于空气中，它们的含湿量与所在周围空气相对湿度有关，而含湿量大小又引起本身电阻的变化。因此可以通过这种传感器将空气相对湿度转换为元件电阻值的测量。氯化锂就是属于这种在大气中不分解，不挥发，也不变质而具有稳定性质的物质，同时氯化锂在空气中又具有很强的吸湿性，且极易溶解于水中。其吸湿量与空气的相对湿度成一定关系，随着空气相对湿度的增减变化，氯化锂吸湿量也随之变化，只有当蒸汽压等于周围空气的水蒸气分压力时才处于平衡状态。所以空气中相对湿度愈大，则氯化锂吸收的水分也就越多，其电阻率愈小。当氯化锂的蒸汽压力高于空气中水蒸气分压力时氯化锂放出水分，导致电阻增大。氯化锂电阻式感湿元件，即湿敏电阻就是利用氯化锂这一特性制成的。

由于氯化锂感湿元件受环境影响较大，输出电阻值

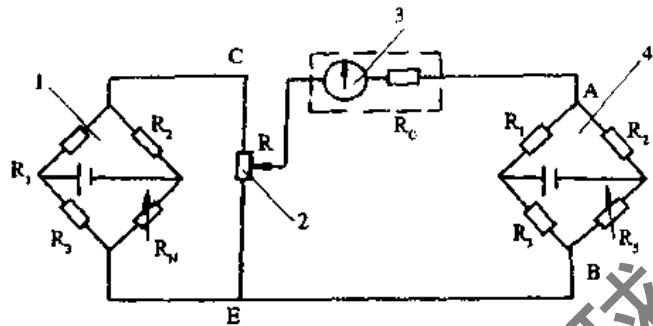


图 8-10 干湿球电信号传感器的测量桥路（复合电桥）

1—干球温度测量桥路；2—可调可变电阻；
3—检流计；4—湿球温度测量桥路

也与检测点的温度有关，所以氯化锂湿度变送器测量线路内均加有热敏电阻，用来进行温度补偿。

氯化锂电阻式湿度传感器，性能稳定，反应灵敏，测量精度高等。甚至可在湿度控制 $\leq \pm 1.0\% \text{RH}$ 的环境场合。在一般工业与民用空调环境中使用，寿命可达四五年之久。个别用户使用时间长达八年。是我国生产领域中应用最为广泛的湿度传感器之一。其主要缺点是体积大，且不宜在温度变化激烈，易结露和污染的环境中应用。

以陶瓷为基片的小型氯化锂电阻式湿度传感器，其性能除保持一般氯化锂湿度传感器的优点外，在灵敏度和测量范围方面，甚至更优于一般氯化锂湿度传感器，可用于 $5\%\sim 98\% \text{RH}$ 的环境测试中，其测量精度为 $\pm 2.0\% \text{RH}$ ，并且允许使用温度可高达 80°C ，其体积为一般同类湿度传感器的三分之一到五分之一，价格也较同类湿度传感器低 $15\%\sim 30\%$ 。

属于这类传感器变送器的有：

(1) DWS-P 系列温、湿度传感器。DWS-P 型温、湿度传感器主要是以片状氯化锂电阻式感湿元件和热敏电阻感温元件组成，可与 DBWS-13、14 温湿度变送器或 DTWS-23、24 或 SWS 系列数显温、湿度仪配套使用，也可与 JXC-07、WS-1A、1B 温、湿度巡检仪配套使用。

DWS-P 系列温、湿度传感器的型号及规格见表 8-4。

感湿部分主要技术指标：

输入电源 $50\text{Hz } \geq 6\text{V}\cdot\text{AC}$

输出信号为电阻信号，见表 8-5。

年漂移率 $\geq \pm 2\% \text{RH}$

温度感受部：

输入电源 $\geq 6\text{V}\cdot\text{AC}$

输出信号按标准号共 2 种，标准参数见表 8-6 及表 8-7。

(2) DBWS-13 型氯化锂湿度变送器。此变送器有两套变送系统，接有两个敏感元件，其一是氯化锂相对湿度敏感元件，另一为热敏电阻作为温度敏感元件与调节器（如 DDZ-II 型等）配套使用时能同时进行温度和湿度的调节，变送器的变送范围为：温度 $10\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度

表 8-4 DWS-P 系列温、湿度传感器型号及规格

型号	相对湿度					温度		
	组合片数	标准号	测量范围 (%RH)	温度补偿 ($^{\circ}\text{C}$)	精度 (%RH)	标准号	测量范围 ($^{\circ}\text{C}$)	精度 ($^{\circ}\text{C}$)
DWS-2P	2	PSI-1	45~65 55~75	10~40	± 2	WB-2	10~40	± 0.3
DWS-4P	4	PSI-1	30~70 40~80	10~40 5~50	± 2 ± 3	WB-2 WB-3	10~40 5~50	± 0.3 ± 0.5
DWS-6P	6	PSI-1	30~90	10~40 5~50	± 2 ± 3	WB-2 WB-3	10~40 5~50	± 0.3 ± 0.5
DWS-8P	8	PSI-1	15~95	10~40 5~50	± 2 ± 3	WB-2 WB-3	10~40 5~50	± 0.3 ± 0.5

表 8-5 PSB-1 在 25 $^{\circ}\text{C}$ 时标准参数值

相对湿度	15	20	25	30	35	40	45	50	55
电导 ($1 \times 10^{-6}\text{s}$)	3.25	4.5	5.75	7.0	8.25	9.5	10.7	12.0	13.25
电阻 (k Ω)	307.7	222.2	173.9	142.9	121.2	105.3	93.02	83.33	75.47
相对湿度	60	65	70	75	80	85	90	95	
电导 ($1 \times 10^{-6}\text{s}$)	14.5	15.75	17.0	18.25	19.5	20.75	22.0	23.25	
电阻 (k Ω)	68.97	63.49	58.82	54.79	51.28	48.19	45.45	43.01	

表 8-6(1) WB-2(10~40 $^{\circ}\text{C}$) 的标准参数值

温度($^{\circ}\text{C}$)	10	15	20	25	30	35	40
电导($1 \times 10^{-6}\text{s}$)	71.99	83.04	94.09	105.15	116.19	127.24	138.31
电阻(k Ω)	13.89	12.04	10.63	9.51	8.61	7.86	7.23

表 8-6(2) WB-3(5~50 $^{\circ}\text{C}$) 的标准参数值

温度($^{\circ}\text{C}$)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
电导($1 \times 10^{-6}\text{s}$)	130.128	141.498	152.868	164.237	175.607	186.977	198.347	209.716	221.086	232.456
电阻(k Ω)	7.685	7.067	6.542	6.089	5.695	5.348	5.042	4.768	4.523	4.302

表 8-7 5~40 $^{\circ}\text{C}$ 温度传感器标准参数(温度系数 $K = 1.9470\mu\text{s}/^{\circ}\text{C}$)

温度($^{\circ}\text{C}$)	5.0	10.0	15.0	20.0	22.5	25.0	30.0	35.0	40.0
电导(μs)	130.128	139.863	149.598	159.333	164.200	169.068	178.803	188.538	198.273
电阻(k Ω)	7.685	7.150	6.684	6.276	6.090	5.915	5.593	5.304	5.043
非线性误差($^{\circ}\text{C}$)	+0.20	-0.11	-0.17	-0.07	0	+0.07	+0.17	+0.13	-0.126

为 35%~85%，调节精度：温度误差为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度误差小于 $\pm 2\%$ 。变送器可以将温度、相对湿度信号分别转换成 0~10mA·DC 信号输入调节器，实现温、湿度的自动调节。此变送器具有灵敏度高、精度高、性能稳定及体积小等优点。

3. 天然瓷石制作的陶瓷湿度传感器

此传感器主要优点是体积小、长期稳定性好、抗污染能力强、价格高。缺点主要是低湿时的电阻值过高，一般在 30%RH 以下的场合无法使用。其次是湿滞大，复现性差。

4. 氯化锂露点湿度传感器及变送器

(1) 氯化锂露点湿度传感器。氯化锂露点湿度传感器又称加热式氯化锂湿度传感器。但此种传感器所直接测得的数据并不是周围空气的相对湿度，而是测量与空气露点温度有一定函数关系的“平衡温度”。通过平衡温度来计算露点温度，然后根据空气干球温度与露点温度求出空气的相对湿度。

此种传感器的构造如图 8-11 所示。内部是玻璃铂电阻，外面套上玻璃丝布套，在其上平行绕两根铂丝作加

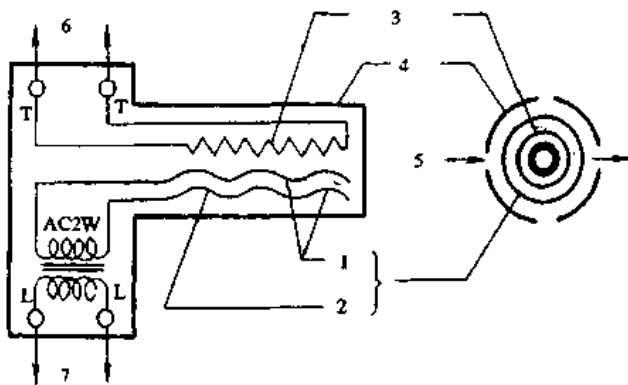


图 8-11 氯化锂露点湿度传感器

1-铂电极;2-氯化锂溶液;3-铂电阻;4-保护罩;
5-被测气体;6-接仪表;7-接电源

热电极,再将氯化锂溶液涂在两根铂电极间,使玻璃丝布浸透。

它的工作原理虽然也是利用氯化锂在空气中吸湿和放湿的特性以及吸湿放湿后电阻发生变化的特点而制成的。但它与氯化锂电阻湿度传感器的工作原理却不同。

根据氯化锂盐在液态时它的电阻非常小,在固态时它的电阻又非常大,如果使氯化锂盐在 12% 以下的相对湿度空气中,它由液态变为固态时电阻值急剧增加的特点,将氯化锂置于空气中,并保持其周围空气温度不变,仅使氯化锂盐的温度上升,当温度上升到氯化锂的饱和汽压与空气中水蒸气分压力相等时,又能维持温度不变,那么要测出这个保持不变的温度,也就知道了水蒸气分压力。由空气的干球温度和其温度下的水蒸气分压力即可知其状态下的空气相对湿度、露点温度等。

(2) 氯化锂露点湿度变送器。氯化锂露点湿度传感器中的铂电阻根据相对湿度的变化输出与平衡温度相对应的电阻信号 R_0 与反映空气温度的铂电阻 R_w 电阻信号,同时输入相对湿度—电压转换器,将其转换为与相对湿度成一定函数关系的电压信号。尔后再经线性化处理和其他处理,使输出电压再经电压—电流转换,使其转换为 $0 \sim 10\text{mA} \cdot \text{DC}$ 标准信号最后输出。

5. 电容式湿度传感器与变送器

电容式湿度传感器是采用一层非常薄的感湿聚合物电介质薄膜夹在两极之间构成一平板电容器。这种非常薄的电极可以使水蒸气通过。由于聚合物的薄膜具有吸湿与放湿的性能,而水的介电常数又很高,所以当水分子被聚合物吸收后,将使薄膜电容量产生很大变化。聚合物薄膜吸湿和放湿程度随周围空气相对湿度的变化而变化,因而其电容量是空气相对湿度的函数,利用这种原理制成的湿度传感器称为电容式湿度传感器。常见的电容式湿度传感器有两种,一种是高分子类,另一种是氧化铝湿敏电容等。

电容湿度传感器具有工作温度和压力范围较宽(温

度可达 50°C),反应快(有的时间常数为 $1 \sim 2\text{s}$),测量值不受周围空气流速的影响,抗污染能力及稳定性好,测量范围宽等优点。

将电容湿度传感器与一定的电子线路组合在一起构成电容湿度变送器,电子线路产生直接比例于电容量变化的电压输出,一般输出电压为 $0 \sim 10\text{V} \cdot \text{DC}$ 。

空调自动调节系统常用的电容式湿度传感器有:

(1) RSC-1 型湿度传感器。RSC-1 型湿度传感器是由齐齐哈尔科达敏感仪器厂生产的一种高分子薄膜式电容湿度传感器,该传感器具有测量范围宽,线性好,精度高,响应时间短,使用温度宽,寿命长,不需要清洗等特点。

技术指标如下:

测量范围 $0 \sim 99\% \text{RH} (-10 \sim 55^\circ\text{C})$

输出电压 $0 \sim 99\text{mV}$ 响应于 $0 \sim 99\% \text{RH}$

测量误差 $0 \sim 80\% \text{RH}$ 时, $\leq \pm 2\%$

$80\% \sim 99\% \text{RH}$ 时, $\leq \pm 4\%$

响应时间 $< 10\text{s}$ (不加防护罩, $\frac{2}{3}$ 量程)

$< 30\text{s}$ (加防护罩, $\frac{2}{3}$ 量程)

温度系数 $\leq \pm 0.3\% \text{RH}/^\circ\text{C}$

输出电阻 $1\text{k}\Omega \pm 5\%$

电源电压 $\text{DC} \cdot 5.0 \pm 0.05\text{V}$

工作电流 $\leq 12.5\text{mA}$

传输电缆 四芯

一次标定使用寿命大于 1 年

(2) ERFM 室内湿度变送器,ERFM020/40 带温度传感器的室内湿度变送器。ERFM 电子式室内湿度变送器配有电容式敏感元件,用以将室内相对湿度转换成 $0 \sim 10\text{V} \cdot \text{DC}$ 标准信号和 E3000 系统显示器、调节器或与微型机接口,对室内相对湿度进行测量和调节。ERFM 型为壁挂式结构,有防湿度饱和功能,因为饱和时会引起测量误差,但不损坏敏感元件。

ERFM020/40 除具有 ERFM 的功能外还装有 NTC 热敏电阻,测量 $-20 \sim 40^\circ\text{C}$ 的空气温度与 E3000 系列显示器、调节器或与微型计算机接口进行空气温、湿度的测量和调节。

主要技术数据:

敏感元件。由沉积有纯金属层的电容膜片构成电容式湿度敏感元件,020/40NTC 热敏电阻。

测量范围 $10\% \sim 85\% \text{RH}$

$10\% \sim 95\% \text{RH}$ (电源电压 $> 12\text{V} \cdot \text{DC}$)

精度 $\pm 3\%$ (环境温度 $15 \sim 25^\circ\text{C}$)

$\pm 5\%$ (环境温度 $0 \sim 50^\circ\text{C}$)

电源电压 $10 \sim 25\text{V} \cdot \text{DC}$

功耗 电源电压 $10\text{V} \cdot \text{DC}$ 时最大 10mA ,
电源电压 $25\text{V} \cdot \text{DC}$ 时最大 15mA 。

输出 $0 \sim 10\text{V} \cdot \text{DC} 5\text{mA}$

接线端子如图 8-12 所示。

(3) EKFM 风道湿度变送器。EKFM020/40 带温度传感器的风道湿度传感器。EKFM 湿度变送器配有电容

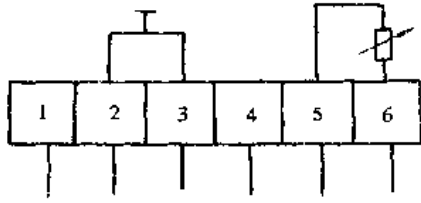


图 8-12 ERFM020/40 湿度传感器变送器接线图
1—10~25V·DC 电源电压;2,3—公共点;
4—0~10V·DC 输出;5,6—NTC 热敏电阻

式敏感元件,可以将风道内的相对湿度转换成与之成正比的0~10V·DC标准信号。由三芯电缆与E3000系列显示器、调节器或计算机接口相连,完成对风道内空气相对湿度的测量与控制。

其技术指标同ERFM和ERFM020/40传感器

020/40 NTC热敏电阻温度—电阻对照见表13-8

6. 厚膜型陶瓷湿敏元件

该类传感元件具有性能稳定,测量范围宽,体积小等优点,在响应速度、复现性、湿滞等方面的性能,较天然瓷石制作的陶瓷湿敏元件优越。

主要湿度传感器、变送器特点见表8-9。

表 8-8 020/40NTC 热敏电阻温度—电阻对照表

温度(°C)	电阻(Ω)	温度(°C)	电阻(Ω)	温度(°C)	电阻(Ω)	温度(°C)	电阻(Ω)	温度(°C)	电阻(Ω)
-20	21860	-7	10598	6	5443.1	19	2943.4	32	1667.2
-19	20631	-6	10048	7	5181.9	20	2812.8	33	1598.2
-18	19478	-5	9532.7	8	4936.4	21	2668.9	34	1532.9
-17	18397	-4	9044.1	9	4702.2	22	2571.2	35	1470.6
-16	17381	-3	8582.4	10	4481.5	23	2458.2	36	1411.3
-15	16428	-2	8150	11	4272.1	24	2353.3	37	1355.0
-14	15534	-1	7740.1	12	4073.9	25	2252.0	38	1301.0
-13	14692	±0	7352.8	13	3884.7	26	2155.8	39	1249.2
-12	13902	1	6988.0	14	3706.8	27	2064.4	40	1199.6
-11	13158	2	6643.4	15	3537.9	28	1976.6		
-10	12460	3	6316.9	16	3378.0	29	1893.3		
-9	11800	4	6010.6	17	3224.9	30	1814.4		
-8	11181	5	5717.8	18	3080.7	31	1739.2		

表 8-9 主要湿度传感器及变送器特点

种 类	优 点	缺 点	测 量 范 围
氯化锂湿度传感器及变送器	1. 能连续指示,远距离测量与调节; 2. 精度高,反应快	1. 受环境气体的影响; 2. 互换性差; 3. 使用时间长了会老化	5%~95%RH
氯化锂露点湿度传感器及变送器	1. 能直接指示露点温度; 2. 能连续指示,远距离测量与调节; 3. 不受环境气体温度影响; 4. 使用范围广; 5. 元件可再生	受环境气体流速的影响和加热电源电压波动的影响	露点温度 -45~70℃DP
电容式湿度传感器与变送器	1. 能连续指示远距离测量与调节; 2. 精度高,反应快; 3. 不受环境条件影响,维护简单; 4. 使用范围广	价格贵	10%~95%RH
纤维球湿度传感器	1. 使用电阻测温能得到稳定特性; 2. 不受环境气体成分的影响	1. 需经常维护纱布上水并防止污染; 2. 环境温度只能在0℃以上	10%~100%RH 10~40℃DP

8.7 空调自动调节系统中常用的压力传感器和变送器

压力、压差传感器、变送器按其作用原理可分为液柱式、弹性式、电气式等类。液柱式压力传感器是将被测压力转换成液柱高度,如U型管液柱压力计,单管液柱压力计和倾斜式微压计等均属此类。弹性式传感器是将压力信号转换成弹性元件的形变,而电气式压力传感器是将压力(或压差)转换成某种电量进行测量。

8.7.1 弹性式压力、压差传感器

弹性式压力、压差传感器有弹簧管、波纹膜盒和波纹管等。如图8-13所示。利用各种弹性传感器而制成的

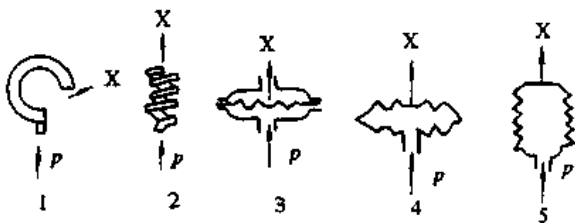


图 8-13 弹性传感器示意图

1-单圈弹簧管;2-多圈弹簧管;3-波纹膜片;
4-波纹膜盒;5-波纹管

压力计,其基本的原理是建立在力平衡原理上,即弹性元件在被测压力的作用下,产生的弹性变形力与被测压力产生的力,量程弹簧的反力相平衡。当力处于平衡状态时,可以通过测量弹性式压力传感器的形变来测量压力,传感器与各种变送器相配合,可以指示压力和差传压力值。

由于弹性压力传感器是利用形变量作为转换信号,因此要求传感器应在弹性形变的安全区域内工作,且使输出的形变位移与被测压力近似呈线性关系。

弹簧管式测量范围较广,一般用于高、中低压力和真空度的测量;膜片式、膜盒式及波纹管式多用于低压和微压的测量。

由于要适应压力、压差信号的远传、显示、记录和自动控制的需要,弹性形变须转换成各种标准电量,这就是压力、压差变送器。

8.7.2 电动压力、压差变送器

电动压力、压差变送器的工作原理如图8-14所示。被测压力 p 经过波纹管转换为力 F_1 ,作用于杠杆1左端A点,使杠杆绕支点O作逆时针偏转,但稍一偏转,位于杠杆右端的位移检测元件2(平面圈和铝片),使电子放大器产生一定的输出电流 I 。此电流通过反馈线圈3和变送器的负载电阻 R ,并与永久磁铁产生一定的电磁力,使杠杆B点受到一个反馈力 F ,形成一个使杠杆顺时针偏转的力矩。由于位移检测放大器极其灵敏,杠杆实际上只要产生极微小的位移,放大器便有足够的输出电流形成反力矩与作用力矩相平衡。当杠杆处于平衡状态

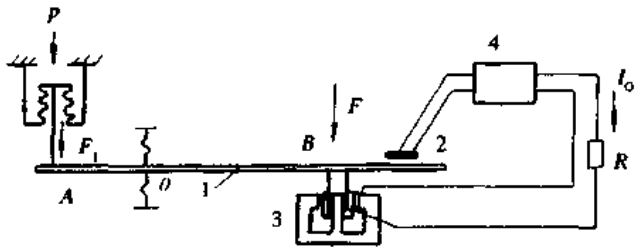


图 8-14 力平衡式压力变送器

1-杠杆;2-位移检测元件;3-反馈线圈;
4-位移检测放大器

时,输出电流正比于被测压力。这样就可以做到压力的测量和传输。

8.7.3 其他压力、压差变送器

位移式压力、压差变送器首先将弹性元件的位移量变换成电容、电感、电势等的变化,然后再经过电路转换为标准电量输出。

1. 电容式压差传感器及变送器

电容式压差传感器及变送器的原理图见图8-15。

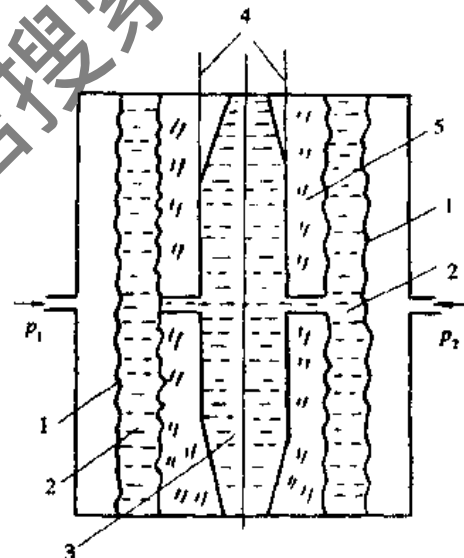


图 8-15 电容式压差传感器

1-隔离膜;2-硅油;3-测量膜片;
4-固定电极;5-玻璃

被测压力 p_1 、 p_2 分别加于左右两个隔离膜片1上,通过硅油2将压力传到测量膜片3上。此测量膜片是由弹性温度稳定性好的平板金属薄片制成,作为差动电容的活动的电极。它在压差作用下,可左右移动约0.1mm的距离。在膜片左右有两个用真空蒸发法在玻璃凹球面上制成的金属固定电极4。因此当测量膜片向一边鼓起时,它与两个固定电极间的电容量一个增大,一个减小,故称差动电容。通过引线可测量两个电容的变化,即可得出压差值。

2. 霍尔片式弹簧管压力变送器

霍尔片式压力变送器的结构如图8-16所示。被测压力由弹簧管1的固定端引入,弹簧管的自由端与霍尔片3连接。在霍尔片的上、下方垂直设置两对磁极使霍

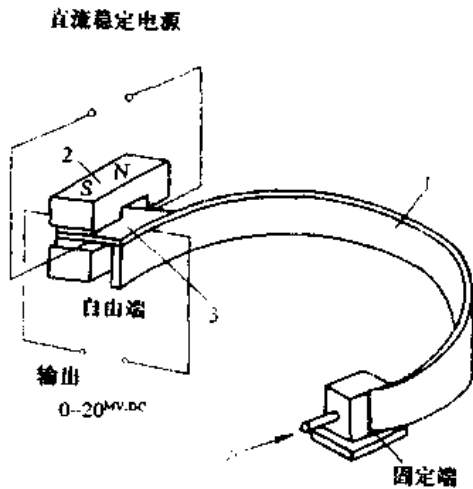


图 8-16 霍尔片式弹簧管压力变送器结构原理
1-弹簧管;2-磁铁;3-霍尔片

霍尔片处于两对磁极所形成的非均匀磁场之中。霍尔片的四个端面引出四根导线,其中与磁铁 2 相平行的两根导线和直流稳压电源连接,另两根导线用来输出信号。

由于当压力改变时,连接在弹簧管端部的霍尔片也随之改变其在空间的位置,其所处的磁感应强度也随之改变,这时的霍尔电势值也作相应的改变。因此霍尔片式弹簧管压力传感器实质上是一种位移—电势变换元件。

如果将霍尔电势经过电子线路处理成标准信号后即成为压力变送器。目前采用集成化技术将霍尔片、电源、

输出信号放大和处理等线路集中在一块单晶片上,实现了变送器的微型化。

8.7.4 固定压阻传感器

利用导体或半导体制成的薄片当其受到压力作用时,其材料的长度、截面积及电阻率将发生相应的改变,因此其电阻值也随着改变。在工程应用中采用半导体材料单晶硅作为压阻传感器的材料,根据不同的受力形式加工成环、梁、柱、膜等形状作为弹性元件。尔后在此弹性元件的适当位置上用集成电路工艺技术扩散四个等值应变电阻,将四个桥臂中相对两个置于受拉区,另两个置于受压区,当不受力时因四个桥臂电阻相等均为 R ,电桥处于平衡状态,当受到压力作用时,恰使相对桥臂电阻变大,另一对桥臂电阻变小,电桥失去平衡。如果电桥由一恒流电源供电,其电流如果为 I_0 ,当放大器采用高输入电阻组件时,电桥输出电压为 $U = I_0 \Delta R$,这样便将被测压力转换为电压信号了。

这种传感器灵敏度高,传感器满量程输出为 100mV 左右,可作为压力传感器或压差传感器。作为压差传感器其量程有 0~20、40、60、200mmH₂O 直到 30MPa。图 8-17 为固态压阻式微压差传感器示意图。

8.7.5 常用压力、压差传感器及变送器

1. CPK-1 型微压控制器

该微压控制器主要有敏感元件——膜片、双位微动开关、调整螺丝、弹簧片及壳体组成。其外形结构见图 8-18。

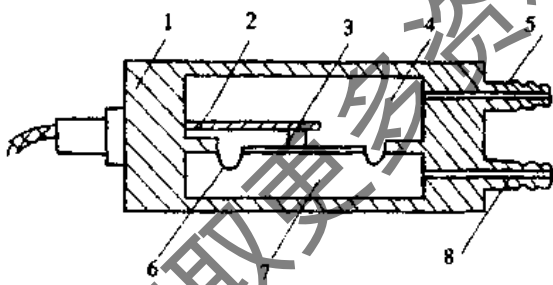


图 8-17 压阻式微压差传感器

1-壳体;2-应变梁;3-传力件;4-低压腔;
5-高压腔;6-波纹膜片;7-高压腔;8-高压嘴

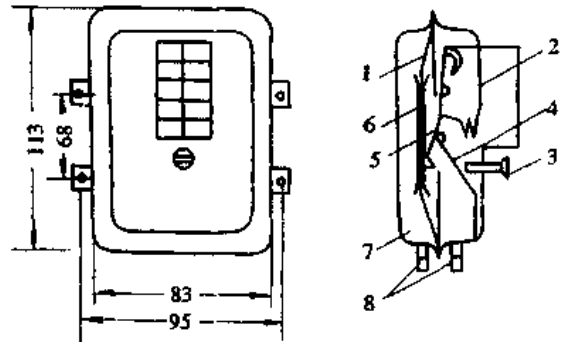


图 8-18 CPK-1 型微压控制器外形结构图

1-膜片;2-微动开关;3-调整螺丝;4-弹簧片;
5-杠杆;6-硬芯;7-壳体;8-气压接管

精度为: 低档部分 $\pm 0.6\text{mmH}_2\text{O}$
高档部分 $\pm 0.2\text{mmH}_2\text{O}$

2. CEB 型微差压变送器

CEB 型微差压变送器外形见图 8-19,其工作原理与 CPK-1 型微压控制器相似。可利用它来实现微压差调节和测量。其输出电流信号为:0~10mA 或 0~30mV,便于配用单元组合仪表,如 DDZ-II 型调节器等。该仪表的控制测量范围见表 8-10。

微压控制器原理为:利用膜片将壳体分隔为互不相通的密闭腔,即高压腔和低压腔,分别用小管接至被测对象的高低压侧,由于有压差,作用在膜片上下侧压力产生差值,膜片产生位移,通过硬芯转变为对杠杆的作用力,使微动开关产生位移,当被控对象的压差增大时,作用力也随之增大,微动开关的动触片切换,使常闭触点断开,常开触点闭合;反之,当压差减小,则微动开关复位,从而达到控制压力或压差的目的。

该微压控制器的控制范围为:1~38mmH₂O

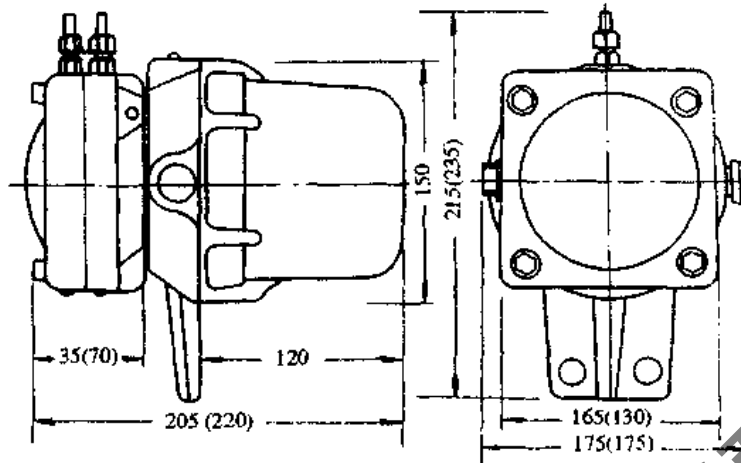


图 8-19 CEB 型微压差变送器外形简图

表 8-10 CEB 微压差变送器技术数据

型 号	测量范围 (mmH ₂ O)	精度	工作压力 (kgf/cm ²)	输出信号
微差压	CEB-1.6 1.6A	2.5	1.6	0~10mA
	CEB-16 16A		16	0~30mA
低差压	CEB-64 64A	1.5	64	0~10mA
	CEB-160 160A		160	0~30mA

8.7.6 流量传感器

流量传感器按原理可分为容积式、节流式、电磁式和涡轮式等。

在管道内连续流动的流体,当遇到安装在管道内的节流装置时,在节流装置的前后产生压差,由于此压差与流体的流量有一定关系,所以可通过测量压差间接测量流量,或者根据流体对节流元件的推力来测量流量。

(1) 压差式流量传感器。根据节流元件前后压差测量流量的传感器称为压差式传感器,再由压差变送器把此压差信号(即流量信号)转变为标准的电信号 0~10mA·DC、4~20mA·DC 或 0~5V·DC。将压差式流量传感器和压差变送器结合成一体,组成压差流量变送器,可直接与节流装置配合,输入压差信号,输出流量信号,与有关指示仪表配合,即可测量通过管道的流体流量。

压差式流量计适用于圆形管道而且是连续地满流。

压差式流量传感器结构简单,安装方便是普遍使用的一种传感器,可以用来测量水、空气和蒸汽的流量。

(2) 转子流量传感器。转子流量传感器也是一种节流式流量传感器,它的节流元件不像压差式节流元件是采用节流孔板,而是在流体通过的管道中有一个可以移动的转子。当流体在管道中通过时,由于转子的节流作用,在转子的前后出现一个压差,此压差对转子产生一个

推力,使转子发生移动,直至推力和转子产生的向下方平衡时为止。

电远传转子流量计可以远传流量信号,与相应的变送器、显示仪、记录仪或自动调节仪配合就可以完成测量、记录和调节作用。

转子流量计主要用于小流量的场合。转子流量传感器应垂直安装,不允许倾斜或水平安置,而且被测介质的流向应自下而上。它可以用来测量各种气体、液体和蒸汽的流量。

(3) 电磁流量传感器。电磁流量计以电磁感应定律为基础,在管道两侧安放磁铁,以流动的液体当做切割磁力线的导体,由产生的感应电动势测量管道内液体的流量。

电磁流量计的优点是管道中不设任何节流元件,故无压力损失,可用来测量各种粘度的液体。工作可靠,测量精度高,线性刻度,测量范围宽,反应快速。电磁流量计只能测量导电液体的流量,不能测气体的流量。

8.8 空调自动调节系统中常用的调节器

传感器、变送器将所测得的热工量数值转换为各种标准信号,输送给各种显示、记录、调节器等,在显示、记录、调节器中进行处理、放大、比较等再输出信号,指挥调节、执行机构,从而产生对对象的调节作用。

8.8.1 晶体管位式调节器

1. JWT-1 型晶体管位式调节器

此种调节器是我国研制最早的一种位式调节器,尽管目前已有更多更好的调节器,但由于该调节器结构简单、使用方便、反应迅速、价格低廉等特点,还不失去其使用价值。

JWT-1 型调节器内有两对常开和常闭触头,可组成二位和三位控制系统。其线路图见图 8-20。其工作原理为:利用敏感元件如电接点水银温度计接点的闭合和断开,改变晶体管的电位,使晶体管处于截止或工作状态,

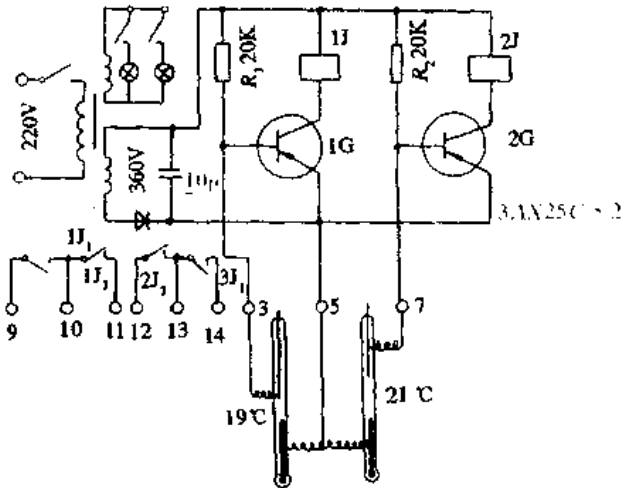


图 8-20 JWT-1 型晶体管位式调节器线路

因而使继电器 J 释放或吸合,以达到控制的目的。

性能:触头额定负荷 220V,0.1A·AC

使用环境 $-4 \sim 50^{\circ}\text{C}$

寿命:触头在额定负荷下,能承受 10 万次动作。

2. SY-105 型晶体管位式调节器

SY-105 型晶体管位式调节器配 KD10/1 成套机组使用,它由两组继电器组成,由同一电源变压器供电。利用继电器的吸合释放来控制水泵的启、停以保证水位。

3. RS 型室温调节器

RS 型室温调节器用来控制风机盘管,诱导器等空调末端装置,按双位调节规律控制室温。采用半导体热敏电阻作为其一次仪表。

8.8.2 动圈式指示、调节仪

动圈式指示、调节仪也是我国使用较早的一种仪表,该类仪表已成系列化,它可以用于温度的远距离指示和调节,露点调节,一般精度的室温调节、二次加热调节及辅助调节等,其常用的敏感元件有:热电偶、热电阻、霍尔片式压力变送器或滑线电阻式远传压力计以及电感式膜片差压计等。

动圈仪表测量机构的核心是一个磁电式毫伏表,如图 8-21 所示。由表面绝缘的细铜丝绕成矩形线圈 2,用张丝(弹性金属丝)1 支承于永久磁铁 3 的磁场中。当测量的直流毫伏信号加在此线圈上时,线圈中则有电流流过,产生了电磁力,在线圈的有效边上产生大小相等,方向相反的力偶 F ,在力偶 F 的作用下,形成力矩 M ,推动线圈转动。力矩推动线圈转动的同时,张丝被扭转变形,产生与力矩 M 相反的阻力矩 W ,当两力矩平衡时,线圈便停止转动。该线圈的转角与所测毫伏电势有关。

动圈式指示、调节仪的型号表示方法意义

XCT	23D	1
第一节	第二节	第三节

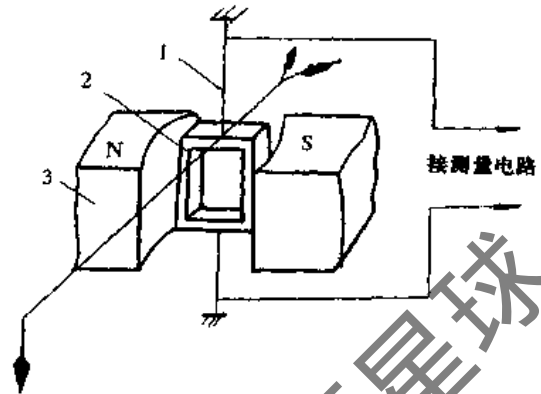


图 8-21 动圈式测量机构

1—张丝;2—线圈;3—磁铁

第一节

第一位	代号	表示:显示仪表
第二位	代号	表示:磁电系、动圈式
第三位	代号	表示:指示式
		表示:指示调节式仪表

第二节

第一位	代号	表示:单标尺,表示设计序列或种类、高频振荡固定参数
	代号	表示:高频振荡可变参数
	代号	表示:时间程序或高频振荡固定参数
第二位	0	表示调节仪的调节方式,两位调节
	1	表示三位调节(狭中间带)
	2	表示三位调节(宽中间带)
	3	表示时间比例调节
	4	表示时间比例加两位调节
	5	表示时间比例加时间比例
	8	表示比例调节(连续输出式)
	9	表示比例积分微分调节(连续输出)

第三位

第三位	尾注
第一节	1 表示配接热电偶
	2 表示配接热电阻
	3 表示配接霍尔变换器
	4 表示配接压力变送器

动圈仪表的作用原理,当热电阻把温度转换成电阻信号送到仪表后,其测量桥路根据热电阻值的大小测出温度值,并通过指针显示出来,同时附在指针上的小铝旗,由于它与振荡线圈上的相对位置改变而获得偏差信号,这信号经不同的控制电路放大运算后,便输出不同的控制方式,如位式、时间比例和 PID 等调节方式。

XC 系列配热电阻动圈仪表一览表见表 8-11。

动圈式指示调节仪直接测毫伏电压,因此响应快,动态指示特性好,构造简单,运行可靠、耐用,维护方便,价格便宜等,可以组成 8 种调节规律,但此仪表因受到电流表精度、环境温度和电源电压稳定度(对不平衡电桥)的限制,一般测量精度不高,可达 1.0 级。

表 8-11 XC 系列配热电阻动圈式仪表一览表(上海自动化仪表三厂、西安仪表厂)

一般技术数据	1. 精度等级: 1.0 级		6. 工作环境: 温度 0~50℃; 湿度 < 85%	
	2. 电 源: ~220V/50~60Hz		7. 外接电阻: 3~5Ω	
	3. 接点容量: 3A/220V		8. 外形尺寸: XCZ 型 160×80×180	
	4. 不灵敏区: 小于全量程的 0.5%		XCZ 型 160×80×270	
	5. 阻尼时间: 不大于 7s		9. 开孔尺寸: 152 ^{±1} ×76 ^{±1}	
编号	型号	显示和调节方式	测量指针不同位置时输出动作图示	测量范围(℃)
1	XCZ-102	单指示		BA ₁ ; BA ₂
2	XCT-102	指示并能做二位调节或上限(下限)报警		0~30, 0~50 0~100, 0~150 -50~50, 0~200 -50~100, 0~250
3	XCT-112	指示并能作三位狭中间带调节或下限调节上限报警		0~300, 0~400 0~500, 0~1000 -100~100, -100~100 -150~50, -150~150
4	XCT-122	指示并能作三位宽中间带调节或上下限报警		-200~50, -200~500 200~500 G
5	XCT-132	指示并能作时间比例调节(比例带 3~6%)		0~30, 0~50 0~100, 0~150 -50~50, -50~100
6	XCT-192	指示并能作电流输出 PID 调节(0~10mA)		

注: 凡动圈仪表型号最后一位数为“3”者, 比如 XCZ-103、XCT-103 等, 是配 YSH-1 和 YSH-2 霍尔压力变送器, 调节规律同上
 测量范围: 配 YSH-1 为 0~25; 0~40; 0~60; 0~100; 0~160……; -25~0; -40~0; -60~0; -100~0……; -12~+12;
 -20~+20; -30~+30; -50~+50; -8~+80; -120~+120; -200~+200……(mmH₂O); 配 YSH-2 为 0~1.0; 0~1.6;
 0~2.5; 0~4; 0~6; 0~10; 0~16; 0~25; -1.0~0.6; -1~1.5; -1~3; -1~5; -1~9; -1~15; -1~24……(kgf/cm²)
 凡仪表型号最后一位数字为“4”者, 比如, XCZ-104、XCT-104 等, 是配 YTZ-150 型(上海自动化仪表四厂)和 YR-150 型
 (西安仪表厂)远程发送压力表, 测量范围同 YSH-2。

8.8.3 P 系列简易电子调节器

P 系列简易电子调节器也是一类专为暖通、空调而设计的调节器, 它可以与调节阀配套使用, 在取得位置反馈时, 可构成连续比例调节, 也可不采取位置反馈而直接控制继电器、接触器及电磁阀等组成双位、三位调节, 比例积分调节。

P 系列比例调节器是由直流测量电桥、直流放大器和直流触发器三部分组成。当被测温度等于给定值时, 直流电桥处于平衡状态, 无输出信号, 而当被测温度产生偏差时, 镍电阻值发生变化, 使电桥失去平衡, 随即电桥将输出一偏差信号, 此偏差信号的极性和大小, 放大到足够大的功率时再去推动触发器, 触发器是由晶体管组成的两组电子继电器, 每组各控制一灵敏继电器, 并通过继电器的接点去控制相应的执行机构或电动机的电机正转

或反转, 以改变调节阀门的开启度, 达到调节的目的。由于此系列调节器使执行机构移动的位置与偏差成比例, 故称比例调节器, 简称 P 调节器。

1. P-4A₁ 调节器

调节规律 温度比例

配用热敏元件 镍热敏电阻 N₁、N₂、N₃

调节范围 0~20℃, 0~40℃

给定误差 全量程 1%

准比例带 全量程 20℃ 时为 1~6℃

全量程 40℃ 时为 1~12℃

不灵敏区: 0.04℃ (可调范围 0.04~0.02℃)

全行程时间 一般不应大于 40s/120° 转角

2. P-4B1 型温差比例调节器

此调节器配用 TH 干湿球温度信号发送器, 可用于空气相对湿度的调节。调节范围为 30%~100%。

3. P-5A1 型补偿式比例调节器

此调节器配用镍热敏电阻 N_1, N_2, N_3 , 用于温度调节, 调节范围为 $0 \sim 20^\circ\text{C}$ 和 $0 \sim 40^\circ\text{C}$ 。

4. P-204 断续调节器

调节规律为三位 PI 和双位 PI, 配用热敏元件为热敏电阻 G, N_1, N_2, N_3, MFX 和 TH 干湿球温度信号发送器及氯化锂变送器, 用于温度、湿度和压力的调节。调节范围为: $0 \sim 50^\circ\text{C}$ 、 $-20 \sim 120^\circ\text{C}$ 、 $-50 \sim 150^\circ\text{C}$ 、 $40\% \sim 100\%$ 。

8.8.4 自动平衡电桥记录调节仪

自动平衡电桥记录仪的原理如图 8-22 所示。它由

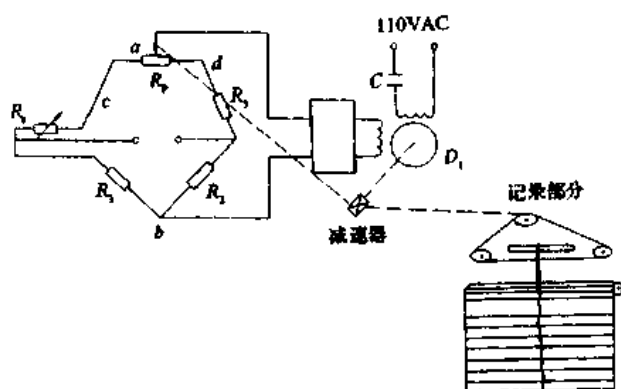


图 8-22 自动平衡电桥(带调节装置式)

测量部分、放大部分、显示记录部分和附加调节装置组成。在测量电桥中当热电阻 R_t 的阻值随温度的改变而改变时, 测量电桥的平衡状态即被打破, 在电桥对角线 a, b 两点产生不平衡电压 U_{ub} 。此不平衡电压经电子放大器放大, 带动可逆微电机 D_1 转动。 D_1 通过减速器一方面调节滑线电阻 R_p 的滑点 a 的位置, 使电桥趋于平衡, 使 $U_{ub} = 0$, 另一方面带动指示、记录机构进行指示、记录被测参数。因此, 滑线电阻 R_p 上的每一个平衡点的位置都代表某一被测参数值, 根据温度对给定值的不同位置, 则通过自动记录仪的附加装置, 便发出不同的使执行机构动作的信号, 从而达到指示、记录和调节作用。

1. XQC-101-X 型圆图式记录调节仪

该仪表为中型圆图直流电桥单针单笔表面定值电接点记录调节仪, 配用半导体热敏电阻 MFX, 可以实现连续的 PID 调节规律对温度进行指示、记录和调节。

2. XQC-400 型大型长图自动平衡记录调节仪

该仪表为单笔记录, 带 PID 调节装置的记录、调节仪, 配用热敏元件为铂热电阻 BA_1, BA_2 。调节范围为 $19 \sim 21^\circ\text{C}$ 。

输入信号: $0 \sim 40\text{mV}$,

输出信号: $0 \sim 10\text{mA}$,

控制精度: $\pm 1\%$ 、 $P = 2\% \sim 200\%$ 、 $I = 0.1 \sim 2\text{min}$

$D = 0 \sim 10\text{min}$ 。

3. 平衡电桥自动记录仪

平衡电桥自动记录仪种类很多, 国产记录仪型号命名统一规定见表 8-12。表中一些项目的意义如下:

表 8-12 国产记录仪型号命名的统一规定

型号中的文字部分含义						型号中的数码部分含义			
第一位		第二位		第三位		第一位		第二、三位	
符号	意义	符号	意义	符号	意义	符号	意义	符号	意义
X	显示仪表	W	直流电位差计	A	条形指示仪	1	单针单笔	00	无附加装置
		Q	直流电桥	B	大型圆图	2	双针双笔	01	表面定值电接点
		L	交流电压平衡	C	大型长图	3	多点指示记录	02	表内定值电接点
		D	交流电桥	D	小型长图	4	单针单笔电调节	03	报警
				E	小型圆图	5	单针单笔气调节	04	多量程
				F	中型长图			05	量程扩展
				G	中型圆图			06	辅助记录
				P	旋转刻度			07	自动变速
				X	便携式			08	程序控制
								09	积算装置
								10	计数器
								11	计算单元
								12	模数转换
								13	电阻发讯
								14	多点各自定值

(1) “直流电位差计”是指与热电偶配用的电位差计, “交流电压平衡”是用在压力或流量测定时, 将测量结果远传送的一种仪表。直流电桥和交流电桥是指与热电阻配用的仪表。

(2) 圆图是指圆盘形记录纸, 每 24 小时更换一张。

长图指的是长条形记录纸, 仪表走纸速度每小时可分为 $30\text{mm}/120\text{mm}$ 等多种可调。圆图和长图的盘面尺寸都有大、中、小之分。旋转刻度是指仪表指针固定不动, 而标尺呈圆盘形可以转动。

(3) 双针双笔是指在同一个仪表上有两个记录笔,

可以同时测量两个独立的参数,电调节指示仪表内设有电动PID调节器,可根据被测量值与给定值的偏差输出0~10mA·1X信号进行调节作用。

(4) 无附加装置是指基本型式的记录仪,不附加01~14等附加装置,只用来做指示记录用。表面定值是

指表盘上用来定值的定值指针,可直接看出定值的值,表内定值是指表盘上无定值指针,在盘面上反映不出定值的值

(5) XQF、XQD、XQB、XQC、XQG系列自动记录仪的型号、性能、测量范围等技术数据列于表8-13。

表 8-13(1) XQF、XQD 自动平衡电桥记录(调节)仪一览表(西安仪表厂)

名称	型号	显示方式	调节方式和附加装置	技术特性	测量范围(℃)
中 长 图	XQF-100	单笔记录	无	1. 指示误差: < ±0.5%; 2. 记录误差: < ±1%; 3. 多点仪表打印周期 10s; 4. 外接电阻: 2×5Ω; 5. 外形尺寸: 280×280×280; 6. 开孔尺寸: 260 ^{+1.5} ×260 ^{+1.5}	G -50~50 -50~100 0~50 0~100 0~150 BA
	XQF-101	单笔记录带电接点调节装置	接点装置: 上下限表面定值; 动作精度: 1%; 动作不灵敏区: 0.15%; 继电器触点: 220V, 2A		-120~30
	XQF-300	12点打印记录	有六个任意定值的调节与报警装置,可移动范围0~100%		0~100 0~150 0~200
	XQF-314	6点打印记录			
小 长 图	XQD-100	单笔记录	无	1. 指示误差: < ±0.5%; 2. 记录误差: < ±1%; 3. 多点打印周期 5s; 4. 外形尺寸: 160×160×354; 5. 开孔尺寸: 152 ⁺¹ ×152 ⁺¹ ; 6. 外接电阻: 2×5Ω	BA ₁ 0~300 0~400 0~500 200~500 BA ₂
	XQD-101	单笔记录带报警	报警装置: 上下限表面给定; 报警精度: 1级; 报警不灵敏区: 0.15%; 继电器触点: 220V, 2A		-200~-70 -120~30 -90~50 0~50
	XQD-221	双笔记录带报警	报警装置: 带两会上、下限表面给定,性能同 XQD-101		0~100 0~150 0~200 0~300 0~400
	XQD-400	单笔带电动PID调节	比例范围: 0.5%~200%; 积分时间: 0.1~2min; 微分时间: 0.1~10min; 输出电流: 1~10mA; 负载电阻: 0~3kΩ		除外形尺寸: 160×160×486外,其余同 XQD-101
	XQD-300	多点打印记录(3,6)点	无	同 XQD-101	0~100 0~200 0~300 0~400 0~500 200~500

表 8-13(2) XQB、XQC、XQG 系列自动平衡电桥记录(调节)仪一览表(上海自动化仪表二厂)

名称	型号	显示方式	调节方式和附加装置	技术特性	测量范围(℃)
大 圆 图	XQB-100	单笔记录	无	1. 指示误差: ±0.5%; 2. 记录误差: ±1%; 3. 指示不灵敏区: 0.25%; 4. 全行程时间 5s; 5. 记录纸速度 24h/周; 6. 外形尺寸: 420×415×285; 7. 开孔尺寸: 378 ^{+1.5} ×378 ^{+1.5}	G -50~50 -50~100 0~50 0~100 0~150 BA ₁
	XQB-101		带表面定值电接点 2 个,控制精度 ±1%, 接点容量直流 30V0.5A, 交流 220V1A		-120~30 0~100 0~150 0~200 0~300
	XQB-102		带表内定值电接点 1~4 个,可任意选择		0~400 0~500 +200~500
	XQB-121		断续比例调节,比例带 2%~20%可调,动作周期 10~100s可调		

(续表)

名称	型号	显示方式	调节方式和附加装置	技术特性	测量范围(℃)
大 长 图	XQC-100	单笔记录	记录纸速度:30/60/120 300/600/ 1200mm/h	除⑤⑥外其余同上 外形尺寸:420×415×385	BA ₂
	XQC-200	双笔记录			-200~ -70
	XQC-300	3.6、12点打印			-200~30
	XQC-101	单笔记录	带表面定值电接点2个,接点 容量:直流30V0.5A,交流 220V1A		-90~50
	XQC-301	3.6、12点打印			0~50
	XQC-102	单笔记录	带表内定值电接点1~4个, 任意选择,双笔表:主笔带接点, 副笔不带接点,或主副笔均带接 点,多点仪表只带两个接点		0~100
	XQC-202	双笔记录			0~150
	XQC-302	3.6、12点打印			0~200
	XQC-314	6、12点打印测量记录	带多点任意定值调节与报警 装置,并附有JD106型继电器箱		0~300
	XQC-400	单笔记录	带PID调节装置: 输入信号:0~10mV, 输出信号:0~10mA, 控制精度:±1% P=2%~200%, I=0.1~21min, D=0~10min		0~400
中 图	XQG-100		无	外形尺寸:280×280×282 开孔尺寸:260 ^{+1.5} ×260 ^{+1.5} 其余同大图	0~500
	XQG-101		带表面定值电接点2个		200~500
	XQG-102		带表内定值电接点1~4个,任 意选择		

4. 自动平衡电桥记录调节仪

自动平衡电桥记录、调节仪的特点是:工作稳定,精度高,多为0.5级,但价格也较高,适用于要求控制精度高且又需要自动记录的调节系统中。

5. 各类仪表在使用时的注意事项

(1) 及时加注记录墨水和更换记录纸。

(2) 每三个月应对其活动部件如传动齿轮、齿轮轴、主轴、轴承加润滑油一次。

(3) 定期用酒精清洗记录笔尖,如记录笔尖有堵塞现象可用通针(Φ0.14钢丝)疏通,或将笔尖浸泡在酒精中数分钟再疏通。

(4) 对滑线电阻丝每月清洗一次,清洗时用小刷沾酒精轻轻地仔细地电阻丝缝隙中洗刷,决不可用砂布或其他硬物进行擦拭。

(5) 及时检查并防止滑线电阻的活动点(滚子)与主副滑线接触不良,如发现滑点与滑线丝接触不良出现指针飘移时,可适当扭弯滑臂的簧片,使之接触良好,严防滑线电阻生锈,一旦生锈则在锈处滑点与滑线断路,也会产生指针飘移,甚至会出现指针围绕断点左右不停地摆动而无稳定值,此时可用极细研磨砂纸轻轻擦拭,直到用万用表测量滑丝电阻值变化均匀时为止,尔后再用酒精清洗。

(6) 应经常检查指示和记录的一致性,如发现两者

出现偏差可进行调整。

(7) 灵敏度调节。停电源,在正常情况下用手拨动指针架,使指针偏离平衡位置,然后放开手,通电后其正反方向示值之差应小于指示值的灵敏区,并有1~2次摆动,表明灵敏度正常。如发现指针在平衡点不停地摆动,则说明灵敏度过高,如发现当信号变化后,指针走动慢滞,则表明灵敏度过低,可调放大器灵敏度调节器(或调阻尼电位器)使之正常。

(8) 仪表长期放置或使用时间较长,或仪表发生故障检修后,均应进行刻度校验,校验的方法是:用已经电桥检查过阻值准确的0.1级十进制电阻箱(如ZX38/10等)代替热电阻,按要求配好线路电阻,如图8-23所示。然后根据表面刻度值,用电阻箱给其对应的标准电

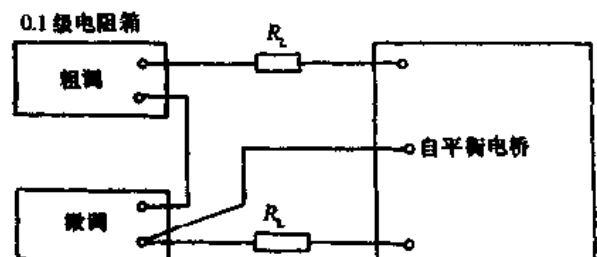


图 8-23 与热电阻配用的记录仪校验方法

阻值(如 BA₂ 分度 0℃时为 100Ω),看其指示值是否与盘上刻度一致。通常仅调检始点和满度,如果它们在精度范围内,中间刻度则应无问题。在调检过程中,若出现指示值与刻度值相差较大,说明仪表已有毛病,则应首先检查测量桥路,然后检查放大器等,找出并排除故障后再进行刻度调整。如指示值接近于刻度值,但超过基本误差,应进行始点、满度调整。

8.8.5 TA 系列简易电子调节器

TA 系列调节器是一种简易电子自动检测、调节仪表,主要用于一般热过程中单参数的自动调节,也适用于空调系统作为温度、压力等的自动调节,具有结构简单,动作可靠、精度高,价格便宜及外形小巧美观等优点。尽管近年来有越来越多的用于空调控制的新型仪表问世,但由于 TA 系列仪表的适用性和其价格低廉的显著特点,故其使用仍相当广泛。

TA 系列调节器的线路设计采用半导体集成电路和分立元件相结合的方式。目前该调节器除调节作用外,只有偏差指示,而不能直接读出被测参数的绝对值,更不能自动记录被测参数。

被调参数的给定方式采用单线圈电位器模拟给定和数字给定两种,而数字给定,则是一种新型的给定精度较高的方式。它是利用拨盘开关给出四位数字。通过更换敏感元件和测量线路便可接入不同的输入信号,故其通用性较强。

该系列调节器具有两位、三位、比例、比例积分、比例微分及比例积分微分等多种调节规律,调节器的输出信号为继电器开、关信号和连续电流信号,其执行机构可以是接触器、电磁阀、电动阀、电动执行机构及可控硅电压调整器等。

1. TA 系列调节器的主要技术指标

- (1) 输入信号:直流电流或电压信号
- (2) 给定方式:以四位数给定方式为主
- (3) 控制灵敏度:小于满量程的 0.1%
- (4) 输出信号:继电器的触点信号,连续电流信号,可控硅触发脉冲信号。

1) 输出继电器信号时,触点容量为:纯电阻负载时为 220V,3A;电感负载时为:220V,1A。

2) 输出 0~10mA 的连续电流信号,负载电阻允许变化范围为 0~1kΩ。

3) 输出可控硅移相触发脉冲时,脉冲幅度大于 4V(按 20Ω 电阻),脉冲宽度大于 20μs,移动范围不小于 150°电角度。

(5) PID 参数可调范围

1) 比例带 P:1%~10%连续可调,0.5%~200%,0.5%~300%连续可调。

2) 积分时间 T_i:连续 PID 为 0.25~7min 连续可调,三位 PI 为 0.3~16min 连续可调。

3) 微分时间 T_d:0~1.5min 连续可调。

(6) 两位式、窄带三位。

1) 不灵敏区:仪表满量程的 0.5%以下。

2) 报警给定可调范围:偏差指示全量程。

(7) 时间比例及二位 PID 零偏差时,通断周期一般为 40±10s

(8) 抗干扰能力

1) 纵向 220V,50Hz。

2) 横向 5mV,50Hz。

(9) 仪表供电源:220V±15%。

2. TA 调节器的分类

(1) TA 仪表的型号说明

TA	表示显示方式	表示调节规律	表示输入信号
0	偏差指示	0 两位	1 热电偶(mV)
1	偏差指示 上限报警	1 三位	2 热电阻(Ω)
2	偏差指示 下限报警	3 时间比例	3 0~10~600mV
4		4 两位 PID	4 远程发送压力器等(Ω)
5		5 三位 PID	5 0~10mA 输入信号
9		9 连续 PID	6 热敏电阻(Ω)
			7 配比调节

(2) TA 调节器的分类。TA 仪表的方框图如图 8-24 所示。由敏感元件热电阻、热电偶或压力变送器来的电阻、电势等信号与仪表内给定电阻或电压进行比较后转换为偏差信号,经放大后送入 PID 调节环节,调节器按一定调节规律进行调节。

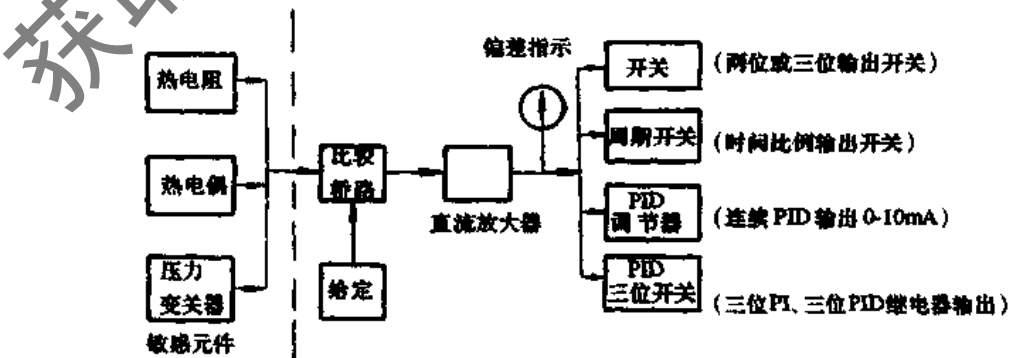


图 8-24 TA 调节器方框图

1) 两位调节 放大器的偏差电压,直接送到两位式开关,就可以实现开、关作用的两位式调节报警。所谓两位式开关,就是由晶体三极管及灵敏继电器组成的电子继电器。由集成电路构成的直流放大器输出的电压,控制电子继电器中的晶体三极管的基极电流。直流放大器输出为负值时,晶体三极管处于截止状态,继电器不动作,当直流放大器输出为正值并具有一定数值时,晶体三极管达到饱和,继电器吸合。因此通过继电器的接点,即可进行双位控制。

2) 时间比例调节 时间比例调节也是按点输出,但采用了周期开关,即在一定的温度范围内,继电器周期地吸、放,而吸放的时间与偏差成比例,故称时间比例式。此调节器有:TA-032、TA-132。

3) 两位PI和三位PI调节 此仪表靠改变继电器

吸、放时间的长短来达到连续调节加热功率,从而达到调节室温的目的。而继电器的动作时间与室温偏差成比例、积分的关系。

三位PI是两组继电器输出并用来控制电动执行机构,第一组继电器控制电动执行机构正转(打开阀门),第二组继电器控制执行机构反转(关闭阀门),而阀门的位置与室温的偏差有近似的比例、积分的关系。TA-052、TA-056即为此类调节仪。

4) 连续PID调节 连续PID调节器是输出统一的0~10mA的直流信号。直流信号的大小与室温偏差成比例、积分、微分的关系。它应配用可控硅电压调整器,通过可控硅对电加热器的电压进行调节。属于此类的调节器有:TA-092、TA-051、TA-94、TA系列简易电子调节器一览表见表8-14。

表 8-14 TA 系列简易电子调节器一览表(上海自动化仪表六厂)

配用感温元件	一次元件用热电阻 G、BA ₁ 、BA ₂ 的仪表	一次元件用霍尔传感器的仪表 YSH- $\frac{1}{2}$	调节规律	配用执行器
仪 表 型 号	TA-002	TA-003	二位	接触器、ZK-0、电动调节阀、电磁阀
	TA-012	TA-013	三位	同上
	TA-032		时间比例	同上
	TA-132	TA-133	时间比例调节带超温报警	接触器等
	TA-042		二位PID	接触器、ZK-0、电动调节阀、电磁阀
	TA-052	TA-053	双继电器三位PI, P=5%~30% I=0.1~16min	电动执行器(电动调节阀等)
	TA-092	TA-093	连续PID(0~10mA输出)	ZK-1带可控硅 DE-1伺服放大+电动调节阀等
	TA-192	TA-193	连续PID调节带超温报警	同上
般 技 术 数 据	1. 精度等级: 1.0级		5. 电源: 220V±10% 50/60Hz	
	2. 控制灵敏度(分辨率) 满量程的0.1%以上		6. 盘面尺寸: 80×160 开孔尺寸: 76 ⁺ 1×152 ⁺ 1	
	3. PID指标: P=0.5%~400% I=0.25~70min D=0~1.5min		7. 不灵敏区: 二位式、三位式 设定范围0.5%	
	4. 接点容量: 220V纯阻性负载3A 220V电感性负载1A		8. 时间比例: 零周期 20/40s 比例带 3~30%连续可调	
测 量 及 控 温 范 围	铂电阻 G		0~100℃、0~150℃、-49.9~+49.9℃、-50~+150℃	
	铂电阻 BA ₁ 、BA ₂		0~100℃、0~150℃、0~200℃、100~200℃等	
	镍电阻 N ₂ (R ₀ =500Ω)		0~50℃、0~200℃	
	YSH-1 霍尔传感器(0~20mV)		0~25、0~40、0~60、0~100、0~160、0~250、0~400、0~600、0~1000、 0~1600、0~4000mmH ₂ O	
	YSH-2 霍尔传感器(0~20mV)		0~0.6、0~1.0、1.6、0~2.5、0~4.0~6.0~10.0~16.0~25.0~40、 0~60、0~100.0~160.0~250.0~400kgf/cm ²	

8.8.6 TS型简易电子式相对湿度调节器

TS型简易电子式相对湿度调节器包括 TSA、TS-B和TS-C三种,属空调自控专用调节单元仪表。具有典

型通用化,结构组件化,使仪表内部结构简单,外型小。仪表采用偏差指示,具有双位、三位、三位比例积分、比例积分微分调节规律,输出信号可分为继电器开关信号和连续电流输出信号(0~10mA)可驱动交流接触器,电动

执行机构,电磁阀,也可经可控硅电压调整器触发可控硅以及经“电气”转换器控制气动调节阀,适用于对不同对象与不同的控制精度要求

TS相对湿度调节器与TH干、湿球温度信号发生器配套,可以测量和控制相对湿度。它的工作原理是:由于TH干湿球温度信号发生器是由两支 N_2 (或 N_3)分度镍电阻组成的热电阻干湿球温度测量元件,它把测定点的干、湿球温度信号转换为电阻信号送给调节仪,在调节仪中经直流电桥的测量、运算并与给定值比较和微伏调制放大后,直接输出相对湿度的偏差信号,除作为偏差指示外,偏差电压输入一种三位比例积分开关电路,调节器即以双继电器PI脉冲输出,去控制执行机构的动作。

1. 主要技术指标

- (1) 测量范围:40%~100%相对湿度(10~40℃范围内)。
- (2) 测量元件:TH信号发送器,分度号 N_3 。
- (3) 给定最大允许误差: $\leq \pm 2\%$ 。
- (4) 控制灵敏度(分辨率):0.2%相对湿度。
- (5) 偏差指示范围: $\pm 10\%$ 直接相对湿度刻度。
- (6) 抗干扰。

1) 横向:输入端加 $5mV \cdot AC$ 电压输出电压变化 $\Delta U_{\text{出}}(mV)$ 零位偏移不大于 $\pm 10\mu V$ (折合到输入端)。

2) 纵向:220V零点偏移不大于 $\pm 10\mu V$ (折合到输入端)。

(7) 电源:220V $\pm 10\%$ 50Hz。

(8) 消耗功率:10W。

(9) 工作条件:0~45℃,相对湿度 $\leq 85\%$ 。

(10) 输出特性。

TS-A、TS-C继电器触头容量感性220V、1A,阻性:220V、3A,TS-B0~10mA电流信号输出,负载为1k Ω 。

(11) 调节规律特性。

TS-A三位PI P:5%~300% I:0.3~16min

TS-B连续PID P:0.5%~40% I:0.25~6min, D:0~1.5min

TS-C三位开关 上限设定0.2%~10%相对湿度,下限设定0.2%~10%相对湿度可作三位控制上、下限报警用。在外电路加适当线路之后可作双位控制动差,范围可从相对湿度0.2%~20%可调。

2. TS-A、TS-B、TS-C调节仪正面图

该调节仪正面图如图8-25所示。

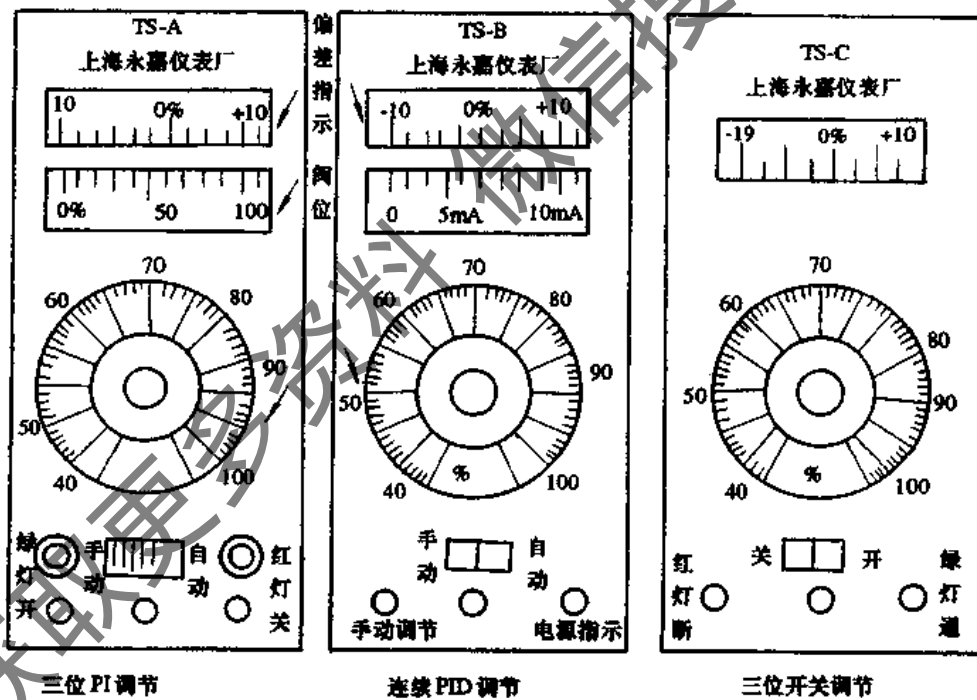


图 8-25 TS调节器正面图

3. TS-A三位PI调节后端接线图
该接线图如图8-26所示。

4. TS-B 0~10mA调节后端接线图
该接线图见图8-27。

5. TS-C作双位控制带动差调节后端接线图
该接线图见图8-28。

6. TS-C作三位开关控制或报警后端接线图
该接线图见图8-29。

干湿球温度与相对湿度对照表见表8-15。

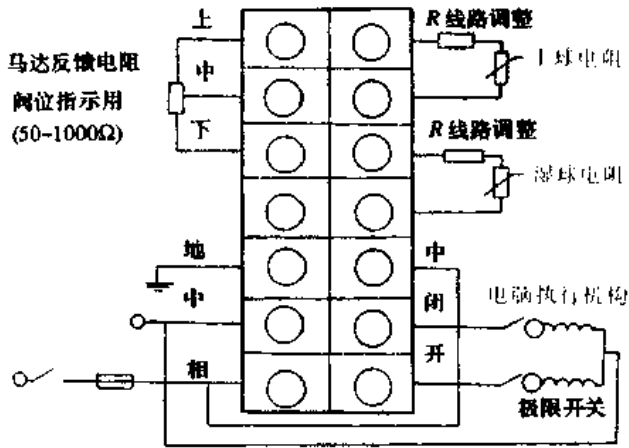


图 8-26 TSA 三位 PI 调节器后端接线图

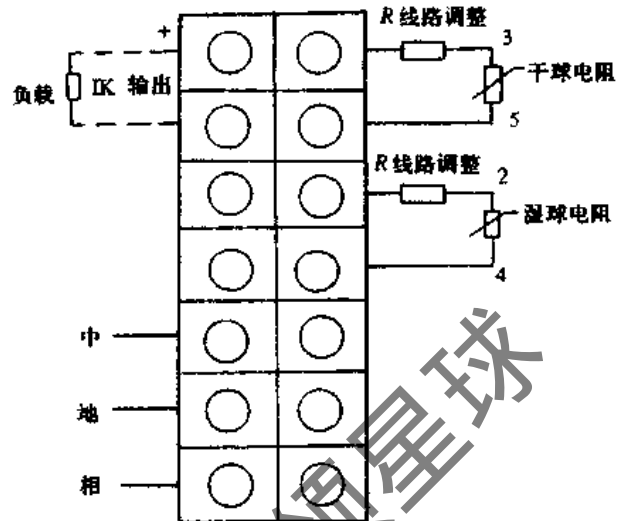


图 8-27 TS B 连接 0-10mA 调节器后端接线图

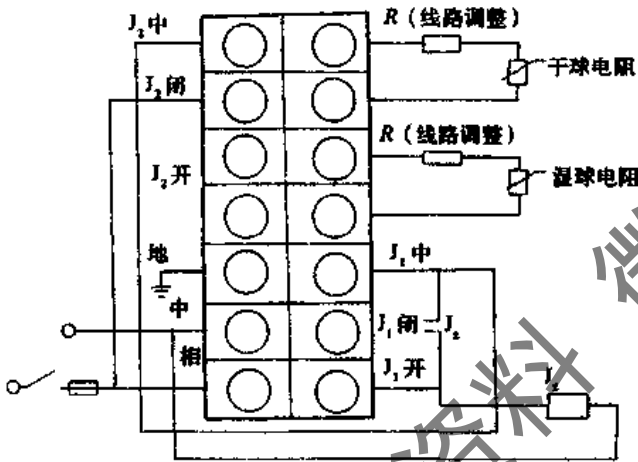


图 8-28 TSC 双位控制带动差调节的后端接线图

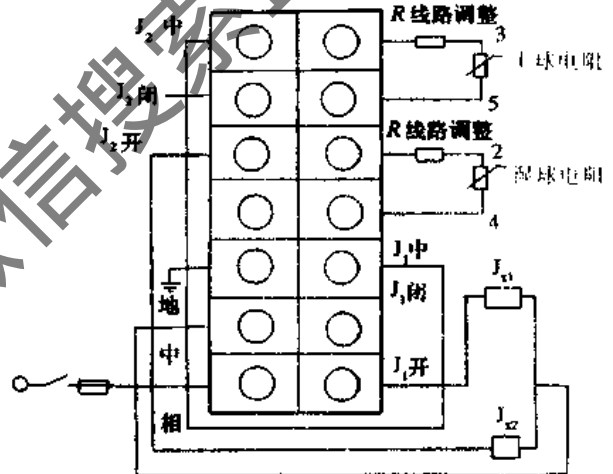


图 8-29 TSC 作三位开关控制或报警的后端接线图

表 8-15 干湿球温度与相对湿度对照表

相对湿度 ϕ (%)	干球温度 ($^{\circ}\text{C}$)	湿球温度 ($^{\circ}\text{C}$)	干球温度热电阻值 (Ω)	湿球温度热电阻值 (Ω)	1% 相应于热电阻值 (Ω)
40	10	5.11	264	257.15	0.123
	20	13.16	278	268.43	0.177
	30	21.15	292	279.6	0.243
	40	28.96	306	290.60	0.281
50	10	5.99	264	258.38	
	20	14.43	278	270.20	
	30	22.73	292	281.94	
	40	30.98	306	293.41	
60	10	6.94	264	259.71	
	20	15.71	278	271.99	
	30	24.41	292	284.30	
	40	33.12	306	296.32	
70	10	7.81	264	260.94	
	20	16.94	278	273.72	
	30	26.03	292	286.51	
	40	35.07	306	299.08	

(续表)

相对湿度 (%)	干球温度 (℃)	湿球温度 (℃)	干球温度热电阻值 (Ω)	湿球温度热电阻值 (Ω)	1%相应电阻值 (Ω)
80	10	8.61	264	262.06	
	20	18.41	278	275.39	
	30	27.49	292	288.50	
	40	36.28	306	301.58	
90	10	9.36	264	263.11	
	20	19.1	278	276.73	
	30	28.86	292	290.43	
	40	38.61	306	304.05	
100	10	10	264	264	0.089
	20	20	278	278	0.127
	30	30	292	292	0.165
	40	40	306	306	0.195

注: TS系列调节器所配一次仪表分度号均为 N₃。

8.8.7 电气式调节器

此种调节器的信号传递和操作动力使用电气,但调节机构中不包含电子放大器。

电气式调节器一般是将传感器与调节部分组成一体,也就是把传感器(如温度、湿度、压力等),给定值调节机构,传动杠杆以及变换机构(开关、可变电阻)等组合在一起。室内型的将它们装在一个盒内,插入式只将温包移至盒外,用毛细管连接。

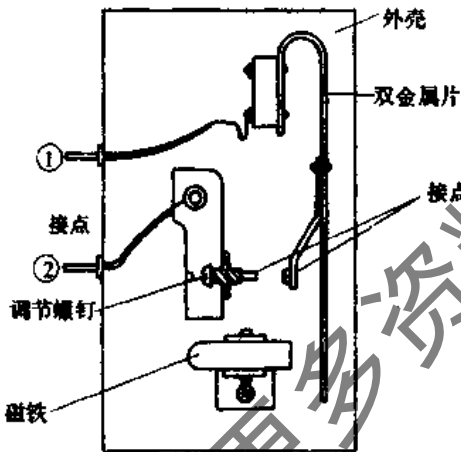


图 8-30 电气式(双金属片)温度调节器

图 8-30 是一由双金属片构成的电气式温度调节器,是属双位控制器。将双金属片置于被测空气中,感受其温度的变化,并从中取得动作的能量。当温度发生变化时,电接点就进行开、关动作。为了使开关动作有快速性,在固定接点侧设有永久磁铁。当双金属片上的可动接点接近到某一范围时,进入磁铁的磁场内,可动接点被迅速吸引,使开关快速关闭。相反,当接点打开时,双金属片反转力必须克服磁力,才能使接点保持打开状态,即当温度上升或下降时,开关闭的温度与开的温度间存在着一个间隙,这就是调节器的呆滞区,超过呆滞区开关就急速地动作。

图 8-31 为利用温包作感温传感器的压力式温度调节器。温包与毛细管相连,可以插入被测介质中。当温度上升时,温包内充有的物质压力增大,此压力作用在波

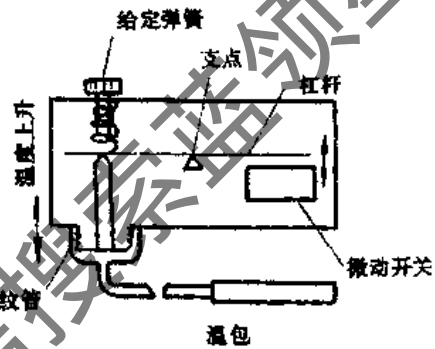


图 8-31 压力式温度调节器

纹管上,并克服给定弹簧的反力作用在杠杆上,使杠杆绕支点有微小位移,此位移作用在微动开关上,用以改变输出接点的状态。微动开关见图 8-32

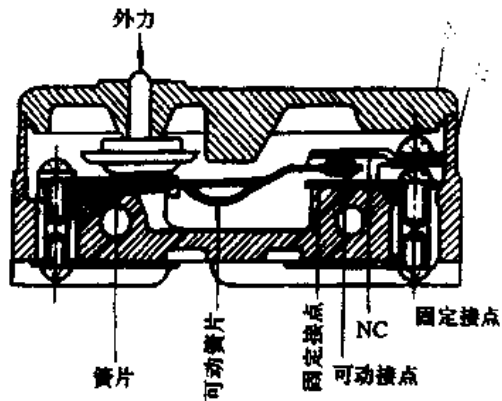


图 8-32 压力式温度调节器微动开关结构图

图 8-33 为室内型湿度调节器和压力调节器示意图。图中(a)是采用尼龙带制成的湿度调节器。将其置于被测空气中,尼龙带感受相对湿度的变化。当相对湿度增大时,尼龙带吸湿使其伸长,在反力弹簧作用下,使连杆绕支点逆时针转一点角度,带动杠杆便压下微动开关上的压杆,改变接点状态。给定值通过给定偏心轮来调整。图中(b)是利用波纹管制成的压力调节器。

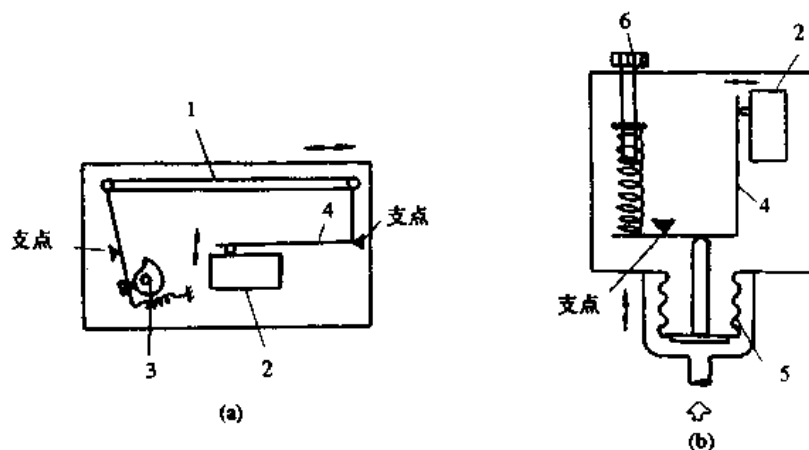


图 8-33 湿度及压力调节器

(a) 湿度调节器; (b) 压力调节器

1-尼龙带感湿元件; 2-微动开关; 3-给定偏心轮; 4-杠杆; 5-波纹管; 6-给压螺钉

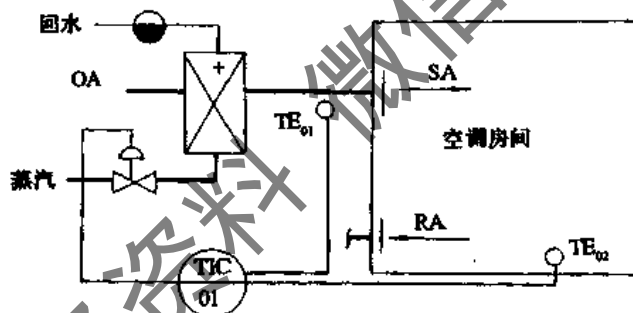
8.8.8 电—气动调节器

电—气动调节器是由电测仪表和气动调节单元组成。它具有电子调节仪表和气动调节器两部分组成的优点。输出气压信号, 指挥气动调节机构动作。

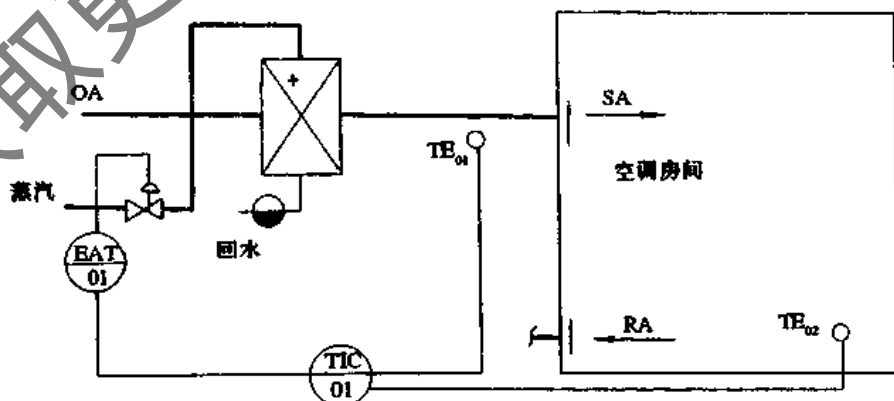
电—气动调节系统可分两大类

1. 具有气动 PID 调节装置的电—气动调节器

该调节器是由电子自动平衡电动机控制差动机构上的测量指针, 当被调参数与给定值有偏差时, 测量指针和给定指针错开, 通过两者间的机械位移来控制 PID 气动调节装置中的气动放大器, 使输出的气压发生变化, 以指挥气动执行调节机构。



(a) 采用气动调节器调节室温原理



(b) 设有电—气转换器的气动室温调节原理

图 8-34 温度的电—气动调节系统

XQG-500-X型电—气动调节器即可调节空气加热器的气动直通调节阀,以控制送风温度和室温。

2. 具有电动PID调节装置的电—气动调节系统

通过敏感元件(温度、湿度、压力等)的变送,将被调参数转换成电信号输入到电动(或电子)PID调节器中,经PID网络的运算和放大,而后输出一个与输入偏差信号成PID规律的直流信号,再通过DXQ-2或DXQF-100电—气转换器,将电信号按线性关系转换成气压信号输出,以对气动执行调节机构进行控制,如图8-34。

8.8.9 空调自动调节专用仪表

1. W(S)ZT和WSZ-2电子式组装式仪表是由中国建筑科学研究院空调研究所研制,江苏省张家港市乘航电器设备厂生产的暖通空调专用仪表

(1) W(S)ZT温(湿)度调节器

1) W(S)ZT调节仪采用功能模块结构和集成电路,统一接线端子和统一信号制。可以实现两路变送调节,调节规律为位式、时间比例、三位、三位PI、位式PID、新风补偿,数字显示功能。此种调节仪性能先进,功能丰富,结构合理,系统组成灵活,扩展容易,体积小,可靠性高,操作简单,调试容易,安装维修方便等优点。尤其在控制点数较多场合,更能显示其特点。

2) W(S)ZT温(湿)度调节仪的功能和技术指标。

① 调节仪输出的(供外接用)温度和湿度输出信号0~10V·DC,精度为1级(不包括测头误差)。

② 调节仪的设定值采用数显方式,显示误差小于设定范围的±1/100

③ 调节仪的抗干扰性能:纵向~220V,横向~50mV,50Hz。

④ 继电器接点容量:~220V,0.5A(无感负荷)。

⑤ 调节仪供电电压:~220V±5%,消耗功率<15W。

⑥ 工作环境温度0~50℃,相对湿度>95%。

3) WZT、WSZF温湿度调节指示仪的技术指标。

WZT、WSZT温、湿度调节指示仪的功能和技术指标见表8-16

4) W(S)ZT调节指示仪的命名方法。

W(S)ZT

第一节

第二节

第一节 W(S)ZT表示为温(湿)度指示调节仪

第二节用4位表示

第二节第一位含义如下:

1—1路变送调节功能

2—2路变送调节功能

表 8-16 WZT、WSZT 温、湿度指示调节仪的功能和技术指标

序号	型号	名称	调节回路	量程	敏感元件	调节规律	调节器参数
1	WSZT-2009	温湿度调节指示仪	t	10~40℃	DWS-6P 温湿度传感器	位式	不灵敏区: 0.2%~5%可调
			ϕ	30%~90% RH		位式	
2	WZT-2336	两路温度调节指示仪	t_1	10~30℃	MF53-N 热敏电阻	时间比例	比例带: 2%~10%连续可调, 周期:40s(或2min)
			t_2	10~30℃		时间比例	
3	WSZT-2339	温湿度调节指示仪	t	10~40℃	DWS-4P(或6P) 温湿度传感器	时间比例	调节器参数见2
			ϕ	或30%~90% 40%~90% RH		时间比例	
4	WSZT-2330	两路时间比例调节器	2	0~10VDC		时间比例	调节器参数见2
						时间比例	
5	WZT-2436	两路温度调节指示仪	t_1	19~21℃	MFB ₃ 热敏电阻	位式PID	比例带:2%~200%, 积分时间:0.3~10min 周期:20s(或40s) 微分时间:0~1.5min
			t_2	19~21℃		位式PID	
6	WSZT-2449	温湿度调节指示仪	t	10~40℃	DWS- ^{6P} / _{4P} 温湿度传感器	位式PID	位式PID参数见5
			ϕ	30%~90%或 40%~80% RH		位式PID	
7	WSZT-2440	位式PID调节指示仪	2	0~10VDC		位式PID	位式PID参数见5
						位式PID	

(续表)

序号	型号	名称	调节回路	量程	敏感元件	调节规律	调节器参数
8	WZT-1326	带上下限报警温度时间比例调节指示仪	t	10~30℃	MF53-X 热敏电阻	1. 时间比例 2. 三位	1. 比例带: 2%~40%可调 周期: 40s(或 2min) 2. 三位调节带宽: 上限: 设定值+(0.5~5%)任意调节; 下限: 设定值-(0.5~5%)任意调节
9	WSZT-1329	带上下限报警温湿度时间比例调节指示仪	ϕ	40%~90%RH 或 30%~90%	DWS-4P(或 6P)	1. 时间比例 2. 三位	调节器参数见 8
10	WZT-2326	两路温度调节指示仪	t_1	10~30℃	MF53-X 热敏电阻	时间比例	上、下限设定范围, 全量程上、下限不灵敏区: 0.2%~5%可调
			t_2	0~40℃		三位调节	
11	WZT-2356	两路温度调节指示仪	t_1	10~30℃	MF53-X 热敏电阻	时间比例	调节器参数见 2
			t_2	10~30℃		三位 PI	
12	WSZT-2359	温湿度调节指示仪	t	10~40℃	DWS-4P(6P) 温湿度传感器	时间比例	时间比例参数见 2 三位 PI 参数见 11(t_2)
			ϕ	40%~90% 或 30%~90%		三位 PI	
13	WSZT-2350	两路(时间比例; 三位 PI)调节指示仪		0~10VDC		时间比例	时间比例参数见 2 三位 PI 参数见 11(t_2)
						三位 PI	
14	WZT-A256	带新风温度补偿温度调节指示仪	t_1 (室外)	0~40℃ 或 10~40℃	MF53-X 热敏电阻	三位	上、下限设定范围: 0~40℃ 冬夏补偿比: 0±100%; 补偿起点: 冬 10℃、夏 18~24℃; 补偿极限: 24~30℃, 三位 PI 参数见 11(t_2)
			t_2 (送风或室内)	10~30℃	MF53-X 热敏电阻	三位 PI	
15	WZT-A25 ₀ 6		t_1 (室外)	0~10VDC 输入		三位	见 14
			t_2 (送风或室内)	10~30℃		MF53-X 热敏电阻	

A——带新风补偿的调节功能
B——串级调节功能
第二位和第三位的 0……9 则分别表示第一路第二路的调节规律, 其含义如下:

- 0——位式调节
- 1——窄中间带三位调节
- 2——宽中间带三位调节
- 3——时间比例
- 4——位式 PID
- 5——三位 PI
- 9——连续 PID

第四位含义的符号如下:

- 0——不带变送器, 输入信号 0~10V·DC

6——输入敏感元件为热敏电阻

9——输入敏感元件为温、湿度传感器

5) W(S)ZT 调节仪的原理和功能。

① 调节仪的原理。W(S)ZT 温(湿)度指示调节仪原理如图 8-35 所示。

尽管各种调节仪的功能各异, 但其构成原理大致相同。都是由温、湿度变送器将输入的温度信号(热敏电阻的阻值变化), 湿度信号(湿敏电阻的阻值变化)转换为 0~10V·DC 信号, 即 $U_{SC}(t_1)$ 和 $U_{SC}(t_2)$ 。这些信号一方面送至调节器的比较器测量偏差, 作为调节器的输入, 其偏差经过带有不同功能的反馈网络的放大器放大后,

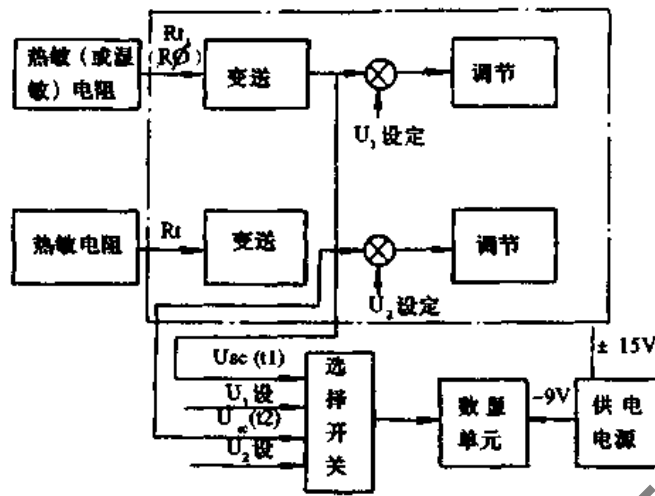


图 8-35 W(S)ZT 温(湿)度调节指示仪原理框图

即可得到不同调节规律的输出信号；另一方面输入到数字显示单元或另外的记录仪作显示或记录用。通过选择开关，可由数字显示单元读出被测参数值或调整被控参数的给定值。

② 调节仪的功能。温、湿度变送功能 调节仪可实现两路温度或温湿度各一路的变送功能。温、湿度变送器的输出信号 U_{sc1} 、 U_{sc2} ，可由后接线端子(6、17 和 16)输出，供数显或外接记录仪使用。

调节功能 调节仪可实现两路调节功能，调节规律包括时间比例，位式 PID、三位、三位 PI、新风补偿等。此外也有一路变送多功能调节。

显示功能 通过选择开关，可由数显面板读出被测温、湿度参数值，以及其设定值。此外，在三位 PI 调节仪

中，采用 10 段发光二极管作阀位显示。

W(S)ZT 温(湿)度指示调节仪功能及主要用途见表 8-17。

③ WZT 调节指示仪的组成见图 8-36 ~ 图 8-42。

① 调节仪和敏感元件的连接。调节仪温度变送器配用下列两种敏感元件。一般精度的温度配用 MF53-X 型可互换线性热敏电阻作为敏感元件，热敏电阻在 20℃ 时电阻值为 1.8kΩ，平均灵敏度为： $-20\Omega/^\circ\text{C}$ 。热敏电阻有室内、风温和水温测量三种规格，小量程温度变送器配用 MFB3 型热敏电阻，这种热敏电阻采用玻璃密封，稳定性好，尺寸小，反应快。热敏电阻和变送器逐个配好出厂，不能互换。

表 8-17 W(S)ZT 温、湿度指示调节仪功能及主要用途

名称	型号	功能	调节规律	主要用途
温 度 指 示 调 节 仪	WZT-2336	实现两路温度(t_1 、 t_2)变送、显示及调节	时间比例	用于一般精度的恒温自控
	WZT-2446	实现两路温度变送、显示和调节	位式 PID	继电器触点可用来控制可控硅的通断，可用 $\pm(0.02 \sim 0.2)^\circ\text{C}$ 精密恒温自控
	WZT-2326	两路温度变送、显示及调节	t_1 为时间比例， t_2 为三位调节	用于空调系统季节工况自动转换和恒温自控，尤其适合于小型机组的恒温自控
	WZT-2356	两路温度变送、显示和调节及阀位显示(10 段发光二极管)	t_1 为时间比例， t_2 为三位 PI	用于控制电加热器和阀门、风门执行器的恒温自动调节系统
	WZT-1326	一路温度变送、调节、显示及三位报警	时间比例调节及三位报警	用于精密恒温系统的送风温度自动调节
	WZT-A256	两路温度变送、调节显示	室外(t_1)三位，室内或送风(t_2)三位 PI 调节	新风补偿功能和补偿极限控制功能，用于舒适空调的节能控制

(续表)

名称	型号	功能	调节规律	主要用途
温、湿度调节仪	WSZT-2330	温、湿度各一路变送及温、湿度参数显示、调节	时间比例调节	用于一般的恒温恒湿的自动控制
	WSZT-2440	温、湿度各一路变送、温、湿度参数显示和调节	位式PID	可用于精密恒温($\pm 0.3^{\circ}\text{C}$)恒湿($\pm 2\% \sim 5\% \text{RH}$)的自动调节系统
	WSZT-1329	一路湿度变送、两路调节电路	时间比例调节,三位报警	
	WSZT-2359	温、湿度变送及数字显示和调节四位显示	温度为时间比例调节,湿度为三位PI调节	可用于恒温($\pm 0.3 \sim 0.5^{\circ}\text{C}$)、恒湿($\pm 2\% \sim 5\% \text{RH}$)控制系统
温度调节仪	WZT-2330	两路调节、显示	时间比例	用于一般精度的恒温自控
	WZT-2440	两路调节、显示	两位PID	用于 $\pm(0.02 \sim 0.2^{\circ}\text{C})$ 的精密恒温自控
	WZT-2350	两路调节、显示	t_1 为时间比例, t_2 为三位PI	可用于控制电加热和阀门、风门执行器的恒温自动调节系统

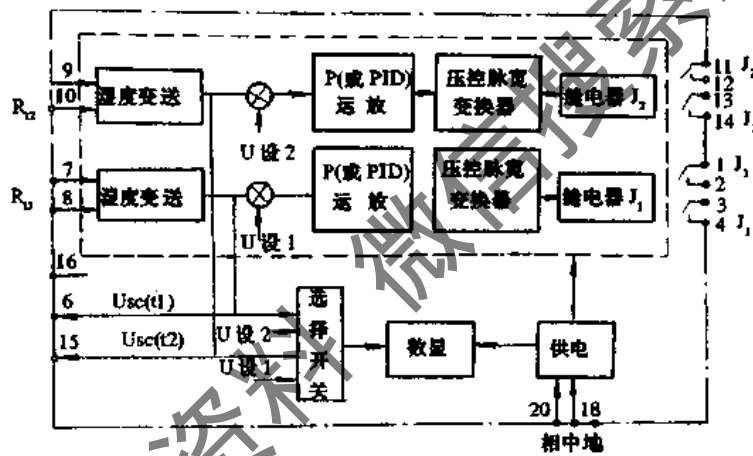


图 8-36 WZT-2330/2440 温度调节指示仪原理框图

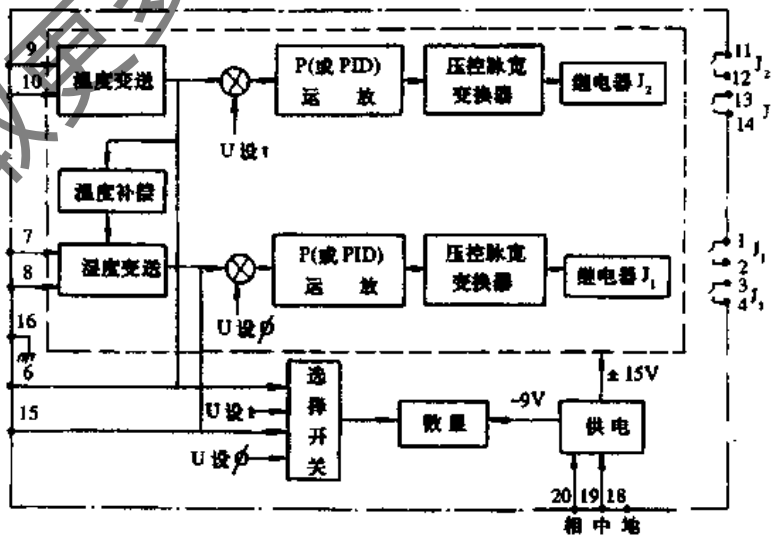


图 8-37 W(S)ZT-2339/2449 温湿度调节指示仪原理框图

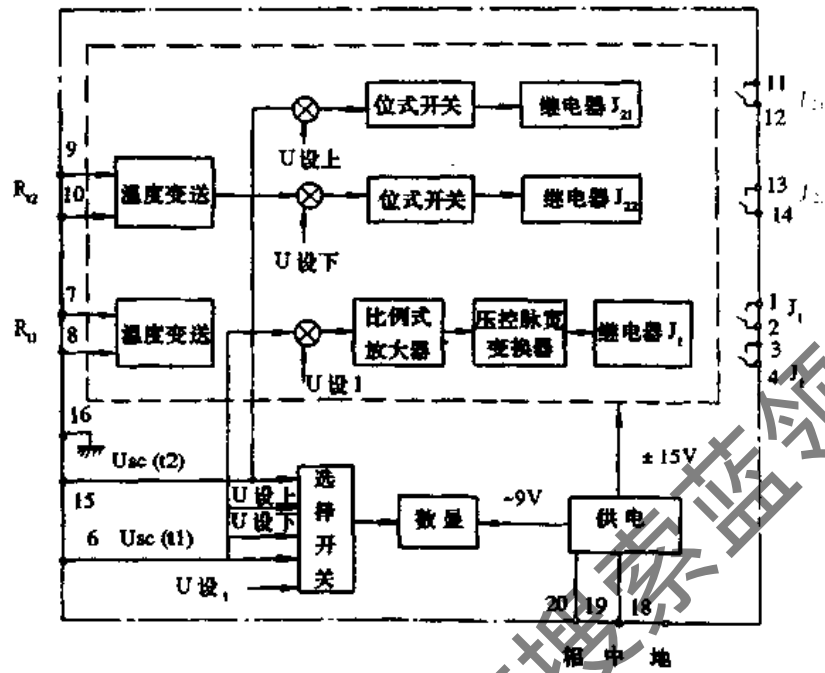


图 8-38 WZT-2326 温度调节指示仪原理框图

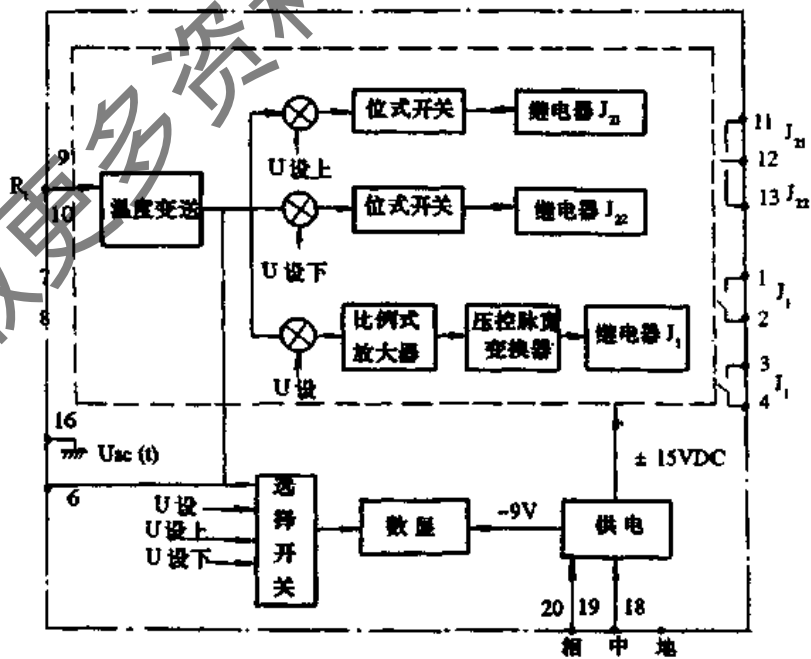


图 8-39 WZT-1326 温度调节指示仪原理框图

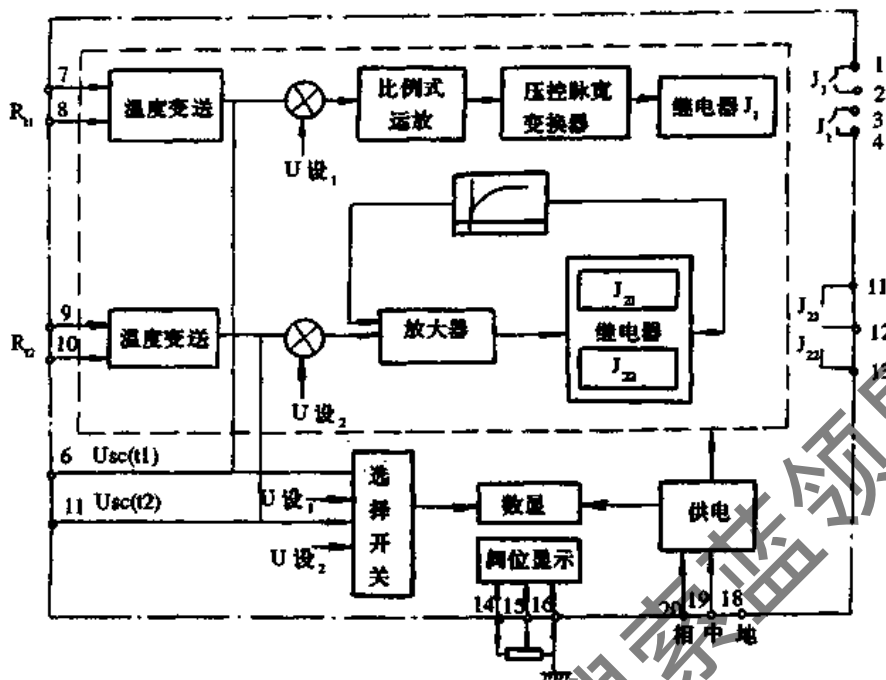


图 8-40 WZT-2356 温度调节指示仪原理框图

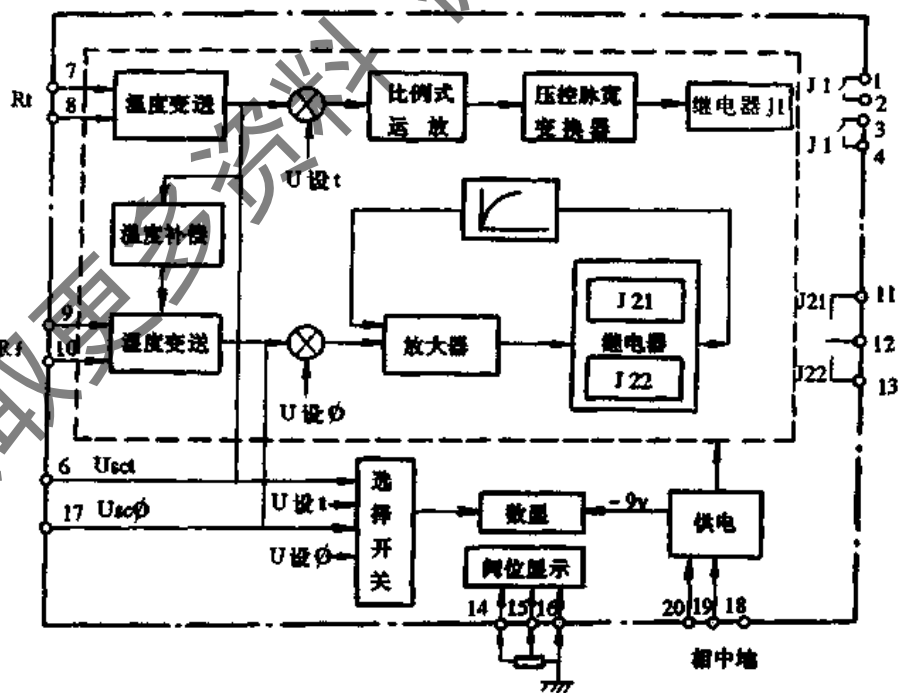


图 8-41 WSZT-2359 温湿度调节指示仪原理框图

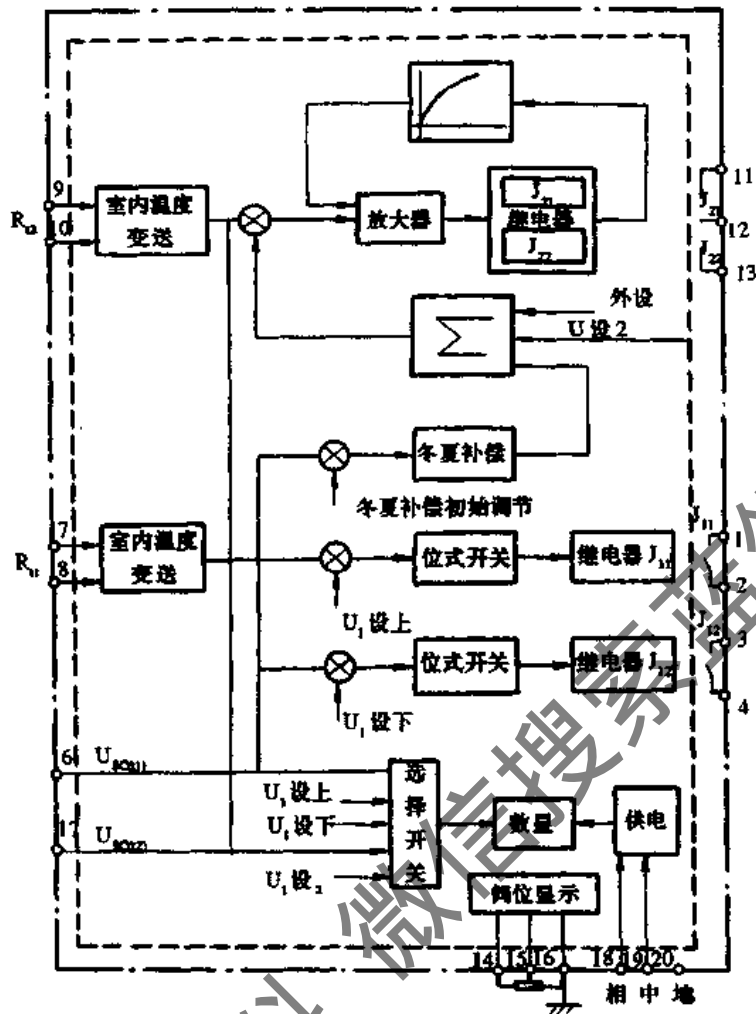


图 8-42 WZT-A256 温度调节指示仪原理框图

上述两种敏感元件和仪表的联接采用两根普通多股导线，导线电阻规定为 10Ω 。导线电阻 + 线路电阻 ($R_{外}$) = $10 \pm 0.5\Omega$ 。

⑤ 温、湿度变送器敏感元件接线。温、湿度变送器配 DWS-P 型温、湿度传感器，湿敏电阻和热敏电阻都采用电导线性处理。

湿敏元件和变送器的连接采用有绝缘外套的单芯屏蔽线，外屏蔽接 10 端，单芯接 9 端。如采用多芯屏蔽线，屏蔽可以不接或作为热敏电阻的联接线。

⑥ 变送器输出信号的外接。调节仪的温、湿度变送器输出信号 ($0 \sim 10V \cdot DC$ ，外接等效负载 $1k\Omega$)，可由后接线端子板 (6, 17 和 16) 外接，作为其他功能模块或仪表的输入信号，以实现多功能的调节和控制。也可以外接自动电子电位差计 (或数字电压表) 以实现温湿度参数的自动记录。如果记录仪的量程小于 $10V$ ，可通过由精密电阻组成的分压器分压。图 8-43 中参数为用 $0 \sim 100mV$ 记录仪的分压电路。

⑦ 各种调节规律的动作特点。

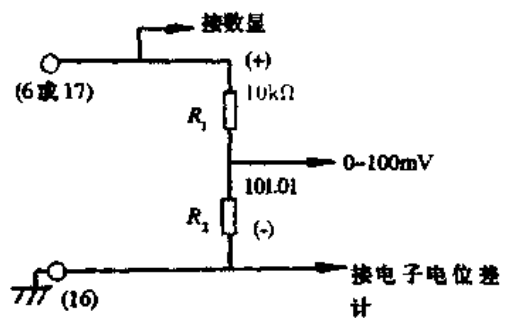


图 8-43 变送器和记录仪的连接

WZT 2336

WZT 2330 时间比例：当实际温度 (或湿度) 和设定值的 WSZT 2339

偏差在比例带范围内，继电器的吸合率 [又称时间比值 ρ , $\rho = t_{通} / (t_{通} + t_{断})$] 和偏差成正比。当实际温度等于设定值时，继电器的吸合时间等于释放时间 ($\rho = 50\%$)，周期为最短；当温度低于设定值时，继电器的吸合时间长

于释放时间(周期也长);当温度偏高时则相反。如温度超出比例带范围外,温度低则继电器长吸合,高则长释放。

三位调节(WZT12326, WZT11326)当温度高于(或低于)上限(或下限)设定值时,上限(或下限)继电器吸合,上限(或下限)指示灯亮,当温度在设定值中间变化时,继电器均不动作。

位式PID调节(WZT-2446, WSZT-2449, WZT-2440)位式PID调节器通过压控脉宽变换器将PID运算放大器输出的0~10V信号电压转换为继电器的通断信号,使继电器的吸合率 ρ 与温度的偏差有比例、积分和微分的运算关系。继电器吸放周期也随着 ρ 值的变化而改变,当 $\rho=0.5$ 时继电器的吸放时间相等,周期最短。当 ρ 由0.5 \rightarrow 0或由0.5 \rightarrow 1时,其吸放周期由短变长。

三位PI调节(WZT-2356的 t_2 调节回路, WSZT-2359的 ϕ 调节回路)当温度或湿度和设定值的偏差在 $\pm 1/2$ 带宽范围内变化时,继电器均不吸合,执行器不动作。当其偏差高于 $+1/2$ 带宽(或低于 $-1/2$ 带宽)时,上限继电器(或下限继电器)有规律的吸放,以改变阀位的开度使阀位开度和偏差有比例、积分运算关系。

③ 端子接线图。端子接线图见图8-44~图8-48。

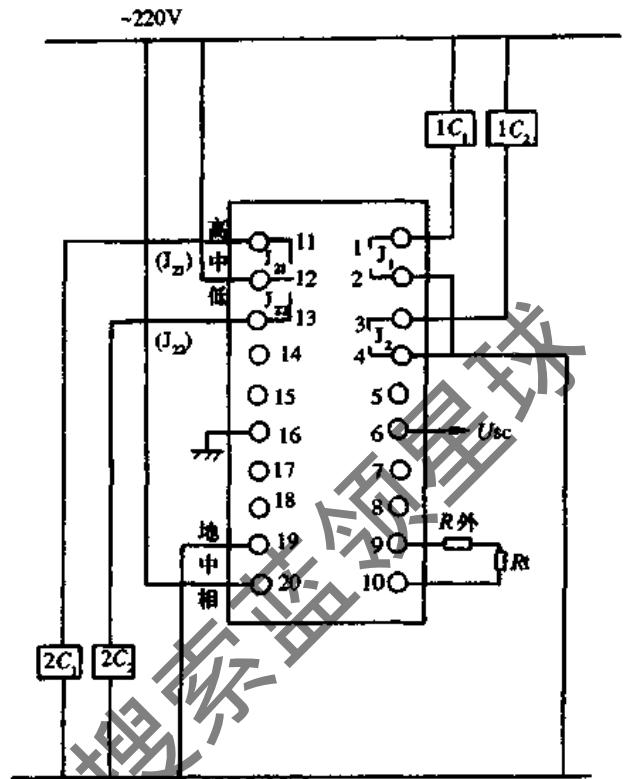


图 8-45 WZT-1326 温度调节指示仪接线图

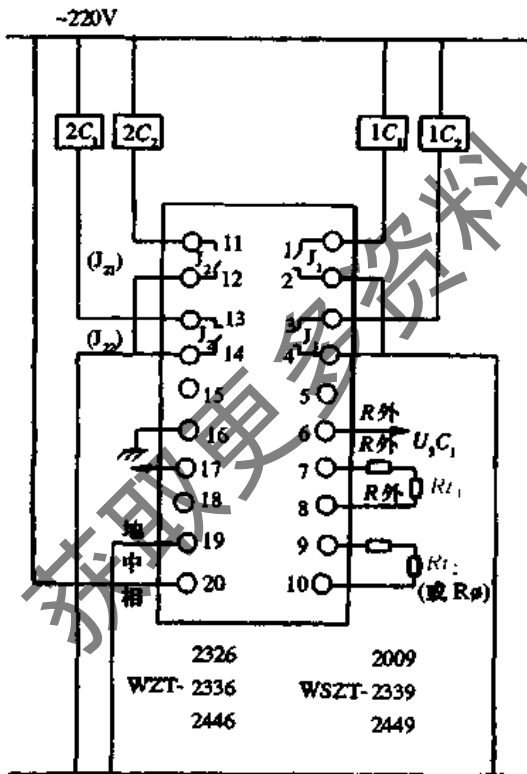


图 8-44 WZT-2336 WSZT-2339 温(湿)度调节指示仪接线图

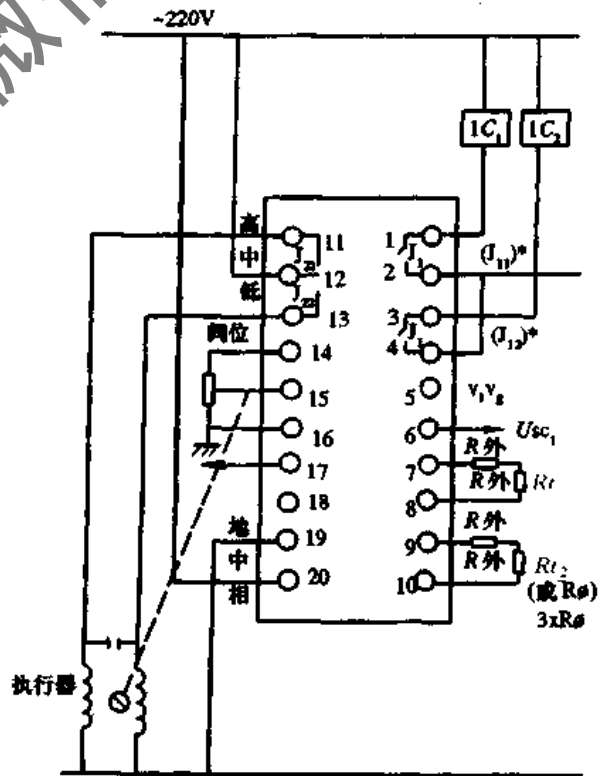
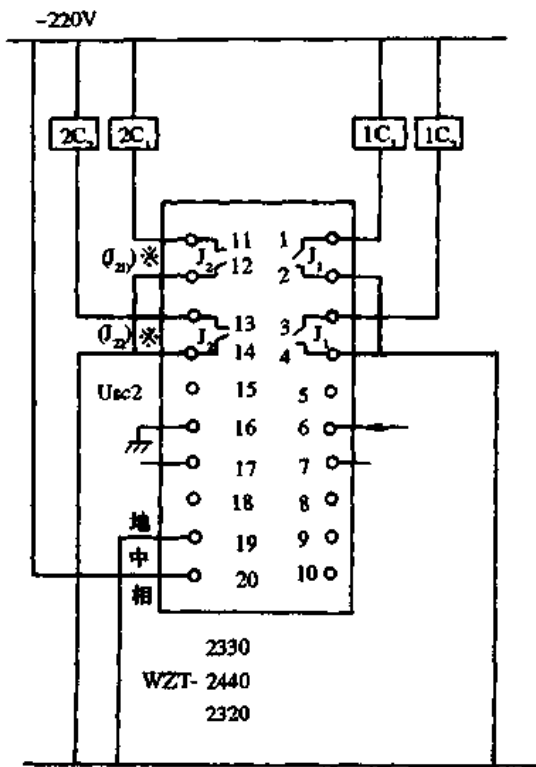


图 8-46 WZT-2356 WSZT-2359 温(湿)度调节指示仪接线图



2330

图 8-47 WZT-2440 温度调节指示仪接线端子图

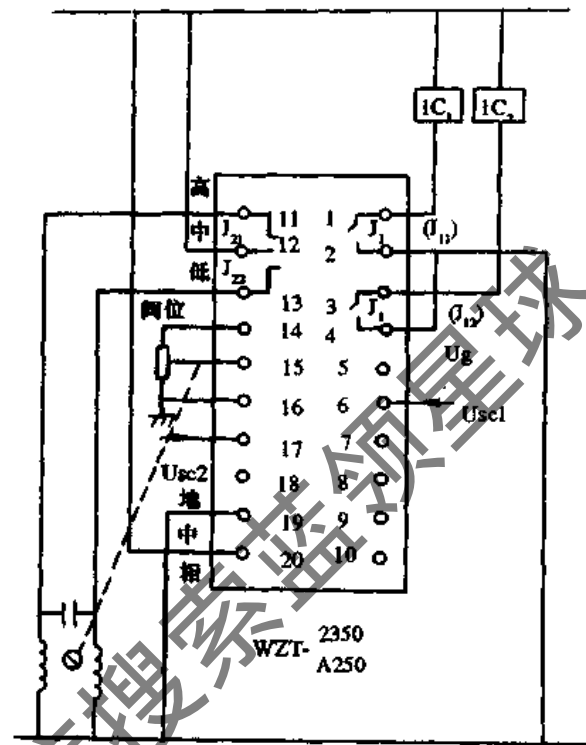


图 8-48 WZT-A250 温度调节指示仪接线端子图

(2) WSZ-2 模块式温、湿度调节仪。WSZ-2 模块式温、湿度调节仪包括 6 类 20 种变送、调节功能模块。调节规律包括位式、时间比例、三位 PI、三位 PID、新风补偿、连续 PID 及串级调节。选用其中 4 种模块，即可实现 4~8 路的温、湿度变送调节 8 路参数显示(包括阀位显示)功能。

WSZ-2 型模块温、湿度调节仪的优缺点基本上与 W(S)ZT 调节仪一样。

1) 调节仪的功能和技术指标。WSZ-2 模块温、湿度调节仪各功能模块的主要功能和技术指标见表 8-18。此外各模块的通用技术指标还有：

表 8-18 WSZ-2 型功能模块式温、湿度调节仪主要功能和技术指标

序号	型号/名称	敏感元件	输入信号	量程	参数指标	主要用途
1. 位式	GTD-206 两路温度位式调节模块	MF53-X	两路热敏电阻、温、湿度传感器, 2×0~10VDC	0~40℃ 或 10~30℃	位式调节不灵敏区: 0.2%~5% (满量程) 可调继电器触点容量: ~220V0.5A (无感负荷)	可用于报警, 工况转换及温、湿度参数的位式调节
	GTD-209 温、湿度位式调节模块	DWS-4P 或 DWS-6P		t : 10~40℃ ϕ : 40%~80% 或 30%~90% RH		
	GTD-200 位式调节模块			0~10V·DC		
2. 时间比例	GTD-236 两路温度时间比例调节模块	MF53-X	两路热敏电阻、温、湿度传感器, 2×0~10V·DC	10~30℃	1. 比例带 2%~40% 可调; 2. 零偏差周期 20s (配可控硅) 40s 或 2min; 3. 输出继电器触点容量 ~220V, 0.5A (无感负荷)	用于一位精度的恒温恒湿控制, 控制方式较位式合理
	GTD-239 温、湿度时间比例调节模块	DWS-4 或 DWS-6P		t : 10~40℃ ϕ : 40%~80% 或 30%~90%		
	GTD-230 时间比例调节模块					

(续表)

序号	型号/名称	敏感元件	输入信号	量程	参数指标	主要用途
3. 位 式 PID	GTD-246 两路温度 位式 PID 调节模件	MF53 热敏电阻	两路热敏电阻	19~21℃	1. 比例带 2%~100%; 2. 积分时间 0.3~10min; 3. 微分时间 0~1.5min; 4. 面板设有手、自动切换设定旋钮可兼作手操旋钮; 5. 周期 20s(配可控硅) 40s(配接触器);	可用于精密的恒温 $\pm(0.02\sim0.2)^\circ\text{C}$ 自控
	GTD-249 温、湿度 PID 调节模件	DWS-4P 温、湿度传感器	温、湿度传感器	$t: 10\sim40^\circ\text{C}$ $\phi: 40\%\sim80\%\text{RH}$		可用于精密恒温 $(\pm 0.3^\circ\text{C})$ 恒湿 $(2\sim69)\%\text{RH}$ 系统
	GTD-240 位式 PID 调节模件		$2\times 0\sim10\text{V}\cdot\text{DC}$	$0\sim10\text{V}\cdot\text{DC}$		
4. 位 式 PI	GTD-126 三位式温度 调节模件	MF53-X	热敏电阻	$0\sim40^\circ\text{C}$ 或 $10\sim30^\circ\text{C}$	1. GTD-126 上、下限设定范围可为全量程或上限 $20\sim40^\circ\text{C}$ 下限 $0\sim20^\circ\text{C}$; 2. 不灵敏区 0.2%~5% 可调; 3. 输出继电器触点容量 $\sim 220\text{V}, 0.5\text{A}$;	可用于室外温度的调节转换或在室温超越报警可用于湿度三位调节或上、下限报警
	GTD-129 湿度三位 调节模件	DWS-4P	湿敏电阻	$40\%\sim80\%$ 或 $30\%\sim90\%$		
	GTD-120 三位 PI 温 度调节模件		$0\sim10\text{V}\cdot\text{DC}$			
5. 位 式 PI	GTD-156 三位 PI 温 度调节模件	MF53-X	热敏电阻	$10\sim30^\circ\text{C}$	1. 中间带 1%~10% 可调; 2. 比例带 0.5%~200% (执行器全行程时间 60s); 3. 积分时间 0.5~15min; 4. 有手、自动转换开关; 5. 继电器触点容量 $\sim 220\text{V}, 0.5\text{A}$;	用于一路温度三位 PI 调节和配阀门、风门执行器的恒温自控
	GTD-159 三位 PI 湿 度调节模件	DWS-4P	温、湿度传感器	$t: 10\sim40^\circ\text{C}$ $\phi: 40\%\sim80\%$		用于温、湿度各一路变送和湿度三位 PI 调节和精密恒温恒湿调节系统可达 $\pm 3\%\text{RH}$ 、相对误差达 1%
	GTD-150 三位 PI 调 节模件		$0\sim10\text{V}\cdot\text{DC}$			
6. 连 续 PID	GTD-296 两路温度 连续 PID 调节模件	MF53-X	热敏电阻	19~21℃	1. 比例带 2%~100%; 2. 积分时间 0.3~10min; 3. 微分时间 0~1.5min; 4. 输出 $0\sim10\text{V}\cdot\text{DC}$ 或 $0\sim10\text{mA}\cdot\text{DC}$ 或 $4\sim20\text{mA}\cdot\text{DC}$;	用于 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 恒温自控
	GTD-299 温、湿度连 续 PID 调节模件	DWS-4P	温、湿度传感器	$t: 10\sim40^\circ\text{C}$ $\phi: 40\%\sim80\%\text{RH}$		用于精密恒温恒湿系统 $t: \pm 0.3\sim0.5^\circ\text{C}$ $\phi: \pm 2\%\sim 5\%\text{RH}$
	GTD-290 连续 PID 调节模件		$2\times 0\sim10\text{V}\cdot\text{DC}$ ($0\sim10\text{mA}$, $4\sim20\text{mA}$)			
7. 新 风 补 偿	GTD-A36 带新风补 偿时间比例调节模 件		两路热敏电阻	室外温度 $0\sim40^\circ\text{C}$ 或 $-10\sim40^\circ\text{C}$ 室内温度 $10\sim30^\circ\text{C}$	1. 输入范围: 室外温度 $t_1: 0\sim40^\circ\text{C}$ (或 $-10\sim40^\circ\text{C}$) 室温 $t_2: 10\sim30^\circ\text{C}$; 2. 补偿比: 冬季 0~100% 夏季 0~100%; 3. 补偿点: 冬 10°C 夏 $20\sim25^\circ\text{C}$ 可调; 4. 夏季补偿极限控制 $25\sim30^\circ\text{C}$ 可调; 5. 三位 PI 参数同 6 (1)~(4)	用于舒适空调的节能控制
	GTD-A56 带新风补 偿三位 PI 温度调节 模件	MF53-X	两路热敏电阻			
	GTD-A560 带温度 补偿三位 PI 调节温 度模件	MF53-X	一路热敏电阻 一路 $0\sim10\text{V}$			室外温度 $0\sim10\text{V}$ 变送信号, 室内温度 $10\sim30^\circ\text{C}$

(续表)

序号	型号/名称	敏感元件	输入信号	量程	参数指标	主要用途
8	GTD-B46 串级位式 PID 温度调节模件	MFB3	两路热敏电阻		主调节回路: 输入范围 19~21℃ 调节路输出 0~10V·DC 主调节器 PID 参数和 GTL-296 相同 副调节回路 输入范围 15~25℃ GTD-B46、B56、B96 的副调节参数分别见 GTD-246、156 和 GTL-296	
	GTD-B56 串级三位 PI 温度调节模件					
	GTL-B96 串级连续 PID 温度调节模件	主回路 MFB ₃ 副回路 MF53-X	两路热敏电阻	19~21℃ 15~25℃		
	GTL-B90 串级连续 PID 调节模件		两路 0~10V			
9	数字显示单元		8路 0~10V·DC 信号或 0~1kΩ 阀位信号 手动选择显示		温度显示:显示方式为小量程 4 位,大量程 3 位,精度 ±1% 湿度显示:显示方式为三位,精度 ±1% (不包括测点) 阀位显示:显示方式 3 位	
10	供电单元		~220V±5% 消耗功率 ≤30W		输出电压 ±(15±0.5)V·DC,精度 1%,输出电流最大为 ±400mA	

① 各模件的设定误差不大于设定范围的 ±1.5%。

② 断续输出调节模件的继电器触点容量:~220V/0.5A(无感负载)。

③ 各模件的抗干扰性能:纵向 ~220V,横向:~50mV,50Hz。

2) 各模件所配温度或湿度变送器的主要技术指标见表 8-19。

表 8-19 各模件所配的温度或湿度变送器的主要技术指标

	敏感元件型号	测量范围	输出	精度
温 度 变 送	MF53-X 热敏电阻	0~40℃	0~10VDC	1%
	MF53-X 热敏电阻	10~40℃	0~10VDC	±1%
	MF52-X 热敏电阻	10~30℃	0~10VDC	±1%
	MF53-X 热敏电阻	15~25℃	0~10VDC	±1%
温 湿 度 变 送	MFB ₃ 热敏电阻	19~21℃	0~10VDC	±1%
	DWS-4P 湿度传感器	40%~80%	0~10VDC	±1%
	DWS-6P 湿度传感器	30%~90%	0~10VDC	±1%
	DWS-8P 湿度传感器	15%~95%	0~10VDC	±1%
	WB-2 温度传感器	10~40℃	0~10VDC	±1%

注:WB-2 温度传感器为湿度传感器的补偿测头,补偿范围为 10~40℃。

3) WSZ-2 型功能模件式调节仪的原理和构成。该调节仪由 4 块温、湿度调节功能模件,数显和供电单元组成,其原理见图 8-49。

功能模件按照调节功能的不同分为 6 类,规格为 20 种,每块功能模件可实现如下功能:

① 温、湿度变送功能 每块功能模件可实现两路温度或温、湿度各一路的变送功能。温、湿度变送器的输出信号 U_{SC1} 、 U_{SC2} 供数显或外接记录仪使用。

② 调节功能 每块功能模件可实现如下调节规律:两路单继电器输出的断续调节(包括位式、位式 PID、时间比例)或连续输出的 PID 调节;双继电器输出,调节方式为三位或三位 PI 调节;串级调节。

功能模件的工作原理

尽管各种功能模件的功能各异,但其构成原理大致相同,见图 8-49,都是由温、湿度变送器将输入的温度(热敏电阻的阻值变化)、湿度信号(湿敏电阻的阻值变化)、转换为 0~10V·DC 信号,这一信号和设定电压相比较之后,其偏差经过带有不同功能的反馈网络的放大器放大之后,就可得到不同的调节规律的输出信号。

调节仪的结构特点是:调节装置内所有模件均可直接从机箱拉出,除了数显和供电模件内有少量联线外,其他不需要联接导线。

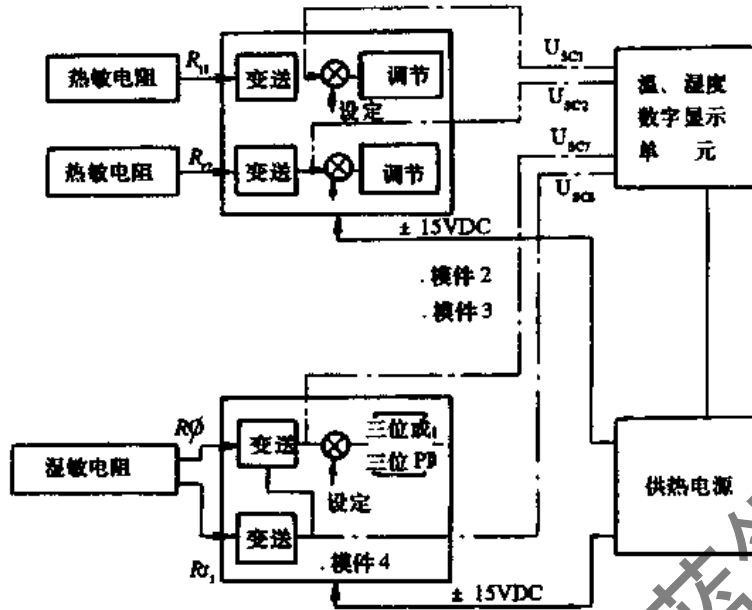
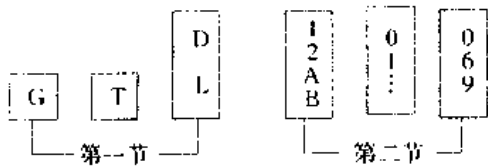


图 8-49 WSZ-2 型模块式温、湿度调节装置原理

4) 功能模块的型号表示方式。



第一节由三位汉语拼音大写字母组成
 第一位：G 表示功能模块系列
 第二位：T 表示调节模块
 第三位：D 表示断续（继电器）输出，L 表示调节模块为连续输出
 第二节的第 一、二、三位所表示的意义与 WSZT 温、湿度调节仪表示方法中的第二节中的第一、第二、第三、第四位相同。

5) 各模块的温、湿度变送器和敏感元件的联接。各模块的温、湿度变送器所采用的敏感元件及联接导线及

方法与 WSZT 温、湿度调节仪相同。

6) 数显、供电单元及阀位显示接线。在调节仪的数显和供电单元后部有 14 线接线端子板，交流供电 220V 接线及数显输入端（ $C_1, C_2 \dots C_8$ ）的接线见图 8-50。

除了供 220V 电，阀位显示除外接外，各模块的三个供电端子 +15V、-15V 和公共端 ϕ （注意 ϕ 和地端子是绝缘的）以及变送输入端（ A_3, B_3 ）和数显的输入端 $C_1, C_2 \dots C_8$ 都在出厂时已接好。

7) 变送器输入信号的外接。

① 接至其他调节模块。温度或湿度变送器输出信号，可由端子（ A_3 或 B_3 ）接出，作为其他模块的输入信号，可以实现多功能的调节和控制。例如：一块 GTD-159 湿度三位 PI 调节和上下限报警功能，只要将 GTD-159 的湿度变送输入端 A_3 和 GTD-120 的 A_3 端相联即可。

② 外接记录仪。变送器的输出信号还可从 A_3 或 B_3 端外接自动电位差计（或数字电压表），以实现温、湿度参数的自动记录。如果记录的量程小于 10V，可通过由精密电阻组成的分压器分压。图 8-51 中参数为用 0~100mV 记录仪的分压电路。

8) 功能模块的工作原理与接线。

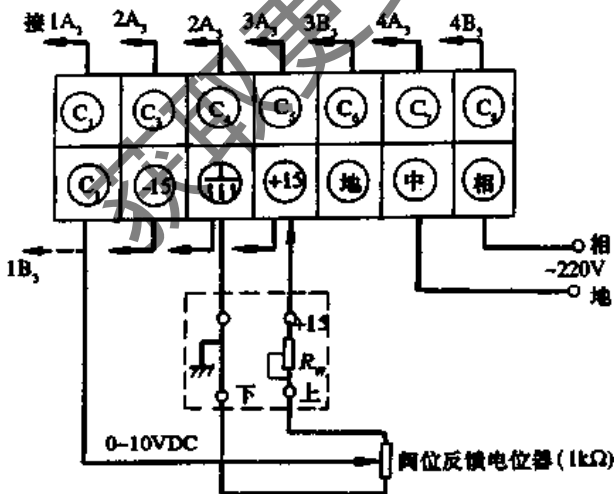


图 8-50 数显供电单元及阀位显示接线

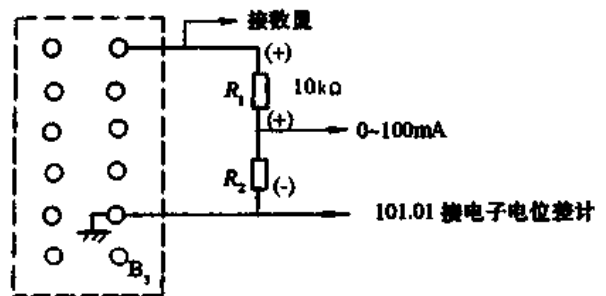


图 8-51 变送器和记录仪的连接

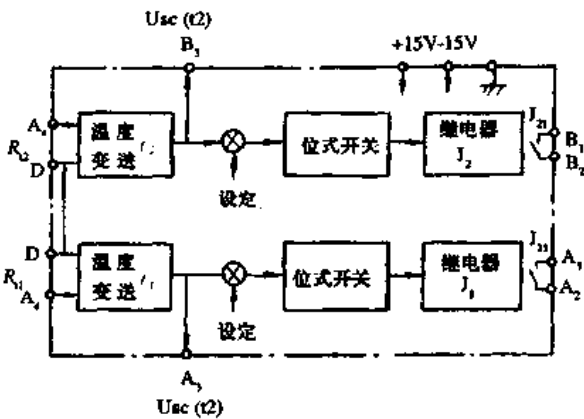


图 8-52 GTD-206 温度位式调节模块原理框图

① GTD-206、236、246 及 GTL-296 两路温度变送的调节模块原理框图见图 8-52。

GTD-206 功能模块可实现两路温度变送,位式调节功能。

GTD-236 温度时间比例调节模块原理框图与GTD-

206 温度位式调节模块相似,但需将 GTD-206 调节模块原理框图中“位式开关”改为“比例式放大器”,其输出信号作为“压控脉宽变换器”的输入信号,而“压控脉宽变换器”的输出信号再作为“继电器”的输入信号即可。GTD-236 调节模块可实现两路温度变送和时间比例调节功能。

GTD-246 温度位式 PID 调节模块原理框图与 GTD-206 温度位式调节模块原理框图的区别是:将 GTD-206 功能模块中的“位式开关”改为“位式 PID 放大运算器”,其输出信号作为“压控脉宽变换器”的输入信号,再将“压控脉宽放大器”的输入信号送给两个继电器,由继电器按照 PID 规律进行通断控制。具有两路温度变送和位式 PID 调节功能。

GTL-296 温度 PID 调节模块可实现两路温度变送和 PID 调节功能,用于 $\pm 0.2 \sim 0.02\text{U}$ 的精密恒温自控。其原理框图与 GTD-206 原理框图相似,将 GTD-206 框图中“位式开关”改为“PID 运算放大器”,“继电器”改为“功率放大器”,将两个功率放大器的各一个输出端送 B_1 和 A_1 端子,而另两输出端并联后送 B_2 端子即可。

② GTD-209、239、249、GTL-299 温、湿度各一路变送的调节模块原理。

GTL-209 温、湿度位式调节模块原理框图如图 8-53 所示。

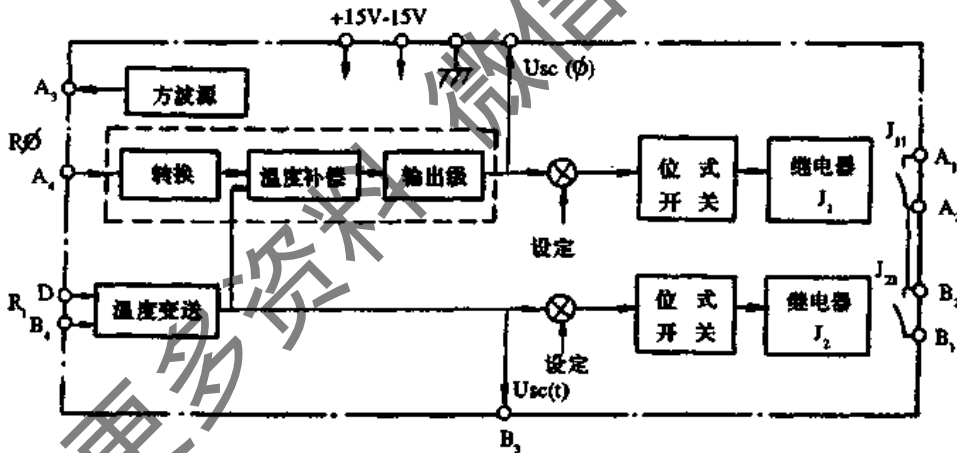


图 8-53 GTD-209 温、湿度位式调节模块原理框图

GTD-239 温、湿度时间比例调节模块原理框图与 GTD-209 基本一样,只需将“位式开关”改为“P 运放”即可。可实现温、湿度各一路变送和时间比例调节功能。

GTD-249 温、湿度位式 PID 调节模块原理框图与 GTD-209 基本一样,只需将“位式开关”改为“位式 PID”即可。可实现温、湿度各一路变送和位式 PID 调节功能。

GTL-299 温、湿度连续 PID 调节模块原理框图与 GTD-209 基本相同,只需将“位式开关”改为“PID 运算放大器”和“继电器”改为“功率放大器”,同时将 A_1 和 B_1 分别改为“功放”输出的“+”,而将“功放”输出的另一极连在一起输出作为 B_2 (—)即可。

③ GTD-200、230、240、GTL-290、调节模块。GTD-

200、230、240、GTL-290 分别为两路电压输入的(0~10V·DC)位式、时间比例和位式 PID 调节模块。

④ GTD-120、150 分别为一路电压(0~10V·DC)输入的三位和三位 PI 调节模块。

⑤ GTD-126、GTD-156 温度三位调节模块可实现一路温度变送和三位 PI 调节功能,其原理框图如图 8-54 和图 8-55 所示。

⑥ GTD-129、GTD-159 湿度三位和三位 PI 调节模块原理框图。GTD-129 湿度三位调节模块可实现温、湿度各一路变送功能和湿度三位调节功能,可用于湿度三位调节或上、下限报警;GTD-159 可实现温、湿度各一路的变送和湿度三位 PI 调节功能。其原理框图见图 8-56 和图 8-57。

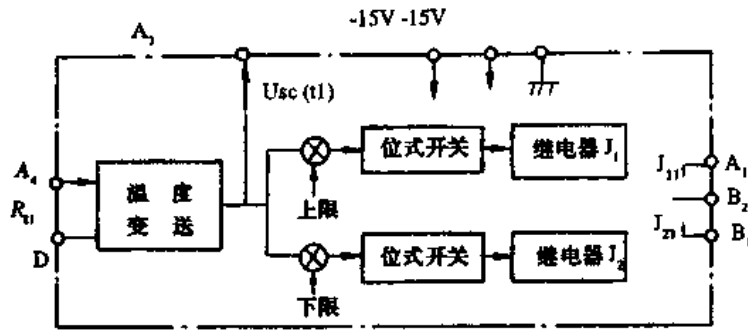


图 8-54 GTD-126 温度三位调节模块原理框图

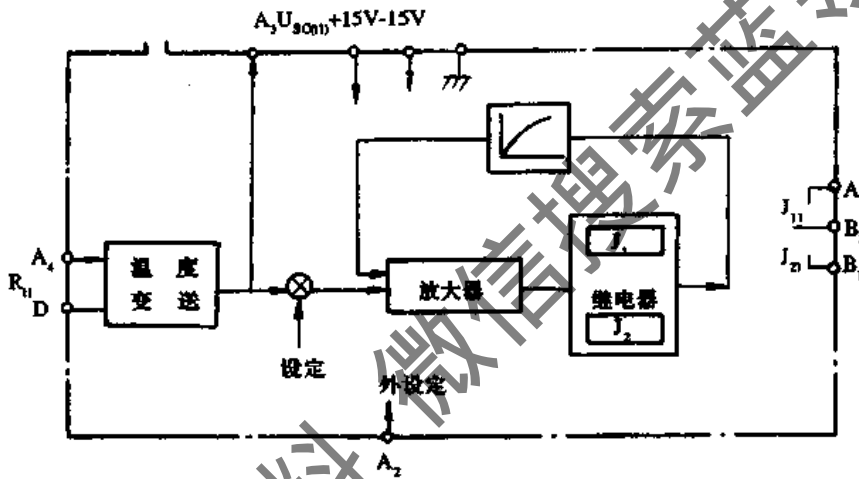


图 8-55 GTD-156 温度三位 PI 调节模块原理框图

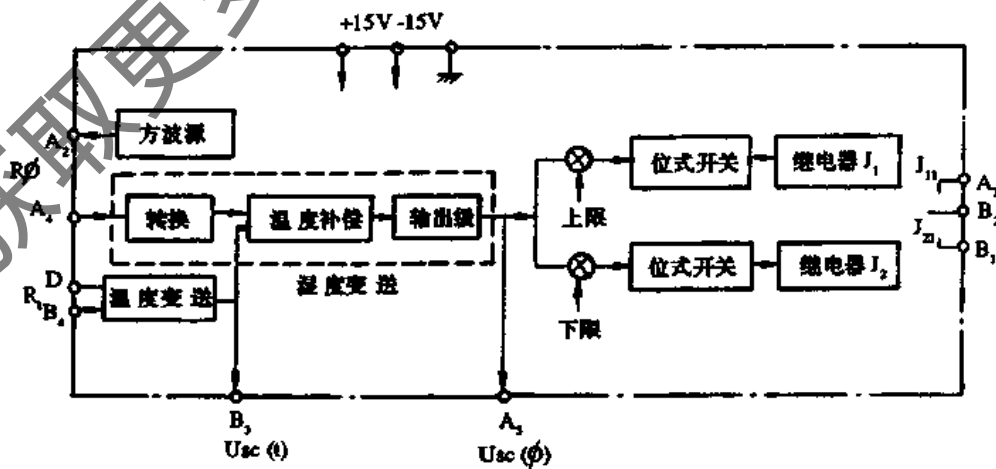


图 8-56 GTD-129 湿度三位调节模块原理框图

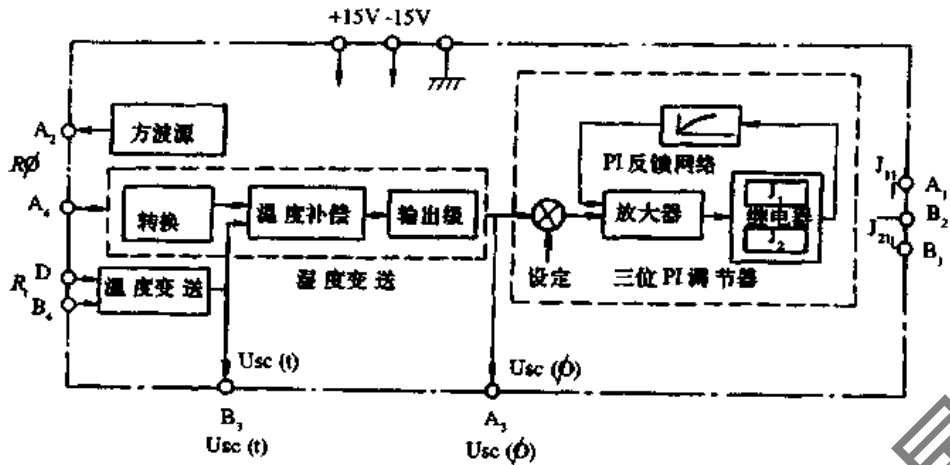


图 8-57 GTD-159 湿度三位 PI 调节模块原理框图

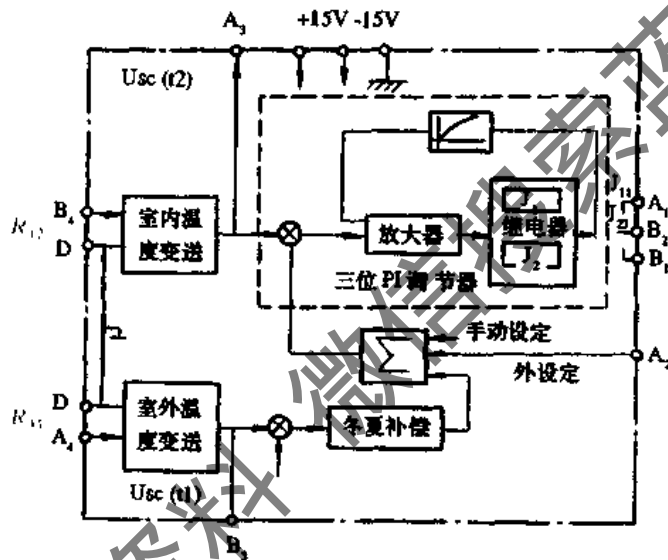


图 8-58 GTD-A56 带新风补偿三位 PI 调节模块原理框图

⑦ 带新风温度补偿温度调节 PI 模块 GTD-A56、GTD-A560。GTD-A56 带新风温度补偿温度三位 PI 调节模块原理如图 8-58 所示，可实现两路温度（室外和室内温度）的变送及室温（或送风温度）三位 PI 调节功能，新风补偿功能和补偿极的补偿功能。可用于舒适空调工程的节能控制。

GTD-A560 带新风补偿温度三位 PI 调节模块和 GTD-A56 基本相同，但少了一路室外温度变送器，模块接受外来的 0~10V·DC 新风温度变送信号。

⑧ 位式、时间比例、位式 PID 调节模块接线端子图如图 8-59。

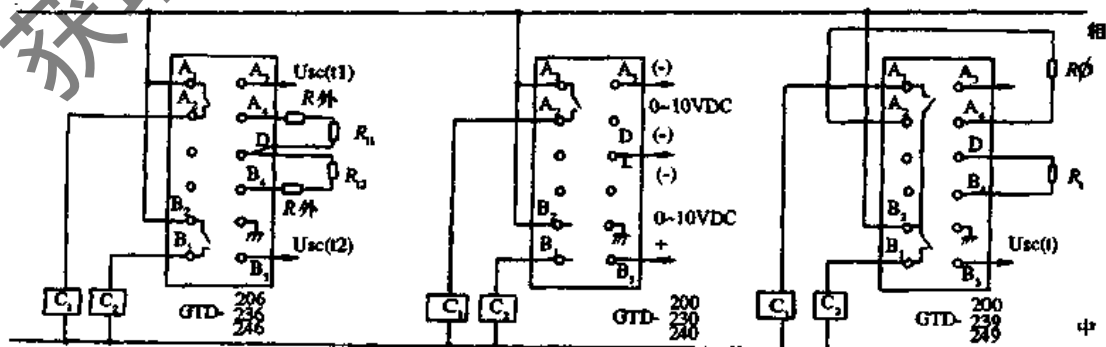


图 8-59 位式、时间比例、位式 PID 调节模块接线端子图

- ① 三位调节模块接线端子图如图 8-60。
- ② 三位 PI 调节模块接线端子图如图 8-61。
- ③ 带新风补偿调节模块 GTD-A56 和串级位式 PID

调节模块接线图如图 8-62。

- ④ 连续输出 PID 调节模块接线图 连续输出 PID 调节模块 GTL-296、GTL-290、GTL-299 接线如图 8-63 所示。

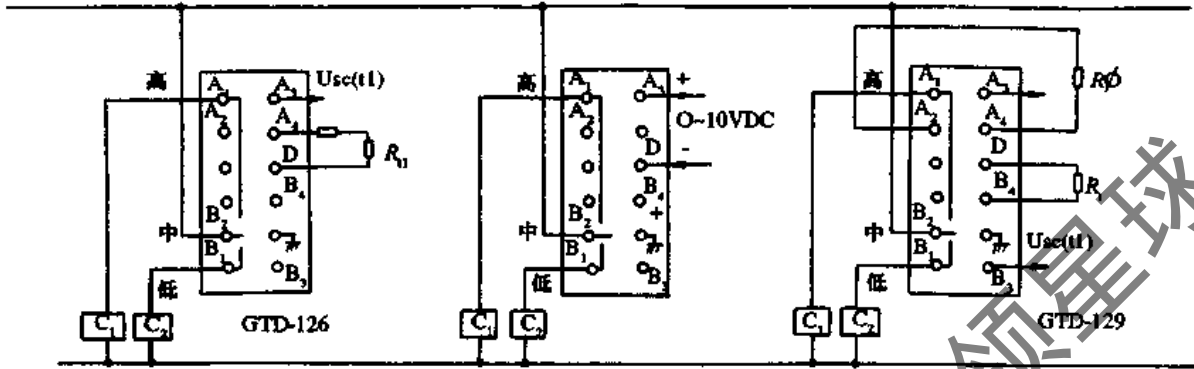


图 8-60 三位调节模块接线端子图

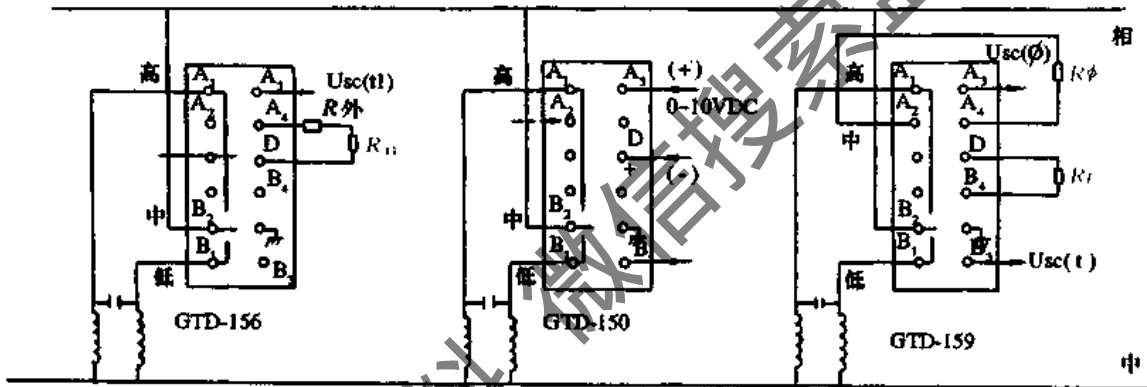


图 8-61 三位 PI 调节模块接线端子图

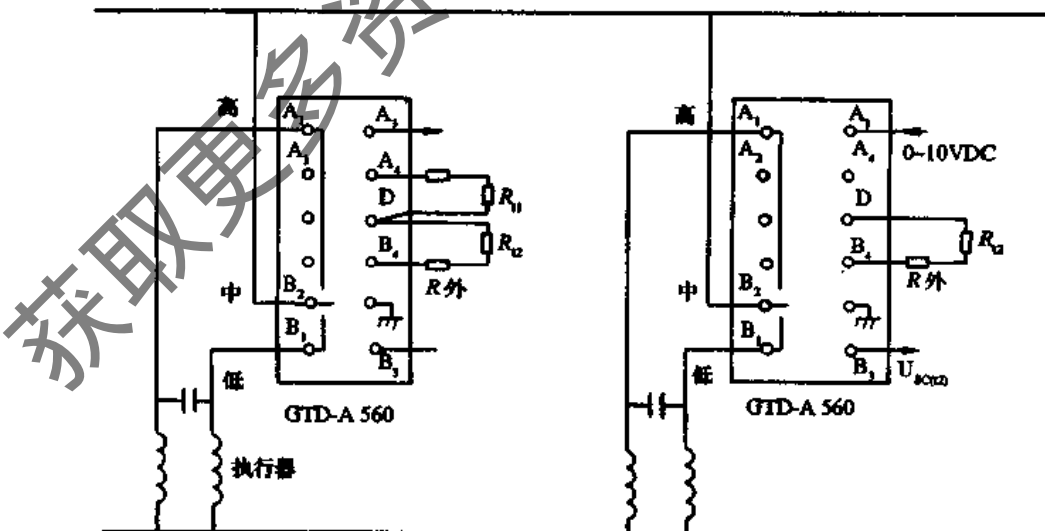


图 8-62 带新风补偿调节模块 GTD-A56 和串级位式 PID 调节模块接线图

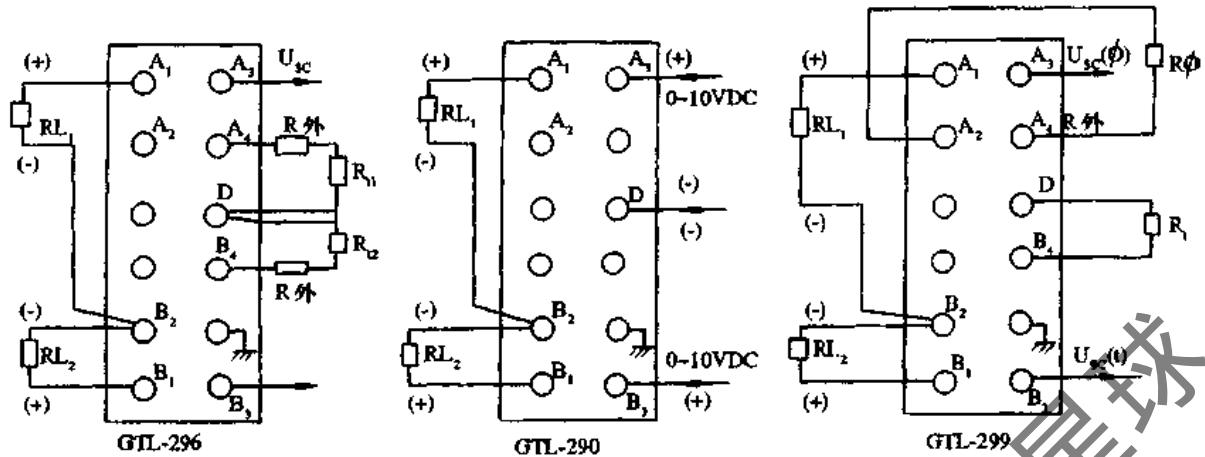


图 8-63 连续输出 PID 调节模块接线图

2. E3000 系列电子式专用仪表

E3000 系列电子式空调专用仪表是引进美国江森 (JOHNSON) 公司技术的系列化、专业化、功能齐全由北京自动化仪表七厂生产的专用仪表。

(1) 主要参数。

电源电压: 24V·AC±15%, 联络信号 0~10V·DC
 断续式调节器输出接点容量 250V·AC 1A
 变送器负载电流: 最大 20mA·DC 具有短路保护
 调节器 PI 参数

纯比例作用时, 比例带 $\delta = 2\% \sim 40\%$
 比例积分作用时, 比例带 $\delta = 5\% \sim 100\%$
 断续调节器积分时间 T_i 为 2.5min, 5min, 10min 三档
 连续调节器积分时间 T_i 为 2~5min 连续可调。

(2) 主要特殊功能。

1) 变送器功能。E3000 系列温度调节器内的变送器将半导体热敏电阻信号转换为 0~10V·DC 信号, 此信号除参加调节作用外, 尚可直接输出供温度显示, 记录仪记录或作为其他用途使用。

2) 最小信号选择。对于连续式调节器均有最小信号选择输入端。如果选择两台调节器的最小输出信号, 只要将调节器 I 的输出端子 6 直接接到调节器 II 的最小信号选择端“4”上, 如此调节器 II 的输出即为该两台调节器的最小信号。

3) 调节器给定值的外部再整定。可以在调节器 -E 或 -E₁ 端加一电压, 使调节器的给定值降低, 在 +E 或 +E₁ 端加一电压可以使调节器的给定值增加。由于 E3000 系列采用标准的 0~10V·DC 联络信号, 因此不同的给定值范围与其电压与给定值之间关系也不同。

给定值范围	给定值的灵敏度 (V/V)
-20~40℃	0.167
+20~120℃	0.1
0~100% (标准信号)	0.1V/1%

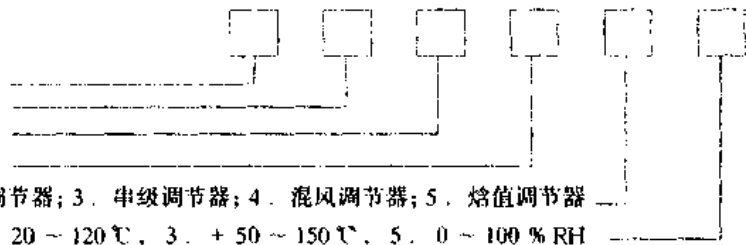
4) P/PI 规律的外部切换或按偏差自动进行 P/PI 切换。该系列仪表除在内部具有 P/PI 手动切换开关外, 当调节器内部开关置于 PI 状态时, 还可通过外部外加的转换开关切换。对于连续式调节器转换开关接端子“2”和“5”之间, 对于断续式调节器则接于端子“2”和“6”之间。开关闭合出线端接地时为 P 状态, 开关打开时为 PI 状态。另外, 对于连续式调节器还可以在模块板上增加一块 P/PI 自动转换模块 ESU, 以接受调节器的偏差信号, 当偏差大于 ESU 的给定值时, 自动转换到 P 状态, 可以消除一般调节器的积分饱和现象。当偏差信号减小时又会自动转换到 PI 状态, 又可发挥积分调节作用。

(3) E3000 系列仪表的命名方法。E3000 系列仪表的型号由四位英文字母和两位数字组成, 其组成和含义如下:

E: 电子式
 D: 断续式; S: 连续式
 R: 调节器
 H: 加热; L: 通风

1. 定值调节器; 2. 补偿调节器; 3. 串级调节器; 4. 混风调节器; 5. 焓值调节器

1. -20~+40℃, 2. +20~120℃, 3. +50~150℃, 5. 0~100% RH



(4) 断续式调节器。E3000 系列调节仪中的断续式调节器共有: EDRL11、12、13、15、21, 断续式比例积分调节器和串级调节器 EDRL31、35 及 EDRH22。它们可以根据输入的电压信号或电阻信号来控制温度、压力、差压

和湿度等。

1) EDRL21 具有新风温度补偿的断续式比例积分调节器其原理如图 8-64 所示。

EDRL11、12、13 没有 M_2 和 W, EDRL15 没有 M_1 ,

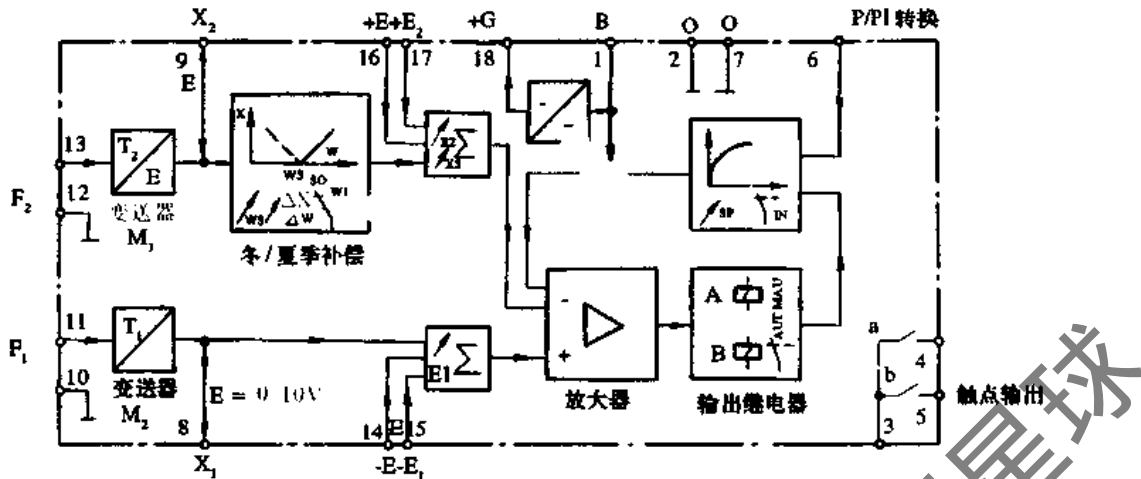


图 8-64 EDRL21 原理框图

M_2 和 W , X_1 和 X_2 无连线, 输入信号 $0 \sim 10V \cdot DC$ 从 14 端子接入, 其余与 EDRL21 相同。

EDRL21 为带有室外温度补偿的双参数输入的调节器, 由于这种调节器的给定值可以随室外温度而改变, 故称为室外温度补偿式调节器。

它主要有变送单元、补偿单元、PI 运算单元、输出单元和给定单元等五部分组成。属三位 PI 调节器。室外温度传感器经变送器将电阻信号转变为标准电压信号 $0 \sim 10V \cdot DC$, 此信号除参加补偿运算外, 还可以供显示、记录仪使用, 也可以供其他需要室外温度信号的仪表使用。补偿单元接受室外温度变送器 2 的 $0 \sim 10V \cdot DC$ 信号与补偿起始点给定信号的差值信号, 改变补偿单元放大器的放大倍数, 以获得所希望的补偿度。冬夏季的补偿度是可调的, 冬夏补偿的切换由补偿单元的输入极性转换开关来完成。主控信号 R_1 经变送单元转换为 $0 \sim 10V \cdot DC$ 信号, 进入 PI 运算单元经运算单元运算后, 再

经功放, 最后驱动继电器。继电器的吸合、释放时间与偏差值的大小以及 PI 参数有关。

对于 EDRL11 单参数输入调节器只比 EDRL21 少一个室外温度变送单元和补偿单元, 其他则相同。断续式调节器采用标准接线端子 (如图 8-65), 调节器的给定值范围及输入信号如表 8-20

表 8-20 调节器的给定范围及输入信号

型号	输入信号	给定范围
EDRL21	NTC 热敏电阻	$X_1: -20 \sim +40^\circ C$ $X_2: 20 \sim +40^\circ C$
EDRL11	NTC 热敏电阻	$-20 \sim +40^\circ C$
EDRL12	NTC 热敏电阻	$+20 \sim +120^\circ C$
EDRL13	NTC 热敏电阻	$+50 \sim +150^\circ C$
EDRL15	$0 \sim 10V \cdot DC$ 电压	$0 \sim 100\% RH$

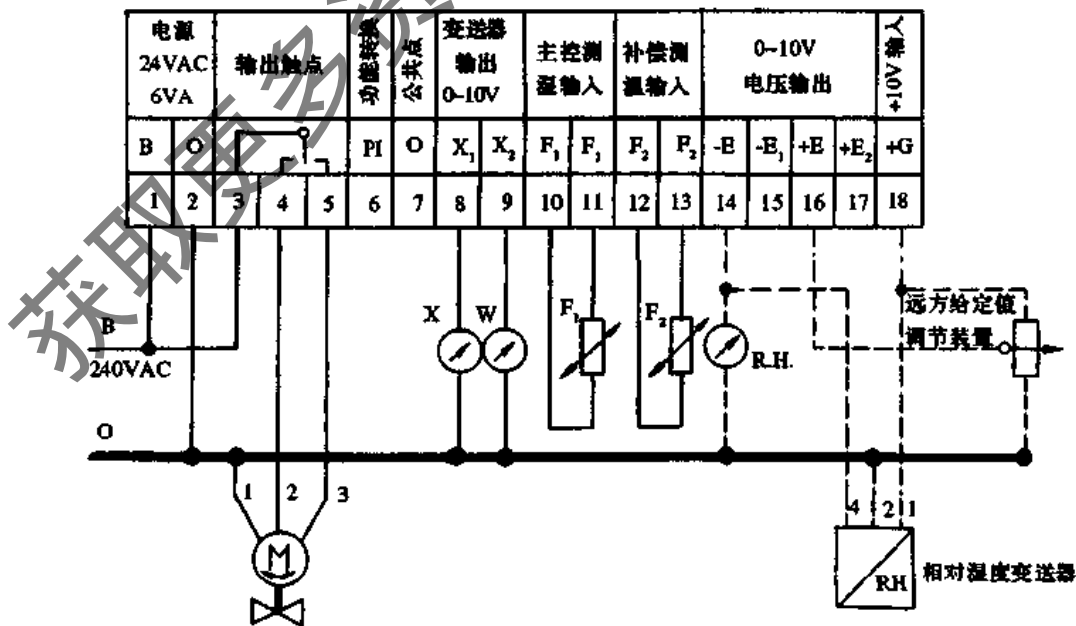


图 8-65 EDRL21 调节器的接线图

2) EDRL31、35 断续式串级调节器。EDRL31、35 为断续式串级调节器,具有比例积分作用,EDRL31 断续串级调节器原理如图 8-66 所示。EDRL35 没有 M_1 、 M_2 ; $0 \sim 10V \cdot DC$ 信号从 8 端(X_1)及 9 端(X_2)输入。EDRL31 的外部接线与 EDRL21 基本相同。如图 8-67 所示。

(5) 连续式调节器

1) 连续式比例积分调节器

ESRL11、12、13、15、21 调节器为连续式比例积分调节器,采用 $0 \sim 10V \cdot DC$ 标准信号输出,可以根据输入的电压信号或电阻信号来控制温度、压力、差压和湿度等。

ESRL21 调节器具有新风温度补偿作用,可以提高空调房间舒适性。其原理如图 8-68 所示。

ESRL11、12、13 调节器没有其中的变送器 M_2 和补偿率调整 W 两部分,ESRL15 则没有 M_1 、 M_2 变送器和补偿率调整 W 及出线 X_1 、 X_2 其余与 ESRL21 完全相同。

ESRL15 的出线端子 14 为信号输入端,输入信号为 $0 \sim 10V \cdot DC$,如果选用 ESU 模块,可实现 P/P1 两种作用的自动切换。具体做法为:将 ESU 连在 12 芯插座上,根据要求调整偏差设定值即可。ESRL-21 的接线方法如图 8-69 所示。

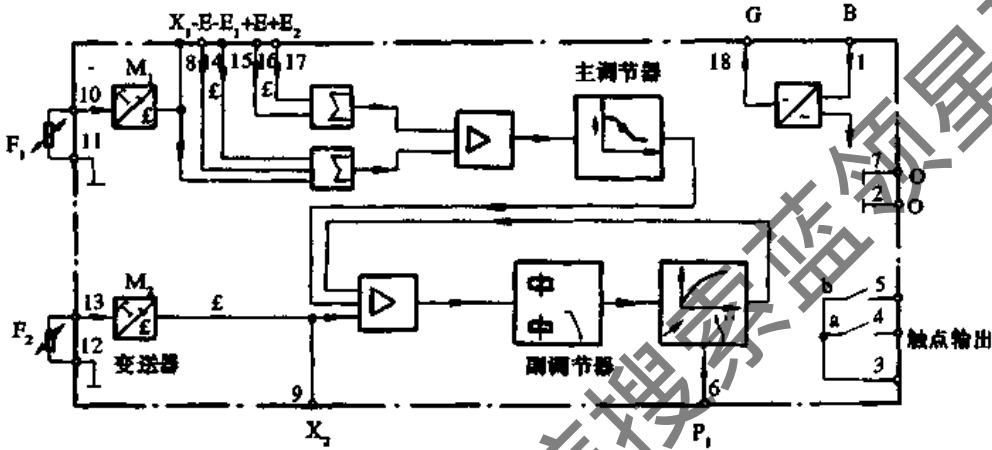


图 8-66 EDRL31 的原理框图

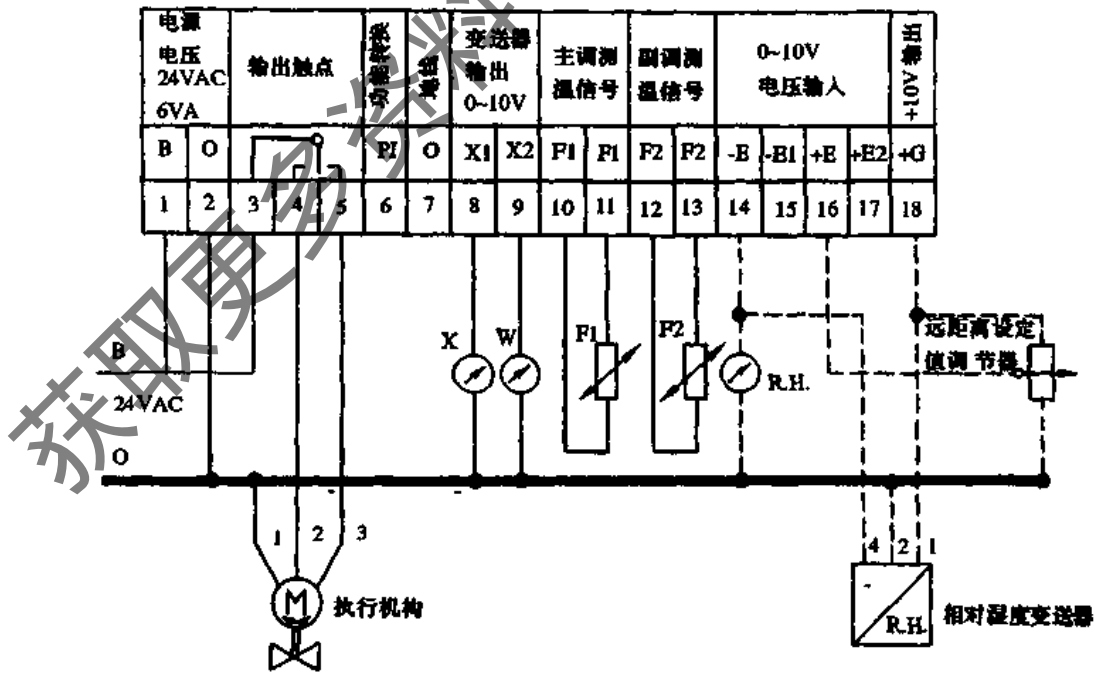


图 8-67 EDRL31 接线图

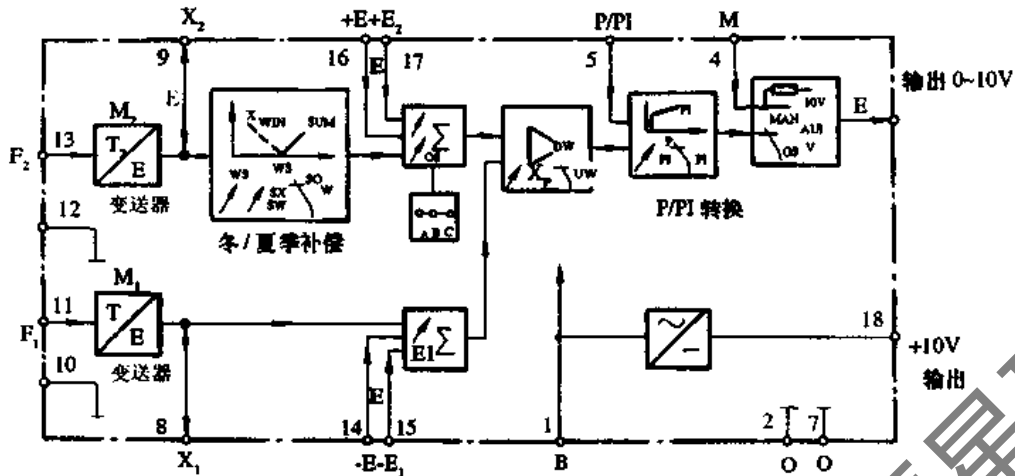


图 8-68 ESRL21 原理框图

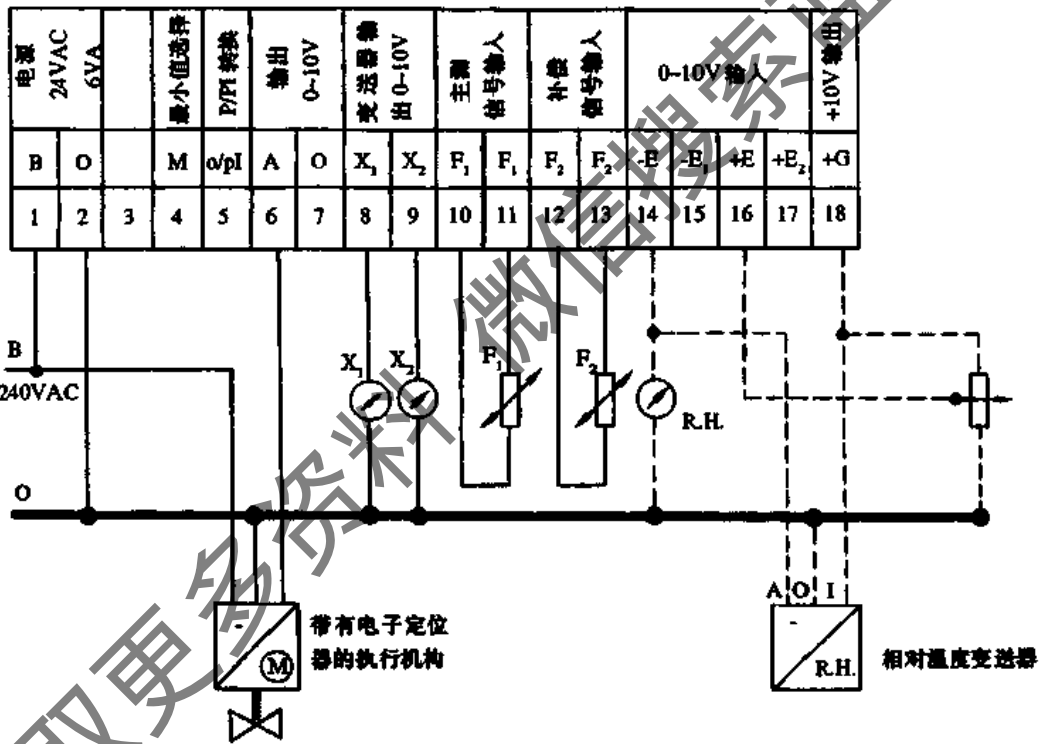


图 8-69 ESRL21 接线图

2) 连续式串级调节器 ESRL31,35。连续式串级调节器 ESRL31,35 具有 0~10V·DC 标准电压输出,适用于空调系统中室温的串级调节。并具有送风温度的上、下限控制。

ESRL31 串级调节器将变送器、主调节器、副调节器汇总在一块 E3000 系列的功能卡板上,从而使串级调节系统的构成大为简化。ESRL31 串级调节的原理如图 8-70 所示。ESRL35 型串级调节器只比 ESRL31 型少 M₁ 和 M₂ 两个变送器,其输入信号 0~10V·DC 直接从 X₁(8 端)和 X₂(9 端)输入。ESRL31 原理如图 8-70 所示。

如果选用 ESU 模块,可实现 P/PI 两种作用的自动切换。具体方法是:将 ESU 连在 12 芯插座上,根据要求调整偏差设定值。

ESRL35 接线如图 8-71 所示,ESRL31 接线如图 8-72 所示。

(6) 焓值调节器 ESRL51。焓值调节器是节能型专用仪表,是多参数输入仪表。它有 4 个输入信号:室内温、湿度,室外温、湿度。由于空气的焓值是空气的温度和湿度的函数,因此需将新风和回风的温度和相对湿度输入给调节器进行运算并加以比较。

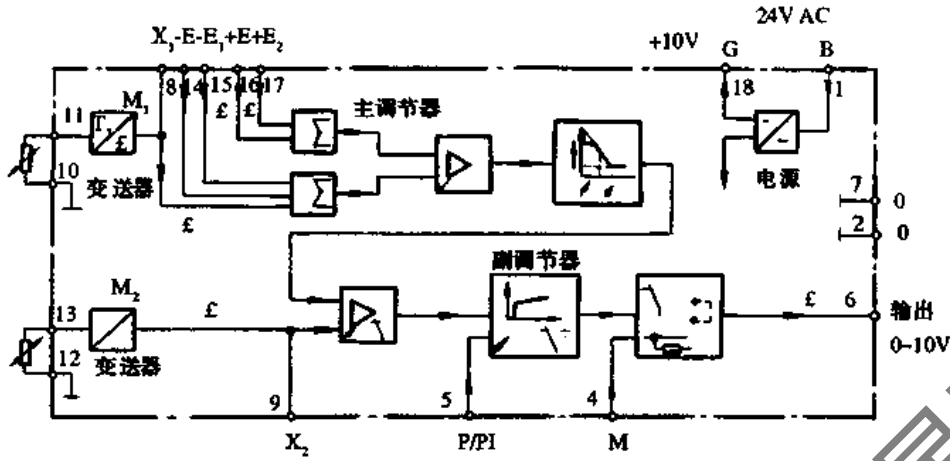


图 8-70 ESRL31 原理框图

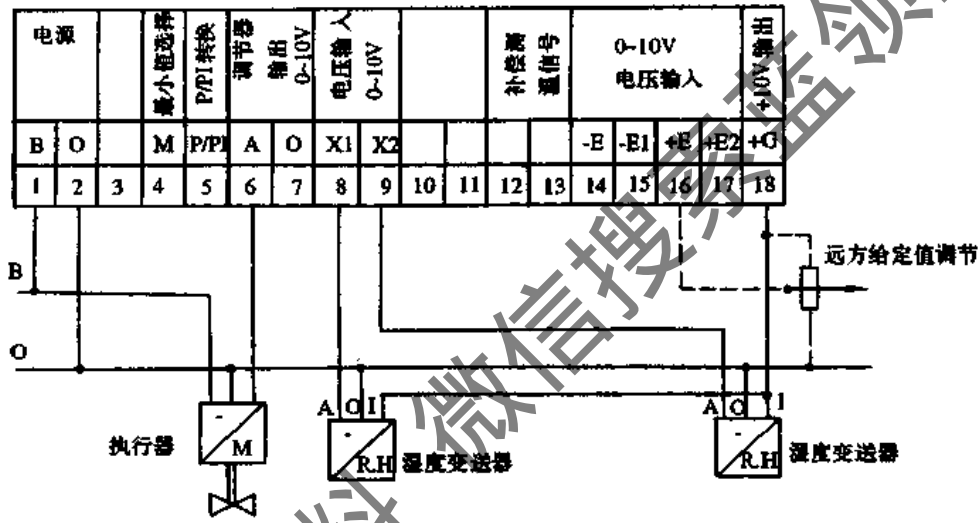


图 8-71 ESRL35 接线图

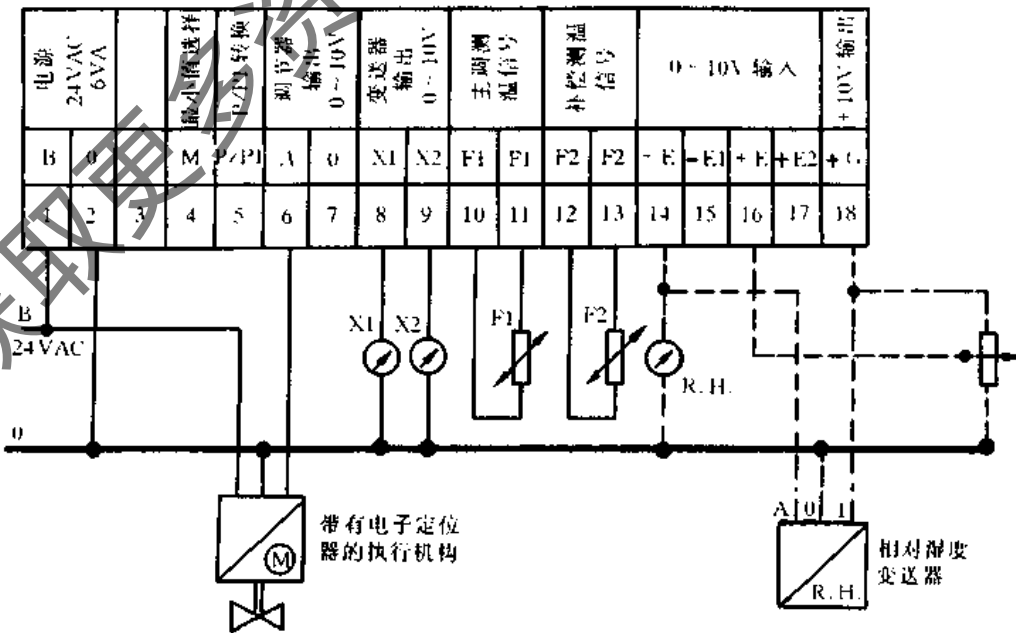


图 8-72 ESRL31 接线图

在空调系统中,当采用回风时,可根据新风与回风焓值的比较来决定采用新风量的多少,这样就可以充分利用新风的自然能量,此时则可采用焓值调节器来进行控制

ESRL51 焓值调节器是将温、湿度参数经变送器转

变为 0~10V·DC 标准信号,输入到焓比较器中进行焓比较运算,其输出进入最小信号选择电路与选择信号进行比较,然后输出 0~10V·DC 焓比较信号,其原理如图 8-73, ESRL51 焓值调节器接线如图 8-74 所示。

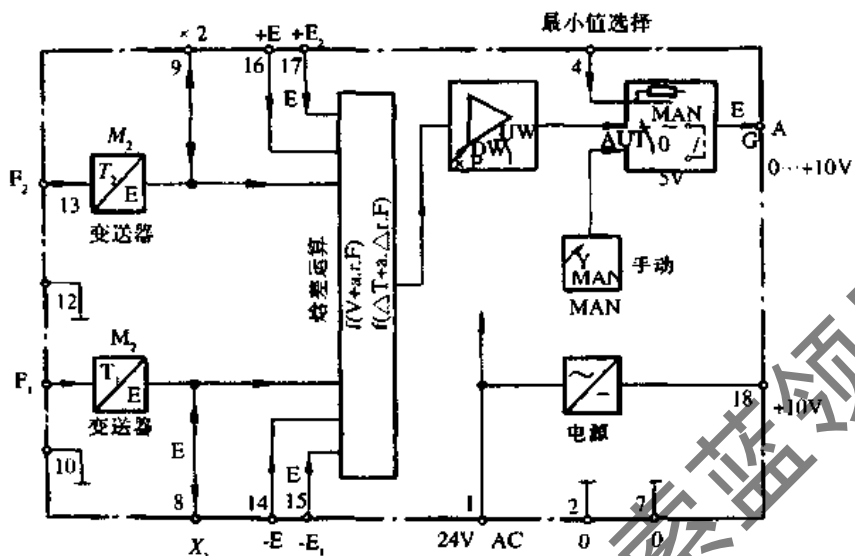


图 8-73 ESRL51 焓值调节器原理框图

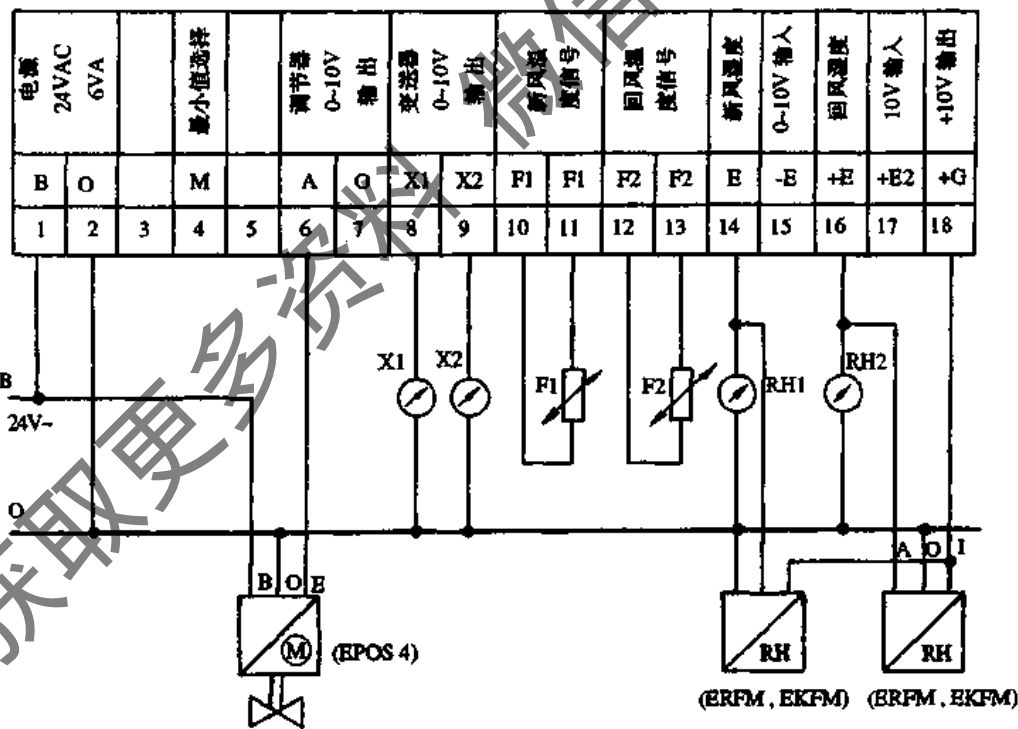


图 8-74 ESRL51 调节器接线图

(7) ESRL41 混风调节器。

ESRL41 混风调节器具有 0~10V·DC 标准电压输出,用于回风与新风混合系统,根据混风温度决定新风取入量,从而合理地利用自然冷源,达到经济运行的目的。

ESRL41 调节器可用于高低限位控制,如果系统中

被控参数超过或低于给定值时,限位控制回路将取代主回路进行控制,一旦恢复正常则自动返回原来的控制状态。

ESRL41 混风调节器原理如图 8-75 所示,其外部接线图如图 8-76 所示。

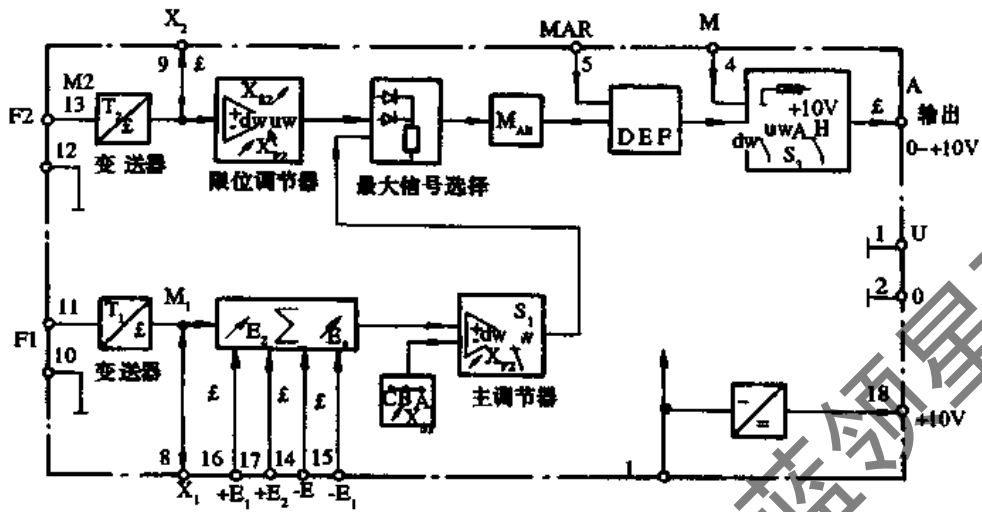


图 8-75 ESRL41 混风调节器原理框图

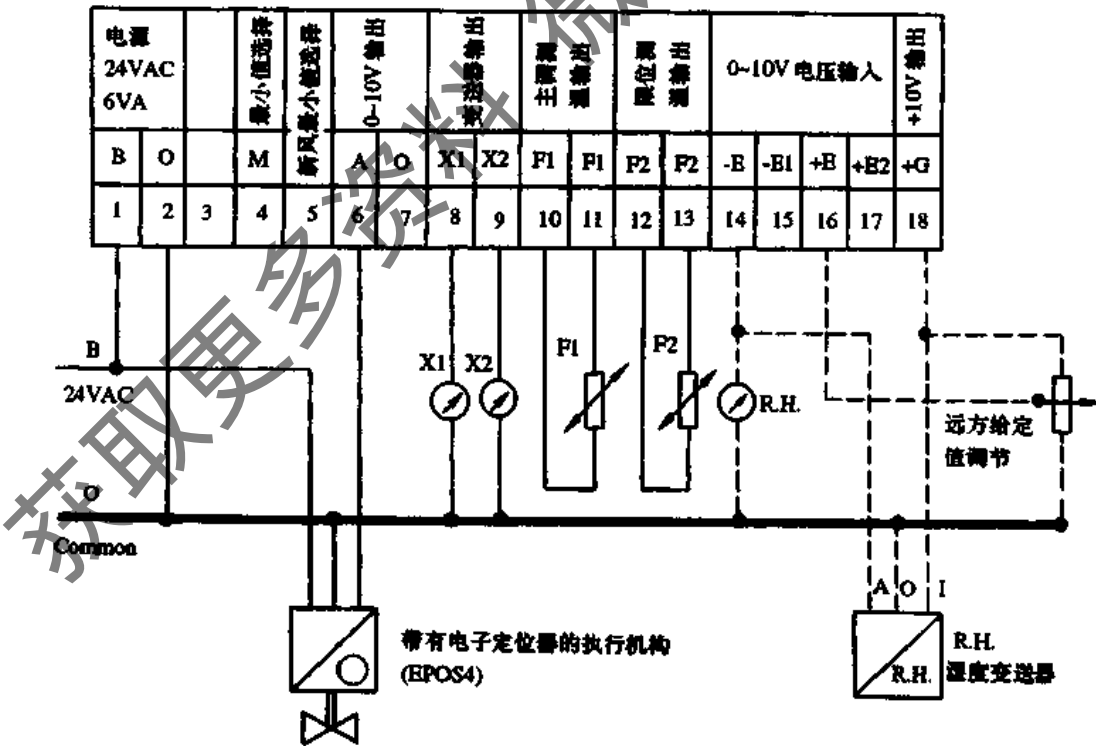


图 8-76 ESRL41 混风调节器接线图

(8) W-61、W-62 湿度调节器

W-61、W-62 型湿度调节器为宽范围断续式湿度调节器，二位数字显示可指示湿度设定值或湿度实测值。W-61 型仪表输出一对继电器接点信号，可用于增湿和除湿控制；W-62 型仪表输出二组继电器接点信号，可用于二组增湿除湿控制，也可用于一组增湿控制，一组除湿控制。

1) 主要功能。

① 湿度的设定值及实测值由二位七段 LED 数码管

显示

② 增湿控制或除湿控制由仪表内装置选择。

③ 继电器输出状态由 LED 显示。

④ W62 型仪表可以有二个独立的给定值。

⑤ 有强制使继电器吸合/断开的开关，其状态有指示灯显示。

⑥ 配用以高可靠性电容式湿度敏感元件的变送器。

2) 主要技术性能见表 8-21。

表 8-21 主要技术性能表

	W61	W62
1 输出组数	1	2
2 控制范围	10% ~ 90% RH	10% ~ 90% RH
3 显示分辨率	1% RH	1% RH
4 回差	2% ~ 10% RH 可调	2% ~ 10% RH 2 组单独可调
5 输出方式	一组常开一组常闭触点	2 组常开触点
6 触点容量	5A 250V AC	
7 电源电压	220V 50Hz	
8 功耗	10VA	
9 防护	聚碳酸酯防溅式外壳	
10 重量	0.85kg	
11 工作温度	-20 ~ +50℃	
12 配用变送器	ERFM, EKFM 型湿度变送器配用变送器后反应时间： 环境温度 25℃：10% ~ 45% RH 小于 3min 45% ~ 90% RH 小于 5min 配用变送器精度：35% ~ 75% RH ± 4% RH 20% ~ 90% RH ± 8% RH	

(9) E3000 系列其他仪表。

1) EA/EAK 显示器。EA/EAK 显示器是一种直流电压表，同 E3000 系列的调节器、变送器等连接，可以直接显示温度、湿度及阀位。它们分别有四种规格。

EA/EAK 显示器的规格如表 8-22 所示。

表 8-22 EA/EAK 显示器规格表

型	号	工作范围
EAE 0/100	EAKE 0/100	0 ~ 100%
EAT 020/40	EAKT 020/40	-20 ~ +40℃
EAT 20/120	EAKT 20/120	+20 ~ 120℃
EAT 50/150	EAKT 50/150	+50 ~ 150℃

技术数据如下：

内阻 100kΩ

输入信号 0 ~ 10V·DC

精度 ±2%

连接方式 EA 为端子连接，EAK 为卡件板结构

环境温度 0 ~ 50℃

2) EAKD 数字显示器。EAKD 数字显示器是用于显示温度、湿度及阀位。它最多可显示十路信号，其面板有拨码开关供选点显示。

EAKD 数字显示器有如下四种规格模块

型号	工作范围
EAM020/40	-20 ~ +40℃
EAM20/120	+20 ~ +120℃
EAM50/150	+50 ~ +150℃

EAM0/100%

0 ~ 100%

主要技术数据如下：

电源电压：24V·AC ± 15%

环境温度：0 ~ 50℃

功耗：2.6VA

输入信号：0 ~ 10V·DC 最多可输入 10 路

显示位数：3 $\frac{1}{2}$

分辨率：0.1℃, 0.1% RH

精度：±1%

3) 温度变送器 EMW。EMW 温度变送器将 E3000 系列温度传感器的电阻信号转换成 0 ~ 10V·DC 信号。另外它还可以求 2 ~ 4 个 E3000 系列的温度信号或 0 ~ 10V·DC 标准信号的平均值。EMW 变送器有 3 个型号如下：

型号	测量范围
EMW020/40	-20 ~ +40℃
EMW20/120	+20 ~ +120℃
EMW50/150	+50 ~ +150℃

主要技术数据如下：

电源电压：24V·AC ± 15%

功耗：最大 10VA

每卡变送器路数：最多 6 路

变送器输出：(X₁ ~ X₆)：0 ~ 10V·DC 5mA 具有短路保护

稳压电源输出：10V, 10mA, 具有短路保护

使用环境温度：0 ~ 50℃

EMW 温度变送器的原理如图 8-77, 图 8-78 所示。

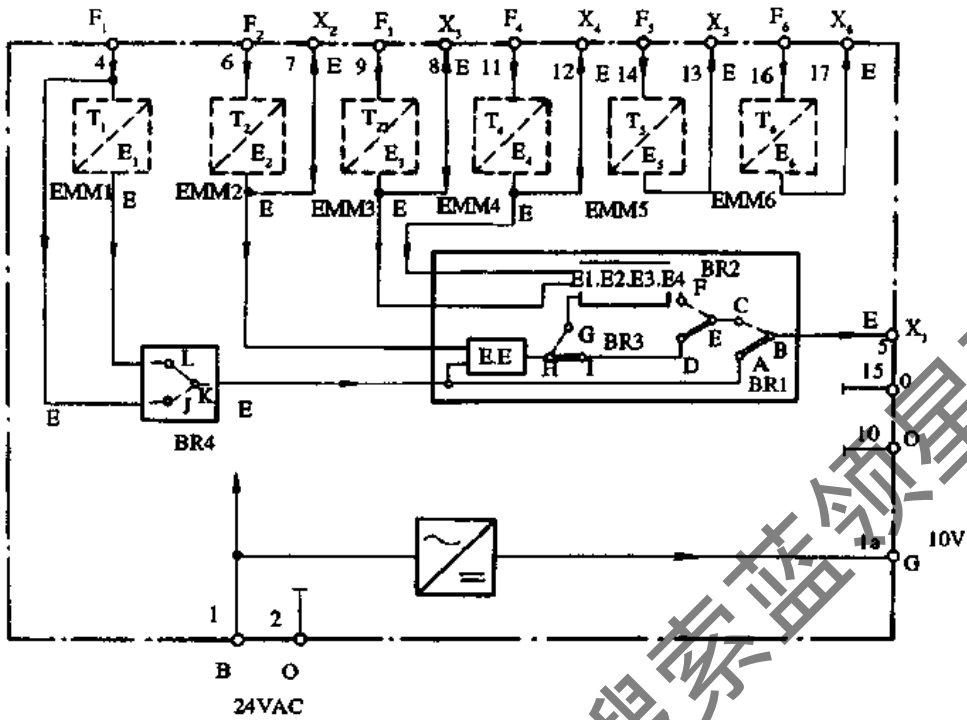


图 8-77 EMW 温度变送器原理框图

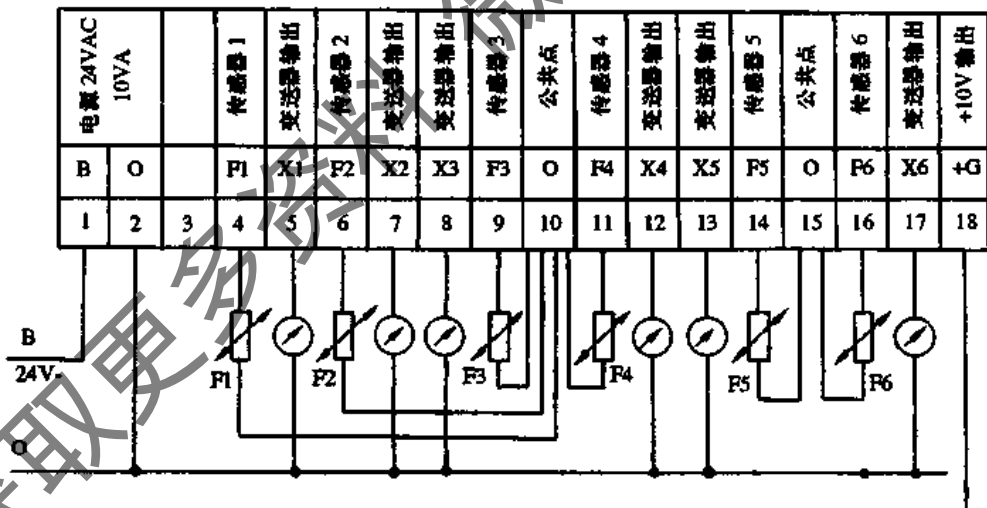


图 8-78 EMW 温度变送器接线图

8.8.10 空调自动调节常用的其他仪表

1. XM 系列数字式指示调节仪

XM 系列数字式指示调节仪可以用来代替 XC 系列动圈式仪表，其技术性能高于 XCZ 系列仪表，但价格低，其外部接线与 XCZ 系列仪表相同。因此可以作为原空调自动调节系统采用 XCZ 系列仪表进行改造时最为简单、投资最低的一种方式。

XM 系列仪表具有 0~10mA 或 4~20mA 恒流输出功能，可与执行机构组成简单的调节系统或直接与计算机组成自控系统而无需变送器。用于空调控制中的温度和湿度的自动调节，且直接显示被测温、湿度值，同时具有二位、三位调节功能。

(1) 主要技术指标为：

显示方式：3 $\frac{1}{2}$ LED 数码管显示，最大读数为 1999。

基本误差: $\pm 0.5\%$, 显示量程的 1%

分辨率: $< \begin{cases} 200^\circ\text{C} \\ > 200^\circ\text{C} \end{cases}$ 时为 0.1°C

$> \begin{cases} 200^\circ\text{C} \\ > 200^\circ\text{C} \end{cases}$ 时为 1°C

零点飘移 一小时内零点飘移小于基本误差的 $\frac{1}{5}$

工作电源: $220\text{V}, 50\text{Hz} \pm 10\%$

工作环境: $-10 \sim 50^\circ\text{C}$, 相对湿度为 $\leq 90\%$

位式控制输出接点容量 $220\text{V}, 3\text{A}$

恒流输出 负载能力 $0 \sim 10\text{mA}$ 为 $0 \sim 1.5\text{k}\Omega$, $4 \sim 20\text{mA}$ 时为 $0 \sim 450\Omega$, 输出精度小于 $\pm 0.5\%$ (显示量程)

(2) XM 系列数字指示调节仪型号规格。XM 系列数字指示调节仪型号规格见表 8-23。

(3) 仪表型号的命名方法 XM 系列数字指示调节仪命名方法如下:

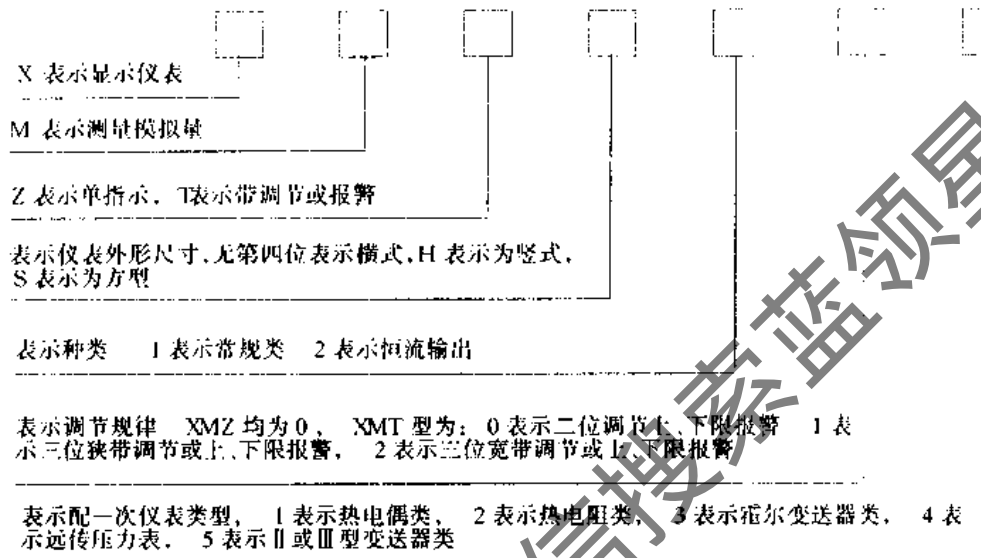


表 8-23 XM 系列数字式指示调节仪型号规格

型号规格	替代型号	传感器类别	附加功能
XMZ-101 XMZ-102 XMZ-103 XMZ-104 XMZ-105	XCZ-101 XCZ-102 XCZ-103 XCZ-104 DCZ-110	热电偶类 热电阻类 霍尔变送器或 mV 信号 电阻远传压力表 II 型或 III 型变送器	
XMT-101 XMT-102 XMT-103 XMT-104 XMT-105	XCT-101 XCT-102 XCT-103 XCT-104 DXB-III	热电偶类 热电阻类 霍尔变送器或 mV 信号 电阻远传压力表 II 型或 III 型变送器	两位式调节或上限报警
XMT-111 XMT-112 XMT-113 XMT-114 XMT-115	XCT-111 XCT-112 XCT-113 XCT-114	热电偶类 热电阻类 霍尔变送器或 mV 信号 电阻远传压力表 II 型或 III 型变送器	三位狭中间带调节或上、下限报警
XMT-121 XMT-122 XMT-123 XMT-124 XMT-125	XCT-121 XCT-122 XCT-123 XCT-125 DXB-113	热电偶类 热电阻类 霍尔变送器或 mV 信号 电阻远传压力表 II 型或 III 型变送器	三位宽中间带调节或上、下限报警

(续表)

型号规格	替代型号	传感器类别	附加功能
XMZ-201 XMZ-202 XMZ-203 XMZ-204 XMZ-205		热电偶类 热电阻类 霍尔变送器或 mV 信号 电阻远传压力表 II 型或 III 型变送器	0~10mA 或 4~20mA 恒流输出
XMT-201 XMT-202 XMT-203 XMT-204 XMT-205		热电偶类 热电阻类 霍尔变送器或 mV 信号 电阻远传压力表 II 型或 III 型变送器	0~10mA 或 4~20mA 输出, 三位式调节或上限报警
XMT-211 XMT-212 XMT-213 XMT-214 XMT-215		热电偶类 热电阻类 霍尔变送器或 mV 信号 电阻远传压力表 II 型或 III 型变送器	0~10mA 或 4~20mA 输出, 三位窄带调节或上、下限报警
XMT-221 XMT-222 XMT-223 XMT-224 XMT-225		热电偶类 热电阻类 霍尔变送器或 mV 信号 电阻远传压力表 II 型或 III 型变送器	0~10mA 或 4~20mA 输出, 三位宽带调节或上、下限报警

(4) 调节仪的工作原理。被测物理量经传感器或变送器转换成电压、电阻、电流量送入, 经输入电路转换成统一的 mV 信号, 送放大器放大, 同时进行线性化处理, 使被测量与信号成线性关系, 尔后经输出回路分三路输出。一路送 A/D 模数转换器, 转换具有译码驱动、自动

调零、极性显示等电路, 直接驱动 LED 数字显示被测值; 一路送 V/I 转换器和功率放大, 恒流输出; 另一路送比较电路与设定值进行比较, 通过执行电路以接点信号形式作调节输出。工作原理如图 8-79 所示。

该系列仪表电路分为两类, 即电压型和电阻型。

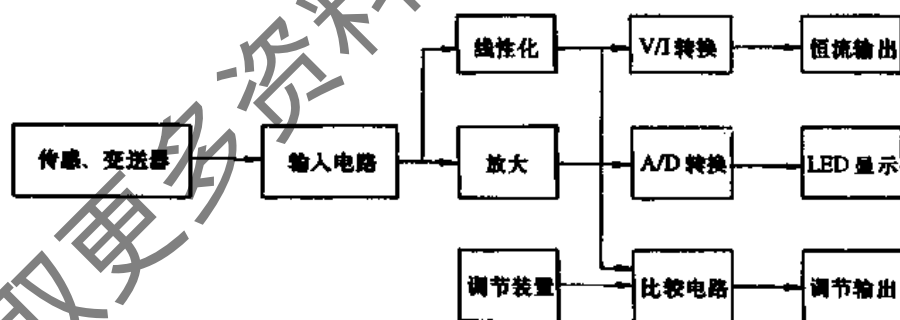


图 8-79 仪表原理框图

电压型电路: 输入部分采用通用的桥路形式, 进行冷端补偿, 调零及零位迁移, 然后进入放大。放大电路采用交叉耦合差动跟随式放大电路, 具有抗共模能力强、漂移低、失调小等特点。线性补偿由专用补偿极完成。

电阻型电路: 采用有源电桥和差动型放大一体化电路, 整体电路采用了共电源方式, 使整机性能具备较高的稳定性而不受电网电压波动的影响, 且抗干扰能力较强。

(5) 仪表的接线。连接电源的导线可采用防水塑料绝缘导线, 导线截面 $\leq 1\text{mm}^2$ 。在通过有腐蚀性的场所时, 应用铅包电缆, 同时仪表应有良好的接地。

配接热电阻或远传压力表时采用三线制将一次仪表的 A、B、C 对应端子的 A、B、C 接上即可, 无需调整线路电阻, 但三根导线的规格、长度必须一致, 其截面不小于 1mm^2 , 同时三根导线的电阻之差不大于 0.01Ω 。

2. L_TWL-33 型温度露点位式调节器

温度露点位式调节器是将专用的 LWL 型温度传感器送来的与温度露点成线性关系的检测信号, 转换成两组双位开关信号, 对调节系统的露点进行位式控制, 与 LBWL-13 变送器一样输出双通道 0~10mA 统一信号, 使自动记录、显示或自动报警。

(1) 型号及规格。

- 1) LTWL-23 型可进行温度露点双参数双位控制。
- 2) LTWL-33 型可进行单参数三位控制(温度、露点

任选)。调节器根据所选用的传感器不同,每种型号调节器都可分为三种规格,每种规格的测量范围和精度都有 LWL 露点传感器标准。标准见表 8-24。

表 8-24 LWL 露点传感器标准

	受感部型号	温 度 (°C)			露 点 (°C)		
		标准号	测量范围	允许误差	标准号	测量范围	允许误差
1	LWL-1	WB-5	0~40	±1.5%	LWB-5	0~40	±2.5%
2	LWL-2	WB-6	-30~10	±1.5%	LWB-6	-30~10	±2.5%
3	LWL-3	WB-7	40~60	±1.5%	LWB-7	40~60	±2.5%

(2) 技术指标。

1) 输入信号。由专用 LWL 型受感部输入与温度露点成线性的检测信号,温度露点信号源为 -6V。露点测头的加热电源为 ~24V·20W。

2) 输出信号。双通道二位开关信号(接点容量 220V·1A)。

单通道三位开关信号

双通道 0~10mA

负载电阻 ≤1.5kΩ。

3) 给定误差:温度 ≥±1.5%,露点 ≥2.5%。

4) 不灵敏区给定值 ±(1~10%)内可调。

5) 调节器转换误差为 ±1.5%

6) 当环境温度为 25°C ±10°C 范围内变化,调节器的附加误差不大于基本误差。

7) 电源:220V,50Hz,25VA。

8) 工作条件:温度 0~40°C,湿度 ≥80%RH,振动幅度 0.1mm,全振幅 ≤25Hz,外磁场 ≥5 奥斯特。

9) 调节的负载电阻 ±0~1.5kΩ 范围内变化,其输出误差不大于基本误差。

10) 当电源电压在 220⁺²⁰-30V 范围内变化时,仪表附加误差不大于基本误差。

11) 绝缘电阻在室温条件下,相对湿度 ≤85%,仪表输入、输出、回路之间不小于 20MΩ,电源与壳体,电源与输入、输出回路之间不小于 50MΩ。

12) 抗交流干扰能力。纵向干扰为交流 220V,50Hz(内阻 1MΩ)横向干扰为 5mV,50Hz。

(3) LTWL-33 型温度露点调节器工作原理。调节器主要由稳压电源板、温度、露点变送单元板和开关单元板组成。

1) 稳压电源输入 220V、50Hz、25VA。

输出 2×20V,0~6~24V。

其中 2×20V 经整流滤波后直接送出 +24V 作为输出电源,再经稳压电路输出 ±12V,±6V,0~6V·AC 为信号灯电源。

6~24V·AC 整流输出 18V,供开关线路作为继电器直流电源。

2) 温度露点变送板:由两个完全相同的双通道电流放大器组成。

3) 开关单元是由两个完全对称的开关电路组成。

(4) 仪表的一般故障处理。

1) 接通电源不指示,信号灯不亮。从表壳内抽出底

盘,检查右面后侧保险丝是否正常。检查从端子板到变压器之间电源线有无断线。

2) 信号灯亮,但无指示或指针满度。检查受感部有无短路或断路;检查 ±6V 电源是否正常。

3) 指针跳动。检查信号接线有无松动及虚焊;检查周围是否有强电场、磁场干扰;检查内部组件有无低频振荡。

(5) 注意事项。在从壳体内抽出或装入底板时,应注意断开电源及两侧不要碰伤零件,特别注意底板下面,必要时应适当用力将底板提起一点慢慢抽出或装入,以免外壳的下部凸起,零件碰到线路板。

在拆卸底板底盘尾部 24 线插头时,应先将外部 220V 电源断开,否则易发生跳火。

3. DTWS-33 型温湿度位式调节器

(1) 仪表型号的命名方法。

I II III IV — V VI

仪表型号用 6 位表示。

I——表示仪器品种 L:露点式;D:电阻式

II——表示仪器功能 C:测量仪表;B:变送器;T:调节器

III、IV——表示仪表测量参数 W:温度;S:湿度;L:露点湿度

V——表示仪表序号及调节规律 0:测量仪表;1:变送输出;2:两位调节;3:三位调节;4:连续 PID 调节

VI——表示外形结构 1:手提式;2:台式;3:盘装;4:现场安装

(2) DTWS-33 型位式调节器的用途。DTWS-33 型位式温、湿度调节器是在 DBWS-13 型温、湿度变送器的基础上增加了两组开关调节线路所组成,因此它具有变送器的全部功能,即可将 DWS 型温、湿度传感器送来的温、湿度信号转换输出为两个 0~10mA·DC 信号供 DFL 调节器、记录仪表、显示仪表等的输入信号以实现温、湿度系统的调节、显示、报警,同时输出两个双位开关信号,可组成一个温度、一个湿度两个参数双位调节或高限报警,也可以组成温度或湿度单参数的三位调节或上、下限报警。

DTWS-23 为双参数双位调节。

DTWS-33 为单参数双位调节。

(3) DTWS-33 位式调节器的技术指标。

1) 输入:由专用 DWS 温、湿度传感器输入与温、湿度成线性的检测信号。

2) 输出信号:双通道 0~10mA,双通道两位开关信号,单通道三位开关信号,接点容量 220V,1A。

3) 给定误差:温度 ≥0.5°C,湿度 2%RH。

- 4) 不灵敏区: 0~20%可调(量程上下限之差)。
- 5) 输出信号的基本误差 $\pm 1.5\%$ 。
- 6) 电流信号的负载电阻 0~1.5k Ω 。
- 7) 电源 220V、50Hz、5VA。

8) 工作条件: 环境温度 0~40℃; 湿度 $\geq 80\%$ 。

(4) 工作原理: DTWS型调节器主要有变送单元、开关单元和电源单元三部分组成,其组成的原理框图如图 8-80 所示。

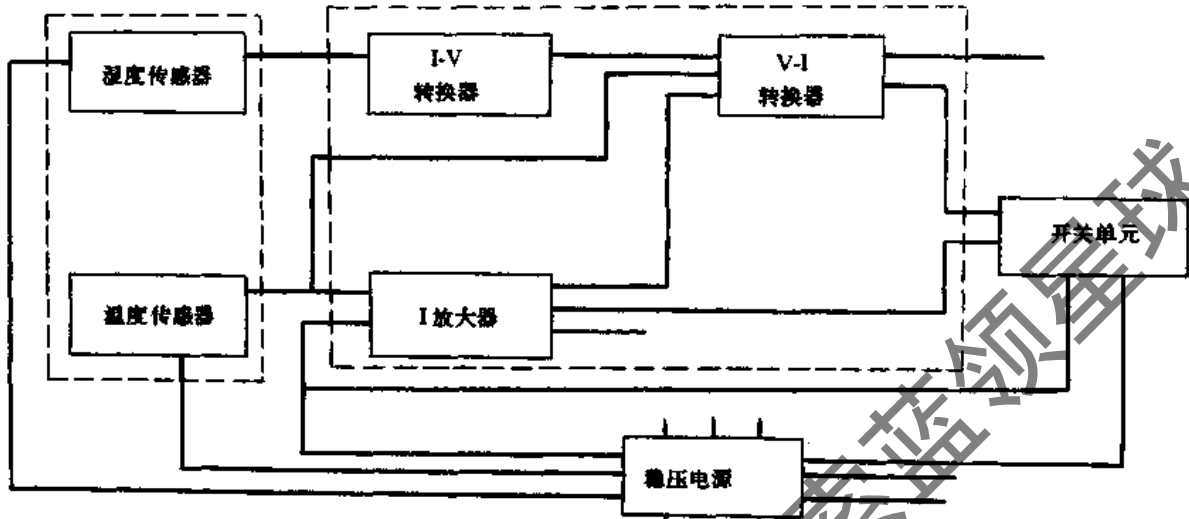


图 8-80 DTWS型调节器原理框图

8.8.11 空调自动调节系统中常用的气动调节器

气动调节器和电气式、电子式调节器一样也常被用于空调的自动调节系统中,尽管用于空调自动调节的电气式、电子式调节仪表越来越多,并且有些已形成了配套系列化,但由于气动调节装置所独具的特点是其他类型调节装置所无法代替的,因而仍在一些场所得应用。

所谓气动调节器就是利用压力作为辅助能源的调节器。气动调节系统是通过敏感元件将被调参数转化为相对应的气压信号,经气动调节器的运算和放大后,带动执行调节机构。

1. 气动调节系统的特点

- (1) 气动调节器工作可靠,调节是机械式。便于管理,尤其适用于防火防爆场合。
- (2) 适用于比例控制。
- (3) 由于气动调节机构的构造比较简单,可以使种类较多的气动继电器进行适当组合,进行复杂控制。
- (4) 执行器构造简单,操作力大,而且价格比较便宜。
- (5) 由于气动调节系统需要一定的气源,因此使用不像电气式、电子式那样方便而受到了一定的限制。
- (6) 信号的传递滞后较大,调节过程中各环节时间常数较大,且调节精度不够高,因此,一般只用于一般精度的空调控制中。

2. 气动调节器的工作原理

气动调节器的作用原理有多种型式,喷嘴—挡板式气动调节器是其中的一种,其作用原理见图 8-81。

喷嘴—挡板式气动调节器主要有:喷嘴 1,挡板 2,恒节流孔 3 组成。由敏感元件变换来的机械位移量作用在挡板 2 上,使挡板绕轴 4 转动,与喷嘴 1 的相对距离发生

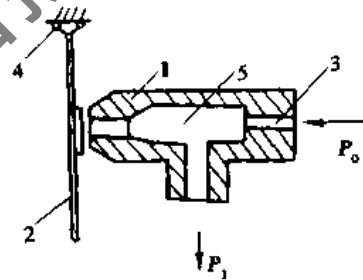


图 8-81 喷嘴—挡板放大器原理图

1—喷嘴;2—挡板;

3—恒节流孔;4—支点;5—背压室

微量位移,压力为 p_0 的气体通过恒节流孔 3 进入空气室 5(也称背压室),然后一部分气体经喷嘴 1 流入大气,而压力为 p_1 的空气进入调节机构,当挡板与喷嘴之间的相对距离有微量位移时,就可以在较大范围内改变 p_1 的大小,从而实现比例调节或比例积分微分调节,一般气源压力为 0.12MPa(1.2kg/cm²)。

气动喷嘴—挡板放大器的优点是尺寸小,结构简单、紧凑,工作可靠,坚固耐用,成本低廉,但节流孔容易被空气中杂质所堵塞。因此使用此类调节器时,压缩空气必须经净化处理。由于喷嘴—挡板放大器的功率很小,压力变化也不会很大,因此采用气动喷嘴—挡板式调节器的还要在喷嘴—挡板后加一级放大器。也就是说在喷嘴—挡板的输出压力在输入到执行机构去以前,还要经过功率放大器进行功率放大,即将压力和空气流量同时放大。

目前耗气式放大器使用较为广泛,如图 8-82 所示。

它是由金属膜片 1、阀杆 2、锥阀 3、球阀 4、簧片 5 等组

(续表)

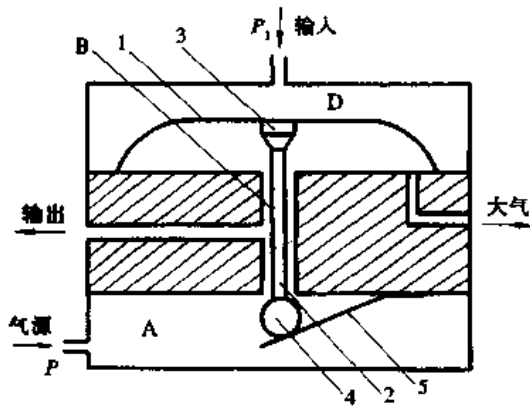


图 8-82 气动功率放大器

1—金属膜片;2—阀杆;3—锥阀;
4—球阀;5—簧片

成。在阀杆 2 的上、下有两个可变节流阀(上部为锥形阀、下部为球形阀),在两阀之间组成一个节流通室 B。通室压力就是输出压力。通室压力的变化取决于两个节流阀的开度比。

功率放大器的输入气压就是喷嘴空气室压力 p_1 (D 室压力),当 p_1 压力增大时,作用于金属膜片 1 的压力就增大,因此通过金属膜片 1 对阀杆 2 的推力也增大。当此力大于簧片 5 的预紧力和由于气体静压和动压对球阀和锥阀阀芯产生作用力时,阀杆向下产生位移,此时可使球阀开大而锥阀关小,也就是说改变了两个节流的开度比。当作用在阀杆 2 上的力互相平衡时,阀杆 2 处于某一平衡位置。对应着每一个开度比,就会有一个输出压力,即对应一个喷嘴压力,就会产生一个功率放大器的输出压力值。

由于在功率放大器中气源与放大器输出之间(即 A 室与 B 室之间),仅有一个球阀控制,其流通截面积比喷嘴一档板放大器中恒节流孔大得多,因而只要球阀有一微小位移,就可保证有足够的气量从 A 室送到 B 室与传输管路,这个气量大大超过 D 室的流量,从而实现了气量的放大,同时把背压 p_1 的变化也放大了许多倍,从而保证了气动执行器的控制。

3. 常用的气动调节器

常用的气动调节器见表 8-25。

表 8-25 常用气动调节器、变送器

型号及名称	调节规律	气压 (kgf/cm ²)		调节对象	调节范围
		输入	输出		
WPS-003 型差动棒式气动温度调节器	比例		1.2	温度	0 40℃
QBS-1 型气动湿度变送器		0.2 1.0	1.4	相对湿度	40% 85%

型号及名称	调节规律	气压 (kgf/cm ²)		调节对象	调节范围
		输入	输出		
QTL-2323P、23J 型气动调节器	PI			温、湿度、压力	
QTM-23、23J 型气动调节器	PID			温、湿度、压力	
QBC-11 型气动微差压变送器				压差、流量	10 16mm H ₂ O

8.9 空调自动调节系统中常用的执行器及调节机构

接受调节器送来的控制信号,以驱动调节机构的部件称为执行机构,而随执行机构驱动而动作,从而改变某种参数量(如蒸汽量、水量、风量、电压等)的部件称为调节机构,而有时往往执行机构和调节机构组成一体。

在空调的自动调节系统中,执行机构和调节机构主要是用来控制各种介质(如热水、冷水、蒸汽、空气等)的流量或温度、电加热器的功率等。

执行器同样也分为电动和气动两类。

8.9.1 电动执行、调节机构

1. 电动调节阀

电动调节阀是用来接受电动、电子式调节器输出的调节信号,来切断或调节输送管道内的流动介质的流量,以达到所需的工艺参数的自动调节或远程控制的目的。

电动调节阀由电动机和调节阀所组成。如图 8-83 所示。当电动机 3 通电旋转时,带动机械减速机构,使丝杠 6 转动,丝杠上的导板 7 将电动机的转动变成上下移动,由弹性联轴器 8 去带动阀杆,从而使调节阀的阀芯 11 上下移动。由于电动机的转向不同,而使调节向着开启(或开大)和关闭(或关小)方向移动,从而达到调节的目的。当阀芯到达极限位置,(即最大开度或全闭)时,通过输出轴的凸轮,使相应的开关断开,从而使电源切断电机停止转动。同时还可发出灯光信号。阀的全行程时间(由全关到全开所需时间)大约在 2min 左右,如果全行程时间过短,则利用三位 PI 调节装置时,将不能发挥 PI 作用。

电动调节阀的种类。

在空调的自动调节中,常用的电动调节阀有直通双座调节阀、直通单座调节阀和三通调节阀。

(1) 直通双座调节阀。直通双座调节阀示意图如图 8-84 所示。阀体内有两个阀芯和两个阀座,所以称为双座直通阀。此种调节阀是依靠阀芯的上下移动来改变阀芯与阀座的相对位置调节通过阀体的流量,以达到调节的目的。

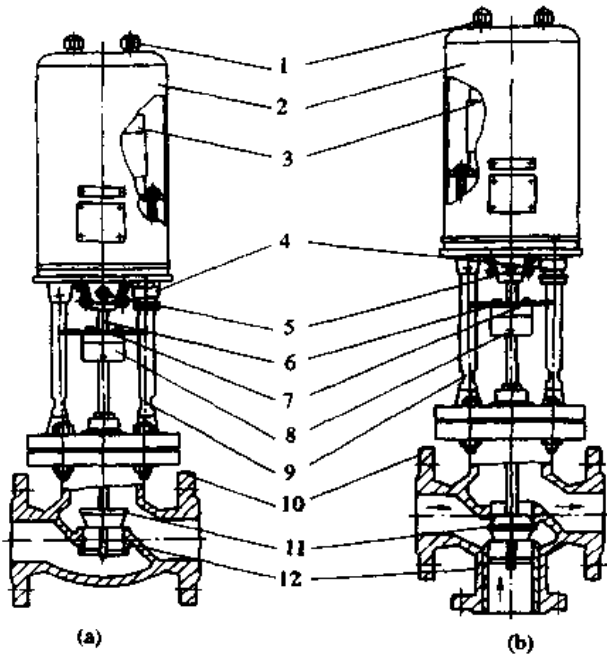
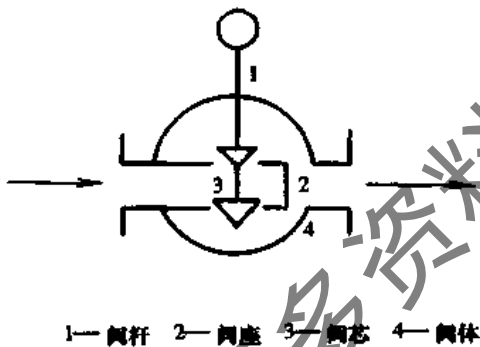


图 8-83 电动调节阀

(a) 双通电动调节阀; (b) 三通电动调节阀

- 1-螺母; 2-外罩; 3-三相可逆电动机; 4-引线套筒; 5-油罩;
6-丝杠; 7-导板; 8-弹性联轴器; 9-支架;
10-阀体; 11-阀芯; 12-阀座



- 1-阀杆 2-阀座 3-阀芯 4-阀体

图 8-84 直通双座调节阀

1-阀杆; 2-阀座; 3-阀芯; 4-阀体

由于该阀有两个阀芯和阀座, 流体作用在上、下阀芯上的推力大小相等, 方向相反, 因此阀芯所受的不平衡

力很小。所以此种阀大多用在阀前、后压差较大的场合。双座阀的流通能力比单座同口径的调节阀大。

双座阀有正装和反装两种。正装时, 阀芯向下位移, 阀芯与阀座间的流通面积减小, 通过流量减少; 反装时, 阀芯向上位移, 阀芯与阀座间流通面积增大, 通过阀的流量增加。

由于双座阀有两个阀芯, 而且受到加工精度的限制, 上下两个阀芯不易保证同时关闭, 所以阀在关闭时的泄漏量较大, 尤其使用在高温和低温场所, 因阀芯和阀座两种材料的热膨胀系数不同, 更容易引起泄漏。

(2) 直通单座阀。直通单座阀示意图如图 8-85 所

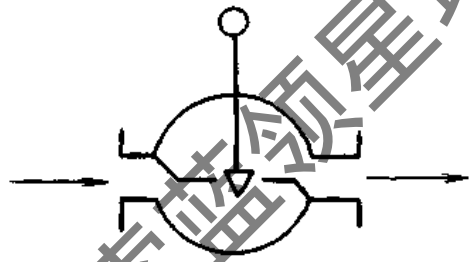


图 8-85 直通单座调节阀示意图

示。阀体内只有一个阀芯和阀座。由于此种调节阀只有一个阀芯, 流体对阀芯的推力是单面作用, 不平衡力较大, 因此单座阀适用于阀前后压差较低的场合, 在空调的自动调节系统中使用单座阀较多。

单座阀的特点是泄漏量小, 由于它是单阀芯结构, 容易达到密闭, 甚至可以完全切断, 阀径小于 25mm 的阀只能正装而不能反装, 阀径大于 25mm 的阀正反装均可。

(3) 三通调节阀。三通调节阀示意图如图 8-86 所示。三通调节阀有三个出入口与管道相连接, 按作用方式可分为合流三通调节阀和分流三通调节阀。在空调控制系统中, 合流三通阀是将两路温度的同一种流体通过阀后混合产生第三种温度的流体, 这种阀有两个入口和一个出口, 阀的出口流体流量等于两个进口流体流量之和, 此种阀如果关小一个入口的同时就会开大另一个进口, 但通过的流体总流量保持恒定。而分流三通调节阀是将进入阀内的一种流体分成两路流出, 因而有一个进口和两个出口, 在进行调节时如果关小一个出口, 则同时开大另一个出口, 使两个出口处流体流量总和等于进口处进入的流体流量。

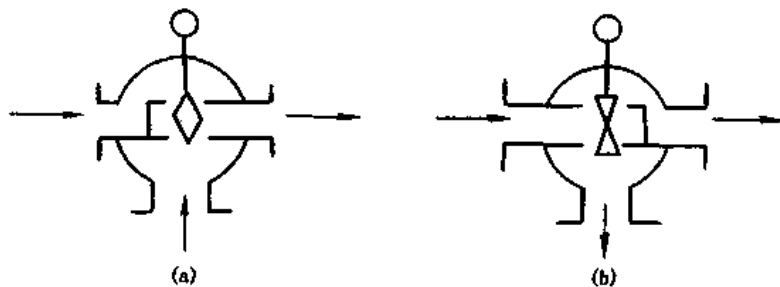


图 8-86 三通调节阀示意图

(a) 合流三通; (b) 分流三通

三通合流阀的阀芯位于阀座的内部,分流阀的阀芯位于阀座的外部,这样流体的流动方向总是使阀芯处于流开状态,使阀的调节稳定。合流阀一般应用于两种温度的流体需要进行混合的场合,如果公称通径小于80mm时,由于不平衡的力较小,合流阀也可以作为分流阀来使用,但分流阀则只能使用在分流场合,而不能作为

合流阀来使用。

(4) 当前在空调自动调节系统中常用的电动调节阀。

1) ZAP、ZAX 型电动调节阀。

① ZAP、ZAX 调节阀的工作原理。ZAP、ZAX 型电动调节阀分 B、C、T 三种,其工作原理图如图 8-87。

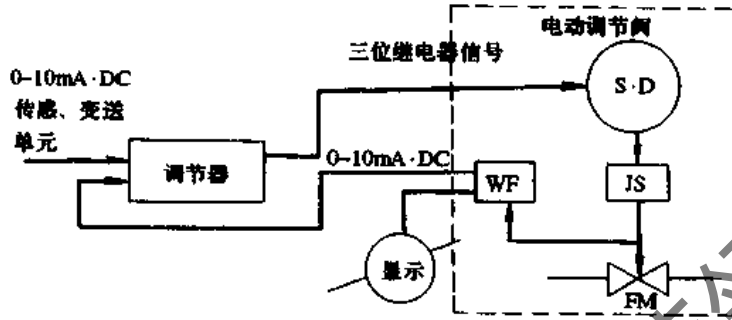


图 8-87 电动调节阀工作系统图

当调节器接受传感、变送信号经比较、放大后,控制三位继电器无触点电路,使单相可逆电动机转动,阀芯向所需方向产生位移,开启或关闭以及使阀门有一定的开启量。阀芯的位移由位置发讯器发出信号,一路送入一个负反馈到调节器,调节器不断与检测信号进行比较处理,再向调节阀发出指令信号,以控制调节阀的开启度,来达到调节通过调节阀的流体量,当被调参数达到要求

值后,调节器无输出信号,电机停止转动,保持原来阀的开度,使被测量稳定在一定值。

② ZAP、ZAX 调节阀的外部接线。ZAP、ZAX 调节阀的外部接线见图 8-88 和图 8-89。

③ ZAP、ZAX 调节阀的型号规格。ZAP、ZAX 调节阀的型号规格见表 8-26。

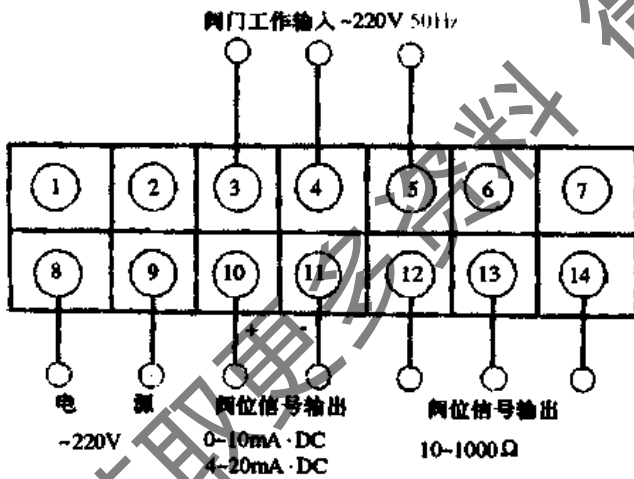


图 8-88 T 型调节阀外部端子接线图

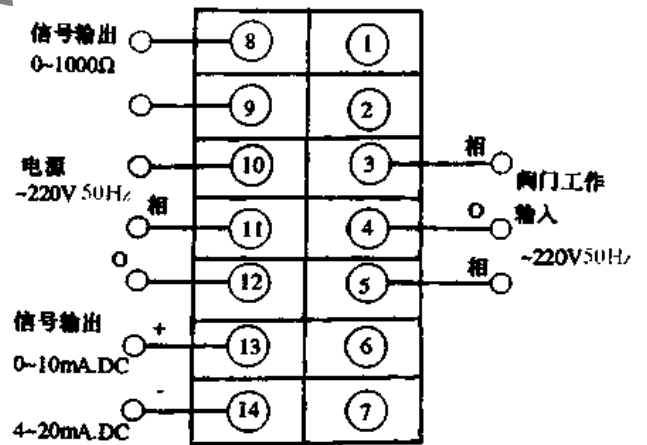


图 8-89 B、C 型调节阀外部端子接线图

表 8-26 ZAP、ZAX 电动调节阀型号规格

公称通径(mm)	B 型调节阀		C 型调节阀		T 型调节阀	
	双通	三通	双通	三通	双通	三通
15	ZAP-15B	ZAX-15B	ZAP-15C	ZAX-15C	ZAP-15T	ZAX-15T
20	ZAP-20B	ZAX-20B	ZAP-20C	ZAX-20C	ZAP-20T	ZAX-20T
25	ZAP-25B	ZAX-25B	ZAP-25C	ZAX-25C	ZAP-25T	ZAX-25T
32	ZAP-32B	ZAX-32B	ZAP-32C	ZAX-32C	ZAP-32T	ZAX-32T
40	ZAP-40B	ZAX-40B	ZAP-40C	ZAX-40C	ZAP-40T	ZAX-40T
50	ZAP-50B	ZAX-50B	ZAP-50C	ZAX-50C	ZAP-50T	ZAX-50T

(续表)

公称通径(mm)	B型调节阀		C型调节阀		T型调节阀	
	双通	三通	双通	三通	双通	三通
65	ZAP-65B	ZAX-65B	ZAP-65C	ZAX-65C		
80	ZAP-80B	ZAX-80B	ZAP-80C	ZAX-80C		
100	ZAP-100B	ZAX-100B	ZAP-100C	ZAX-100C		
125	ZAP-125B	ZAX-125B	ZAP-125C	ZAX-125C		
150	ZAP-150B	ZAX-150B	ZAP-150C	ZAX-150C		
200	ZAP-200B	ZAX-200B	ZAP-200C	ZAX-200C		

① ZAP、ZAX 调节阀主要参数。ZAP、ZAX 调节阀的主要参数见表 8-27。

表 8-27 ZAP、ZAX 电动调节阀主要参数

双 通 调 节 阀									
公称通径 (mm)	最大行程 (mm)		最大调节时间 (s)			流通能力 (t/h)		流量特性	
	B、C 型	T 型	B 型	C 型	T 型	B、C 型	T 型	B、C 型	T 型
15	10	10	151	38	27	3.2	3.2		
20	10	10	151	38	27	5	5		
25	16	16	242	60	45	8	8		
32	16	16	242	60	45	12	12		
40	20	16	300	75	45	20	20		
50	20	16	300	75	45	32	32		
65	25		284	71	50	50			
80	25		284	71		80			
100	25		284	71		120			
125	25		284	71		200			
150	25		284	71		280			
200	25		284	71		450			

三 通 调 节 阀

15	16	10	242	60	27	3.4	3.4	快开	直线
20	16	10	242	60	27	5.4	5.4	直线	
25	16	16	242	60	45	8.5	8.5	快开、直线、抛物线	抛物线、直线
32	16	16	242	60	45	13	13		
40	16	16	242	60	45	21	21		
50	16	16	242	60	45	34	34		
65	25		284	71		53			
80	25		284	71		85			
100	25		284	71		135			
125	25		284	71		210			
150	25		284	71		340			
200	25		284	71		535			

② ZAP、ZAX 调节阀前后允许压差及调节速度。ZAP、ZAX 调节阀前后允许压差及调节速度见表 8-28 和表 8-29。

表 8-28 ZAP、ZAX 调节阀前后允许压差

公称直径 (mm)	允许压差 (kgf/cm ²)									
	15, 20, 25, 32	40	50	65	80	100	125	150	200	
允许压差 (kgf/cm ²)	B 型	16	16	16	12	8	5	3	2	1
	T 型	16	14	10						

表 8-29 ZAP、ZAX 调节阀的调节速度

速度 mm/min	类型	
	B 型	C 型
公称通径		
5, 20, 25, 32, 40, 50	4	16
65, 80, 100, 125, 150, 200	5.3	21

③ ZAP、ZAX 调节阀外形尺寸。ZAP、ZAX 调节阀外形尺寸见图 8-90 及表 8-30。

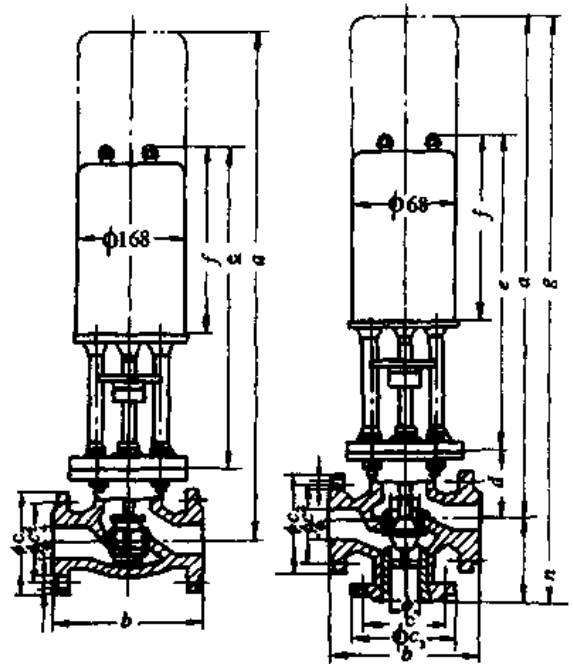


图 8-90 ZAP、ZAX 电动调节阀外形尺寸

表 8-30 ZAP/ZAX 15~200B(或 C)型电动调节阀外形尺寸(mm)

ϕ	ϕ_{C2}	ϕ_{C3}	ϕ_C	$n \times D$	a	b	d	e	f	g	h
15	95	95	65	4×14	840	130	80	490	280	915	75
20	105	105	75	4×14	840	150	80	490	280	916	75
25	115	115	85	4×14	850	160	88	492	280	930	80
32	140	140	100	4×18	860	180	98	492	280	960	98
40	150	150	110	4×18	870	200	105	495	280	977	105
50	165	165	125	4×18	880	230	112	498	280	997	115
65	185	185	145	4×18	915	290	125	520	280	1061	145
80	200	200	160	4×18	925	310	132	523	280	1082	155
100	220	220	180	8×18	945	350	150	525	280	1125	175
125	250	250	210	8×18	965	400	170	525	280	1168	200
150	285	285	240	12×23	1020	480	225	525	280	1252	240
200	340	340	295	12×23	1035	600	235	527	280	1260	220

⑦ ZAP、ZAX 电动调节阀配用单相可逆电动机技术数据:

额定电压 220V·AC 转速 1350r/min
 额定电流 0.23A 电容 2 μ F

频率 50Hz 绝缘等级 E
 生产厂 北京微电机厂

⑧ 其他几种电动调节阀的主要参数见表 8-31~表 8-37。

表 8-31 ZAP 小流量电动调节阀主要参数表

型 号	ZAP-20A						ZAP-20			
	20						20			
公称通径(mm)	20						20			
阀座直径(mm)	3	4	5	6	7	8	10	12	15	20
流通能力 C	0.08	0.12	0.2	0.32	0.5	0.8	1.2	2	3.2	5
允许压差(MPa)										
全行程(mm)	10									
全行程时间(s)	20									
流量特性	直 线									
公称压力(MPa)	1.6,4.0,6.4,10.0									
介质温度(°C)	<225									
电 源	220V 50/60Hz									
工作环境温度(°C)	-10~+55									
工作环境相对湿度%	<95									

表 8-32 ZAP 型小流量电动调节阀饱和蒸汽流量计算表

阀 座 直 径 (mm)			3	4	5	6	7	8	10	12	15	20
流 通 能 力 C			0.08	0.12	0.2	0.32	0.5	0.8	1.2	2	3.2	5
p_1 (绝) (MPa)	饱和温度 (°C)	$\Delta p = p_1 - p_2$ (MPa)	(上行)蒸汽流量(kg/h) (下行)热流量(kW)									
0.2	120	0.1	1.87	2.81	4.68	7.49	11.7	18.7	28.1	46.8	74.9	117
			1.20	1.79	2.99	4.78	7.48	12.0	17.9	29.9	47.8	74.8
0.25	127	0.125	2.32	3.48	5.8	9.27	14.5	23.2	34.8	58.0	92.7	145
			1.49	2.22	3.71	5.93	9.27	14.9	22.2	37.1	59.3	92.7
0.3	133	0.15	2.76	4.14	6.90	11.0	17.2	27.6	41.4	69.0	110	172
			1.77	2.65	4.42	7.09	11.0	17.7	26.5	44.2	70.5	110
0.35	138	0.175	3.20	4.80	8.0	12.8	20.0	32.0	48.0	80.0	128	200
			2.05	3.07	5.12	8.19	12.8	20.5	30.7	51.2	81.9	128
0.4	143	0.2	3.64	5.46	9.10	14.6	22.8	36.4	54.6	91.0	146	228
			2.33	3.49	5.82	9.34	14.5	23.3	34.9	53.2	93.4	145

(续表)

阀座直径 (mm)			3	4	5	6	7	8	10	12	15	20
流通能力 C			0.08	0.12	0.2	0.32	0.5	0.8	1.2	2	3.2	5
p_1 (绝) (MPa)	饱和温度 (°C)	$\Delta p = p_1 - p_2$ (MPa)	(上行)蒸汽流量(kg/h) (下行)热流量(kW)									
0.45	147	0.225	4.08	6.12	10.20	16.3	25.5	40.8	61.2	102.0	163	255
			2.61	3.92	6.51	10.4	16.3	26.1	39.2	65.1	104	163
0.5	151	0.25	4.52	6.78	11.30	18.1	28.3	45.2	67.8	113.0	181	283
			2.88	4.34	7.21	11.6	18.0	28.8	43.4	72.2	116	180
0.55	155	0.275	4.95	7.42	12.40	19.8	31.0	49.5	74.2	124.0	198	310
			3.16	4.76	7.91	12.7	19.8	31.6	47.6	79.1	127	198
0.6	158	0.3	5.38	8.07	13.50	21.5	33.6	53.8	80.7	135.0	215	336
			3.44	5.18	8.63	13.7	21.5	34.4	51.8	86.3	137	215
0.65	161	0.325	5.81	8.71	14.50	23.3	36.4	58.1	87.1	145.0	233	364
			3.72	5.58	9.30	14.9	23.3	37.2	55.8	93.0	149	233
0.7	164	0.35	6.24	9.36	15.60	25.0	39.0	62.4	93.6	156	250	390
			3.99	5.99	9.94	15.9	24.9	39.9	59.9	99.4	159	249

表 8-33 VN 型直通双座调节阀主要参数表

公称通径 D_0 (mm)	阀座直径 d_0 (mm)		流通能力 C	最大行程 L (mm)	薄膜有效面积 A_f (cm ²)	流量特性	公称压力 p_0 (MPa)	允许压差 (MPa)	工作温度 t (°C)	
	下阀座	上阀座								
25	24	26	10	16	280	直线、等百分比	1.6、4.0、6.4	≥ 1.7	普通型 -20~200 (铸铁)	
32	30	32	16							
40	38	40	25	25	400					
50	48	50	40							
65	64	66	63	40	630					
80	78	80	100							
100	98	100	160							
125	123	125	250							
150	148	150	400	60	1000					-60~450 (铸不锈钢)
200	198	200	630							
250	247	250	1000	100	1600	长颈型 -250~-60				
300	297	300	1600							

表 8-34 VQ 型、VX 型三通调节阀主要参数表

公称通径 D_0 (mm)	阀座直径 d_0 (mm)	流通能力 C		最大行程 L (mm)	薄膜有效面积 A_f (cm ²)	流量特性	公称压力 p_0 (MPa)	允许压差 (MPa)	工作温度 t (°C)		
		合流	分流								
25	26	8.5	13	16	400	直线、抛物线	1.6、4.0、6.4	≥ 0.2	普通型 -20~200 (铸铁)		
32	32	13									
40	40	21		25							
50	50	34									
65	66	53	40	630							
80	80	85									
100	100	135									
125	125	210									
150	150	340	340	60	1000					0.12 0.12 0.08 0.05	-40~450 (铸钢) -60~450 (铸不锈钢)
200	200	535	535								
250	250	800	800								
300	300	1280	1280			100	1600	0.05			

- 注：1. VQ 型为合流三通阀，VX 型为分流三通阀。
 2. 公称通径 $D_0 < 80\text{mm}$ 的分流阀可采用同口径合流阀代替。
 3. 两管道介质温差：铸铁 $\Delta t < 150^\circ\text{C}$ ；铸钢、铸不锈钢 $\Delta t < 200^\circ\text{C}$ 。

表 8-35 VP 型直通单座调节阀主要参数表

公称通径 DN (mm)	阀座直径 d_0 (mm)	流通能力 C	最大行程 L (mm)	薄膜有限面积 A_0 (cm^2)	流量特性	公称压力 P_n (MPa)	允许压差 (MPa)	工作温度 t ($^{\circ}\text{C}$)
3/4"	3	0.08	10	200	直 线	10	≥ 1.35	普通型 -20~200 (铸铁)
	4	0.12						
	5	0.2						
	6	0.32						
	7	0.5						
20	8	0.8	10	280	直 线 等 百 分 比	1.6, 4.0, 6.4	≥ 1.35	散热型 -40~450 (铸钢)
	10	1.2						
	12	2						
	15	3.2						
25	20	5	16	400	直 线 等 百 分 比	1.6, 4.0, 6.4	≥ 1.35	-60~450 (铸不锈钢)
	26	8						
32	32	12	25	400	直 线 等 百 分 比	1.6, 4.0, 6.4	≥ 1.35	长颈型 -250~-60
40	40	20						
50	50	32	40	630	直 线 等 百 分 比	1.6, 4.0, 6.4	≥ 1.35	长颈型 -250~-60
65	66	50						
80	80	80	60	1000	直 线 等 百 分 比	1.6, 4.0, 6.4	≥ 1.35	长颈型 -250~-60
100	100	120						
125	125	200	100	1600	直 线 等 百 分 比	1.6, 4.0, 6.4	≥ 1.35	长颈型 -250~-60
150	150	280						
200	200	450	100	1600	直 线 等 百 分 比	1.6, 4.0, 6.4	≥ 1.35	长颈型 -250~-60
250	250	700						
300	300	1100	100	1600	直 线 等 百 分 比	1.6, 4.0, 6.4	≥ 1.35	长颈型 -250~-60

表 8-36 VP 型直通单座调节阀水流量计算表 ($\rho = 1\text{g}/\text{cm}^3$)

公称直径 (mm)	20 (15)	20 (20)	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
$\Delta P(\text{MPa})$	流 量 (m^3/h)											
0.005	0.72	1.12	1.79	2.68	4.47	7.15	11.20	17.90	26.80	44.7	62.5	100
0.01	1.01	1.58	2.53	3.79	6.30	10.10	15.80	25.30	37.90	63.0	88.5	142
0.02	1.43	2.24	3.58	5.36	8.94	14.30	22.40	35.80	53.60	89.4	125.0	201
0.03	1.75	2.74	4.38	6.56	11.00	17.50	27.40	43.80	65.60	109.5	153.0	246
0.04	2.02	3.16	5.06	7.59	12.70	20.20	31.60	50.60	75.90	127.0	177.0	284
0.05	2.26	3.54	5.65	8.50	14.10	22.60	35.40	56.50	84.80	141.0	198.0	318
0.06	2.48	3.87	6.20	9.30	15.50	24.80	38.70	62.00	93.00	155.0	217.0	
0.07	2.68	4.19	6.70	10.00	16.70	26.80	41.90	67.00	100.00	167.0	234.0	
0.08	2.86	4.48	7.16	10.70	17.90	28.60	44.80	71.60	107.00	179.0	250.0	
0.09	3.04	4.75	7.60	11.40	19.00	30.40	47.50	76.00	114.00	190.0		
0.10	3.20	5.00	8.00	12.00	20.00	32.00	50.00	80.00	120.00	200.0		
0.12	3.50	5.48	8.76	13.10	21.90	35.00	54.80	87.60	131.00	219.0		
0.14	3.78	5.91	9.45	14.20	23.60	37.80	59.10	94.50				
0.16	4.05	6.32	10.10	15.20	25.30	40.50	63.20	101.00				
0.18	4.29	6.71	10.70	16.10	26.80	42.90	67.10	107.00				
0.20	4.53	7.07	11.30	17.00	28.30	45.30	70.70	113.0				
0.25	5.05	7.90	12.60	19.00	31.60	50.50	79.00					
0.30	5.55	8.65	13.90	20.80	34.60	55.50	86.50					
0.35	6.00	9.35	15.00	22.40	37.40							
0.40	6.40	10.00	16.00	24.00	40.00							

注：公称直径栏内()内的数字是阀座直径。

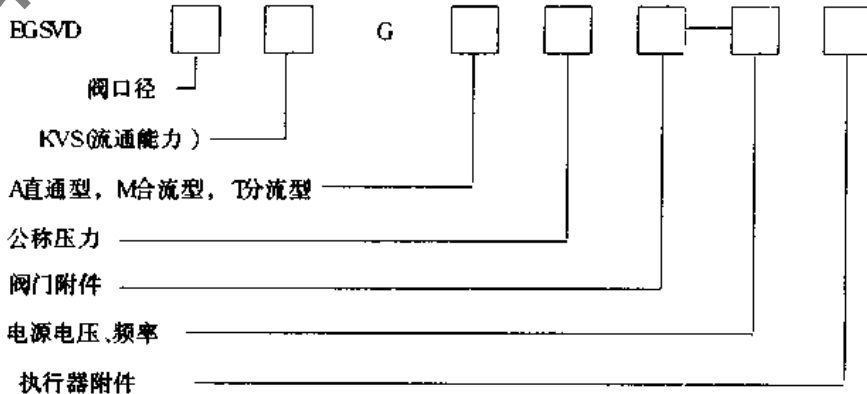
表 8-37 VP 型直通单座调节阀饱和蒸汽流量计算表

公称直径 (mm)			20	20	20	25	32	40	50	65	80	100
流通能力 C			(12)	(15)	(20)	8	12	20	32	50	80	120
p_1 (MPa) (绝对)	饱和温度 ($^{\circ}\text{C}$)	$\Delta p = p_1 - p_2$ (MPa)	蒸 汽 流 量 (kg/h)									
0.105	100	0.005	10.74	17.2	26.9	43.0	64.5	107.4	172	269	430	645
0.110	102	0.010	15.10	24.2	37.8	60.5	91.0	151.0	242	378	605	910
0.115	103	0.015	18.50	29.6	46.3	74.0	111.0	185.0	296	463	740	1110
0.120	104	0.020	21.30	34.1	53.2	85.2	128.0	213.0	341	532	852	1280
0.125	105	0.025	23.80	38.1	59.5	95.1	143.0	238.0	381	592	951	1430
0.130	107	0.030	26.00	41.5	65.0	104.0	156.0	260.0	415	650	1040	1560
0.150	111	0.050	33.40	53.5	83.5	134.0	200.0	334.0	535	835	1340	2000
0.180	116	0.080	42.00	67.1	105.0	168.0	252.0	420.0	671	1050	1680	2520
0.200	120	0.100	46.80	74.9	147.0	187.0	281.0	468.0	749	1170	1870	2810
0.250	127	0.125	58.00	92.7	145.0	232.0	348.0	580.0	927	1450	2320	3480
0.300	133	0.150	69.00	110.0	172.0	276.0	414.0	690.0	1100	1720	2760	
0.350	138	0.175	80.00	128.0	200.0	320.0	480.0	800.0	1280	2000	3200	
0.400	143	0.200	91.00	146.0	228.0	364.0	546.0	910.0	1460	2280	3640	
0.450	147	0.225	102.00	163.0	255.0	408.0	612.0	1020.0	1630	2550		
0.500	151	0.250	113.00	181.0	283.0	452.0	678.0	1130.0	1810	2830		
0.550	155	0.275	124.00	198.0	310.0	495.0	742.0	1240.0	1980	3100		
0.600	158	0.300	135.00	215.0	336.0	538.0	807.0	1350.0	2150	3360		
0.650	161	0.325	145.00	233.0	361.0	579.0	871.0	1450.0				
0.700	164	0.350	156.00	250.0	390.0	624.0	936.0	1560.0				
0.800	170	0.40	175.00	279.0	436.0	698.0	1050.0	1750.0				
0.900	175	0.450	199.00	318.0	497.0	795.0	1190.0	1990.0				
1.000	179	0.500	220.00	352.0	550.0	880.0	1320.0	2200.0				

注：公称直径下()内的数字表示阀座直径。

2) EGSVD 电动调节阀。EGSVD 电动调节阀是北京自动化仪表七厂生产的与 E3000 系列空调专用控制仪表配套的一种调节阀,此种电动调节阀也分为:直通型、合流型和分流型三种。配用单相可逆电动机驱动,在与输出信号为 0~10V·DC 连续式调节器配合使用时,需内装电子阀门定位器 EPOS-4。最大调节时间 120s,阀体有采用灰铸铁(Pg16)和铸钢两种(Pg40),阀杆、阀芯、阀座均采用不锈钢制成,阀使用的流体最高温度为 220 $^{\circ}\text{C}$,全开时最大压降为:6Pa 和 16Pa,直通阀的流量特性为:等百分比;三通阀的流量特性为:直线,阀的可调比例为 $R = 50$ 。

EGSVD 电动调节阀型号的表示方法。



执行器和阀门附件及代号见表 8-38。

表 8-38 执行器和阀门附件及代号

K 散热片	W 软质阀座(不包括 KVS=0.5,0.4)
G 甘油密封	P 衬硬质合金(蒸汽压降>0.5Pa 时)
调节阀附件	
E 辅助开关	ER135 辅助开关加 135 Ω 反馈电位器
R ₂ 反馈电位器 2k Ω	H 手动操作装置(只适用弹簧复位)
ER ₂ 辅助开关加反馈电位器	F 弹簧复位 (FO 断电后阀打开) (FC 断电后阀关闭)
R135 135 Ω 反馈电位器	EPOS 电子定位器(只适用 24V50/60Hz)

EGSVD电动调节阀执行器接线见图 8-91 和图 8-92。

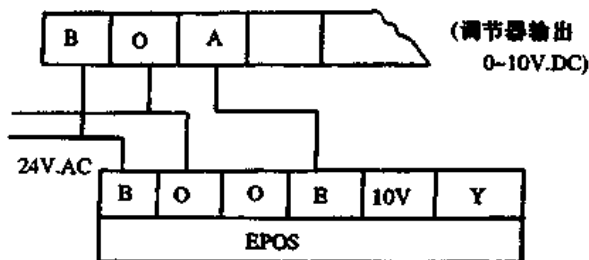


图 8-91 带电动阀门定位器(EPOS)的执行器接线图

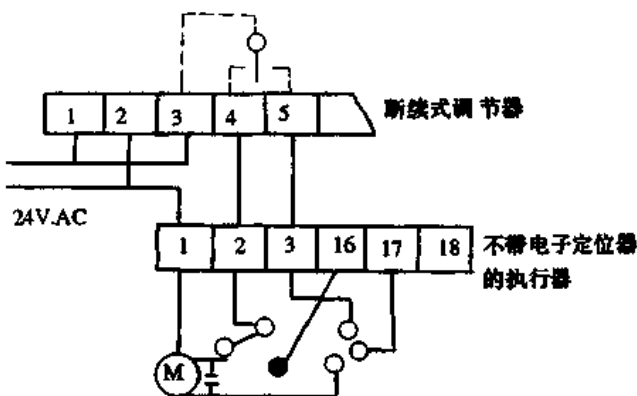


图 8-92 不带电动阀门定位器(EPOS)的执行器接线图

EGSVD电动调节阀的流通能力、消耗功率与关闭压力和尺寸见表 8-39、表 8-40。

表 8-39 EGSVD 电动调阀的流通能力

DN	15		20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
	0.25*	0.4*										
Pg 16	0.63		1.0	6.3	10	16	25	40	63	100	160	250
	1.6	2.5	4.0									
DN	25		32	40	50	65	80	100	125	150		
	0.25*	0.4*										
Pg 40	0.63	1.0	1.6	16	25	40	63	100	160	250	400	
	2.5	4.0	6.3	10								

* 只限于直通调节阀。

表 8-40 EGSVD 电动调节阀消耗功率(W)和关闭压力(Pa)

驱动器	功率消耗	阀体尺寸 (DN)											
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	
EVA20/850	5	16	12	9.2	6.0								
EVA35/150	8					5.0	3.2						
EVA60/3000	8							2.5	1.0	1.0	0.6	0.4	
EVA20/850F	16	14	11	6.5	3.8								
EVA35/1500F	16					2.0	1.0						

3) V型电动阀。V型电动阀是由 VB-5432 型阀体和 VA-7000 型电动执行器组成。V型电动阀与 T-120 型恒温器一起构成两位式调节系统,当给出电信号时,电动执行器带动阀杆,将阀全开;失去电信号时,阀杆靠弹簧力恢复原位,即关闭。在执行机构中设有手柄,用以手动开闭阀门,主要用于风机盘管机组的供水回路中。

该阀的技术数据为:

接口:1/2 英寸丝接

阀体材料为黄铜

阀体耐压 1.6MPa

适用介质温度 +5~90℃

最大压降和最大关闭压力 152kPa

阀的动作时间 全开 20s,全关 <10s

电动执行器电源 220V·AC,50/60Hz,5W

工作环境温度 2~60℃

允许最高相对湿度 不结露

阀的型号:VB-5432 为常闭二通阀,VA-7000 电动执行器。

4) 目前在空调自动调节系统中常用的电动调节阀除上述介绍的三种外还有:ZKZ 型、ZDL 系列、J691R、J691C 型电动调节阀,以及 V1W、V1W·S、B1W、B1W·S 型电动调节阀等。

(5) 调节阀的流量特性。调节阀的流量特性是指介质(如冷、热水、蒸汽等)流过调节阀的相对流量与调节阀的相对开度之间的关系。

$$\frac{Q}{Q_{max}} = f\left(\frac{l}{l_{max}}\right)$$

式中 $\frac{Q}{Q_{max}}$ ——相对流量,即调节阀某一开度下的流量与全开时的最大流量之比;

$\frac{l}{l_{max}}$ ——相对开度,即调节阀某一开度下的行程与全开时的最大行程之比。

一般说来改变调节阀的阀芯与阀座之间的节流面积便可调节流量,但在实际使用中由于各种因素的影响,在节流面积改变的同时,还会发生阀前后压差的变化,而压差的变化又会引起流量的变化。因此流量特性有理想流量特性和工作流量特性。

1) 理想流量特性。调节阀在前后压差恒定的情况下得到的流量特性称理想流量特性。理想流量特性有直线流量特性,等百分比(对数)流量特性,快开流量特性和抛物线流量特性。如图 8-93 所示。

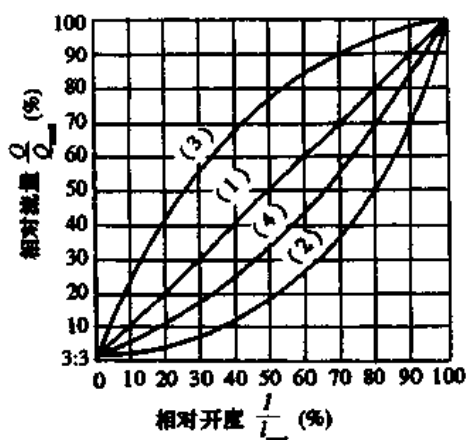


图 8-93 调节阀的理想流量特性(R=30)

(1) 直线;(2) 等百分比;

(3) 快开;(4) 抛物线

① 直线流量特性:是指调节阀的相对流量与相对开度成直线关系,即单位行程的变化所引起的流量变化是一个常数。

直线流量特性调节阀的单行程变化所引起的流量变化是相等的,也就是在调节阀的全行程内其放大系数(即曲线的斜率)是一个定值。直线流量特性的调节阀在变化相同行程的情况下,流量小时,流量相对值变化大,而流量大时,流量相对值变化小。

② 等百分比流量特性:等百分比流量特性又称对数流量特性,它是指单位相对行程的变化所引起的相对流量变化与此点的相对流量成正比关系。

调节阀的可调比 R ,即调节阀所能控制的最大流量与最小流量之比。

$$R = Q_{\max}/Q_{\min}$$

这里 Q_{\min} 是调节阀可调流量的下限值,但它并不等于调节阀全关时的泄漏量。一般调节阀的最小可调流量为最大流量的 2%~4%,而泄漏量仅为最大流量的 0.1%~0.01%。

对于可调比 $R=30$ 的等百分比流量特性的调节阀,其开度每变化 10% 所引起的流量变化百分比总是 4%。同样的行程,在低负荷(小开度)时流量变化小,在高负荷(大开度)时流量变化大。因此这种调节阀在接近全关时工作得缓和,而在接近全开时放大作用大,工作得灵敏有效,它适用于负荷变化大的系统中。

③ 快开流量特性。快开流量特性是在调节阀的行程比较小时,流量就比较大,随着行程的增大,流量很快就达到最大,因此称快开特性。

快开流量特性调节阀的阀芯形状为平板式,阀的有效行程在 $\frac{d_0}{4}$ (d_0 为阀座直径)以内,当行程再增大,阀的流通面积也不会再增大了,也就是说不再起调节作用。快开特性的调节阀主要用于双位调节或程序调节系统中。

④ 抛物线流量特性 抛物线流量特性是指单位相对行程的变化所引起的相对流量变化与此点的相对流量的平方根成正比关系。它的流量特性曲线是一条二次抛物线,介于直线特性曲线和等百分比特性曲线之间。

三通调节阀的理想流量特性如图 8-94 所示。三通调节阀的流量特性均符合前述理想特性的一般规律。直线流量特性的三通调节阀在任何开度时流过上下两阀芯流量的和不变,即总流量保持不变,得到一平行于横轴的直线,如图 8-94 中直线(1),而抛物线流量特性的三通调节阀的总流量是变化的,见图中曲线(3),在开度 50% 处总流量最小,向两边逐渐增大直至最大。当可调范围相同时,直线特性的三通调节阀较抛物线特性三通调节阀的总流量大,而等百分比特性三通调节阀的总流量最小。见图中曲线(2),它们在开度 50% 时上下阀芯通过的流量相等。

2) 工作流量特性。我们知道调节阀的理想流量特性是指在调节阀前后压差一定条件下相对流量 $\frac{Q}{Q_{\max}}$ 与相对开度 $\frac{l}{l_{\max}}$ 的关系。但是在实际使用中,由于调节阀都要

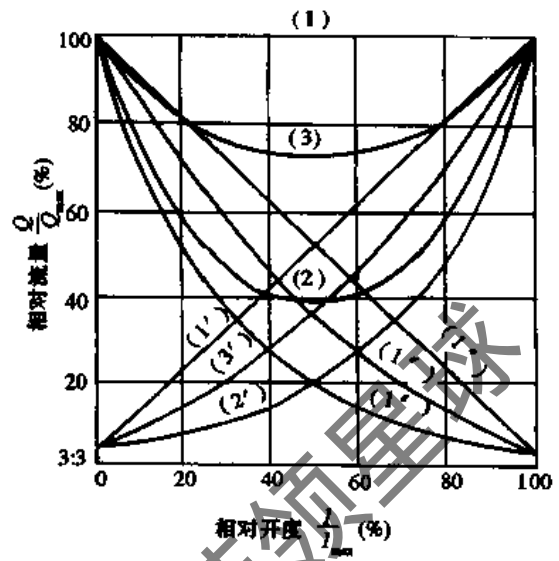


图 8-94 三通调节阀的理想流量特性 ($R=30$, 阀芯开口方向相反)
(1) 直线;(2) 等百分比;(3) 抛物线

与管路、设备(如空气加热器、空气冷却器、空气加湿器等)相连,构成调节通道,调节阀前后的压差不可能保持不变。因此尽管调节阀在同一开度条件下,通过调节阀的流量与理想特性时所对应的流量并不一样。即调节阀在工作条件下的流量特性。调节阀在工作条件下的流量特性称为工作流量特性,它是指调节阀在前后压差随负荷变化的工作条件下,调节阀的相对开度与相对流量的关系。

① 直通调节阀的工作流量特性。当调节阀与管道及设备串联在一起时,如图 8-95 所示。由于管道和设备对流体的流动存在着一定的阻力。在系统的两端总压差 Δp 一定时,随着通过管道流量的增大,串联管道和设备的阻力损失也越大,这样就使调节阀上的压差减小,引起流量特性发生变化,理想流量特性就变为工作流量特性。

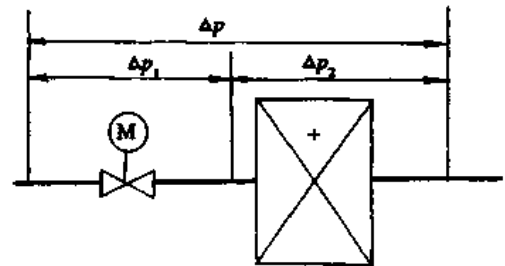


图 8-95 调节阀与管道及换热器的串联

如果我们用调节阀全开时阀上的压差与系统总压差之比,即: $S = \frac{\Delta p_{1m}}{\Delta p}$, 称为阀门能力,也称阀权度。

有资料表明:调节阀在工作流量特性时有如下特点。当 $S=1$ 时,系统的总压力全部降在阀上,调节阀的工作流量特性与理想的流量特性一样。

随着 S 值的减小,即管道和设备阻力增加时,调节

阀全开的流量将会减少,但在某一相对开度下的相对流量却随着 S 的减小而增大。此时理想的直线特性趋向于快开特性。理想的等百分比特性趋向于直线特性。 S 越小,实际可调比也越小。因此在实际使用中,为保证调节阀有一定的可调比,调节阀上必须有一定的压差。

② 三通调节阀的工作流量特性。三通调节阀当每一分路中存在阻力(如管道、设备、阀门等),其工作流量特性与直通调节阀与管道、设备等串联使用时一样。一般我们希望三通调节阀在工作过程中,流过三通阀的总流量不变,三通调节阀仅起流量分配作用。但在实际使用中,三通调节阀的阻力比起管路系统的总阻力要小,因此总流量取决于管路系统的阻力,而三通调节阀的动作影响很小,故一般情况下可以认为总流量是基本不变的。当三通调节阀每一分路的 S 值都等于 1 时,也就是说每一分路的系统压降都很小可以忽略时。可采用直线流量特性的调节阀,当每一分路的 S 值都等于 0.5 左右时,即每一分路管道、设备阻力与调节阀阻力基本相同时,可采用抛物线流量特性的调节阀。

在空调的自动调节系统中,一般使三通调节阀上的压降(阻力)与换热设备及管道上的总压降相等。即 $S = 0.5$,无论是从总流量变化方面还是从调节阀的工作流量特性来补偿换热器的静特性来考虑,均以选用抛物线特性的调节阀比直线特性的调节阀好。

三通调节阀的工作流量特性见图 8-96。

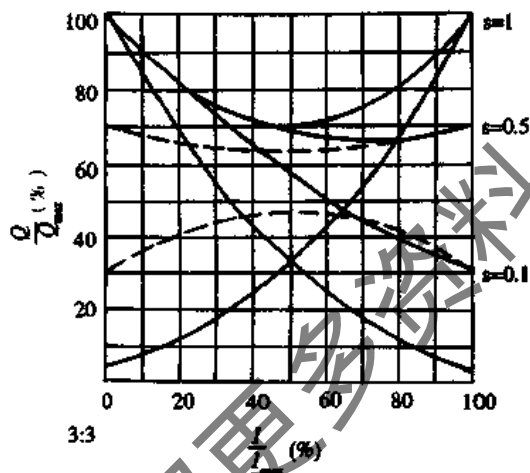


图 8-96 三通调节阀的工作特性
(当理想特性为抛物线特性时)
实线,当旁路阻力可以忽略时;
虚线,当热交换器阻力等于旁路阻力时

调节阀流量特性的选择:

前面已经介绍,调节阀的理想流量特性有直线,等百分比,快开和抛物线四种。抛物线流量特性介于直线与等百分比特性之间,对于直通调节阀常用等百分比流量特性来代替抛物线流量特性,而快开特性主要用于双位调节及程序调节系统中,因此调节阀流量特性的选择实质上是选择直线流量特性还是选择等百分比流量特性。

调节阀流量特性的选择可从以下几个方面考虑:

① 从系统的调节品质方面来看,当加热器的静特性

为直线时,(对于蒸汽加热器)一般采用直线流量特性(工作流量特性)的调节阀。

当加热器的放大系数为随负荷的干扰的增加(流量增大)而变小时(如热水加热器的特性),一般应采用等百分比流量特性(工作流量特性)的调节阀。

② 从调节阀的压降来决定。使用于液体介质中的调节阀的工作流量特性,由于 S 值的不同,工作流量特性也不同,在实际的使用中, S 不可能等于 1,对于直线流量特性的调节阀,当 $S < 0.3$ 后,其工作流量特性曲线严重畸变,偏离理想流量特性,而近似于快开流量特性。对于等百分比流量特性,当 $S < 0.3$ 后,其工作流量特性虽然也严重偏离理想流量特性,而变成近似直线流量特性,仍然有较好的调节作用,但此时的可调范围已显著减小。

③ 从负荷的变化情况来决定。当系统负荷大幅度变化时,等百分比流量特性的放大系数随开度而增大,并且各开度处的流量相对值变化为一定值,因此一般采用等百分比流量特性具有较强的适应性。

(6) 调节阀的流通能力。调节阀的流通能力用 C 表示,它是当调节阀全开,且阀两端的压差为 0.1MPa (1kg/cm^2),流体的密度为 1000kg/m^3 ,每小时流经调节阀的流体量 m^3/h 。

1) 水的 C 值。当流过调节阀的介质为水时,调节阀的流通能力:

$$C = \frac{316Q}{\sqrt{(p_1 - p_2)/\rho}} = \frac{316Q}{\sqrt{\Delta p/\rho}} = \frac{316G}{\sqrt{\Delta p \cdot \rho}}$$

式中 Q ——体积流量(m^3/h);

G ——质量流量(t/h);

p_1, p_2 ——阀前、后压力(Pa);

ρ ——液体的密度(t/m^3)。

2) 蒸汽的 C 值计算式

$$C = \frac{G}{31.6 \sqrt{\rho_2(p_1 - p_2)}}$$

式中 G ——蒸汽流量(kg/h);

p_1, p_2 ——调节阀前后蒸气的绝对压力(kgf/cm^2);

ρ_2 ——阀后蒸汽的密度(kg/cm^3)。

$p_2 > 0.5 p_1$ 时,

$$C = 10G / \sqrt{\rho_2(p_1 - p_2)}$$

$p_2 \leq 0.5 p_1$ 时,

$$C = 14.14G / \sqrt{p_1 \cdot p_2}$$

在 $p_2 \leq 0.5 p_1$ 时,调节阀出口截面上的蒸汽密度按 $p_2 = \frac{1}{2} p_1$ 和蒸汽温度由饱和水蒸气表或过热水蒸气表查出。

调节阀口径的选择一般是根据通过调节阀的最大流量和阀前后压差确定最大流通能力,再根据流通能力由生产厂家提出的调节阀的技术资料选择接近计算流通能力的口径的调节阀即可。

2. 电动执行器

电动执行器主要是用来接受调节器输出的指令信号,并将此电信号转变成相对应的线性位移或角位移,并

控制调节机构。在空调系统中主要是用来控制各种调节风门等。

目前国内生产的执行器主要有:ZAZ 直行程及 ZAJ 角行程型;有 DDZ-Ⅱ 或 DDZ-Ⅲ 型的 DKZ(直行程)和 DKJ(角行程)电动执行机构,还有 SKZ(直行程)及 SKJ(角行程)智能型高精度电动执行机构;3610L(R)型电子式及 SKD 型多转电动执行机构等。各类执行机构尽管在结构上不完全相同,但其基本结构都包括有可逆电动机,减速装置、推力机构,机械限位组件,弹性联轴器,位置反馈等部件。

电动执行机构一般需与伺服放大器配套,接收调节器的信号,此信号经伺服放大器放大后转换为三位继电器信号控制可逆电机正转或反转,带动调节阀门开大或关小。

(1) ZAZ 型电动执行器。ZAZ 型电动执行器是一种直行程电动执行机构,是电动检测仪表中的一个执行单元,它可以接受 XCT 动圈式指示调节仪及简易电子调节仪表的继电器输出信号或配用相对应的伺服放大器接收统一标准电信号(0~10mA),将此信号转变成相对应的线

性位移,以达到调节的目的。

1) ZAZ 电动执行机构的主要技术指标:

- 输出轴推力 25kg
- 最大行程 10mm
- 全行程时间 20s
- 反馈电阻 (WX1.5—1)800Ω
- 电源电压 220V 50Hz
- 环境条件 温度 -10℃~55℃, 相对湿度≤85%RH

2) ZAZ 直行程电动执行器的结构,原理。此执行机构主要由可逆电动机,减速器、推力机构、机械限位组件、手轮、弹性联轴器,反馈螺旋电位器等组成。

当可逆电动机上加上 220V·AC 电源后,定子上两个相隔 90°角度的定子绕组借助于裂相电容器使两个绕组获得 90°相位差的交流电,其合成向量产生定子旋转磁场,并与转子磁场作用产生电磁转矩,使转子旋转。转子一端通过齿轮减速带动推力机构。由于电动机为可逆电机,因而可实现机构的正、反转以完成调节作用。ZAZ 型直行程电动执行机构外形尺寸如图 8-97。

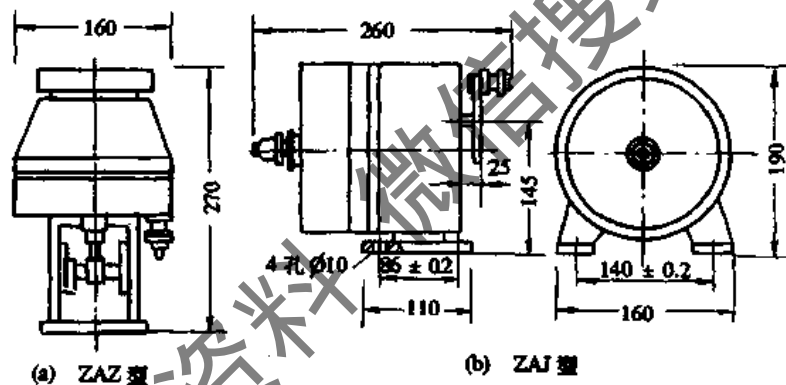


图 8-97 电动执行机构外形尺寸图

ZAZ、ZAJ 电动执行机构的外接插头编号见图 8-98。

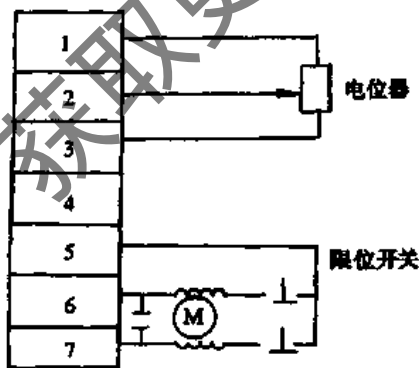


图 8-98 外接插头编号图

ZAZ 电动执行器电气原理图见图 8-99。

(2) ZAJ 电动执行机构。ZAJ 型电动执行器是一种角行程电动执行机构,也是电动检测仪表的一个执行单元。主要组成部件有:可逆电动机、减速器、制动器、电器限位组件和反馈电位器等组件。主要用于风阀的控制,以调节通过风阀的风量,达到系统参数的调节目的。

在 ZAJ 执行机构的电动机机壳上有一小型继电器,它是用来克服电动机由于惯性所引起的惰走现象,以便提高调节精度。它的电器限位组件是由微动开关和凸轮所组成,为了使电动执行机构在规定转角内转动和显示阀门阀位,保证调节精度,在输出轴的一端装有电器限位组件,起上下限位作用。反馈螺旋电位器采用 WX1.5-1 型 820Ω10 圈电位器,两端加 24V·DC 稳压电源,当执行机构与伺服放大器配合使用时,接收 0~10mA·DC 信号,作为位置反馈信号和输入回路相比较组成比例调节环节,而在无定位调节系统中,它仅作为位置指示信号。其位置显示原理如图 8-100 所示。

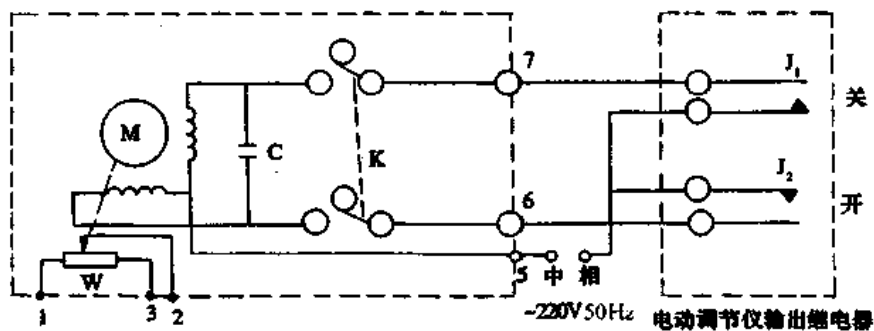


图 8-99 ZAZ 电动执行器电气原理图

M-单相可逆电机;K-自动手动切换开关;C-分相电容器;W-位置反馈电位器

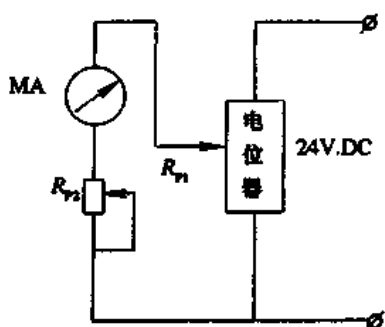


图 8-100 位置显示原理图

MA-69C₁ 槽形表 0~10mA;R_{p1}-820Ω10
圈电位器;R_{p2}-1kΩ 电位器

输出轴每转时间:120s,240s
输出轴有效转角:120°
反馈电阻:WX1.5-1 820Ω
电源电压:220V,50Hz
允许环境温度:-10℃~55℃
允许环境相对湿度:≤95%
ZAJ 角行程电动执行机构配用电动机技术数据:
电机型号:ND-15 交流可逆电动机
额定电压:220V
额定电流:0.1A
电源频率:50Hz
电机转速:1200r/min
电机功率:10W
减速比:1:76.56 上海仪表电机厂
ZAJ 角行程电动执行机构外形尺寸见图 8-97,电气
原理图见图 8-101。

ZAJ 角行程电动执行机构主要技术指标为:
输出轴转矩:1.6kg·m

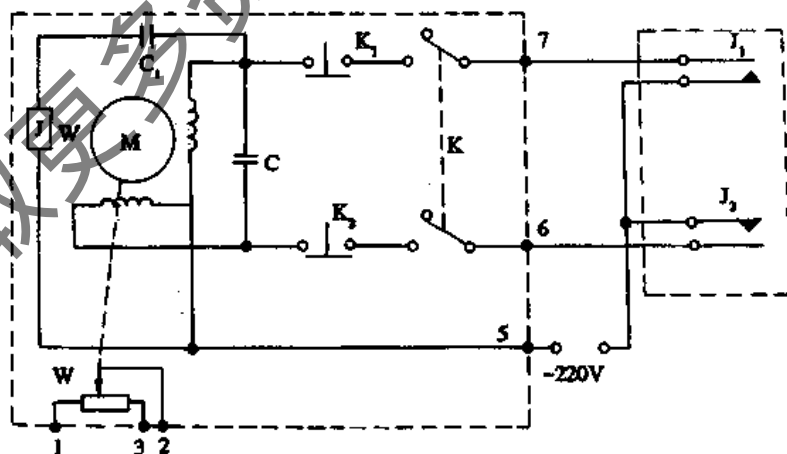


图 8-101 ZAJ 型角行程电动执行机构电气原理图

M-可逆电机;C-分相电容器;J-制动继电器;C₁-制动继电器电容;K-手动-自动切
换开关;K₁,K₂-微动开关;W-位置反馈电位器

3. 电加热器的控制设备

(1) 晶闸管交流开关控制电加热器。在采用电加热的空调温度自动调节系统中,执行元件是电气控制设备,如采用位式调节则为继电器、接触器或晶闸管(可控硅 SCR)交流开关等。由于晶闸管的特性近似于开关特性,可以采用双向晶闸管或者两个反并联的普通晶闸管组成

交流开关基本电路很容易。而且晶闸管交流开关具有无触点,动作迅速,寿命长和几乎不用维护等优点,又没有通常电磁式开关的拉弧、噪声和机械疲劳等缺点,因此晶闸管交流开关得到广泛的应用。

如图 8-102 所示就是一个晶闸管交流开关控制三相电加热的原理图。

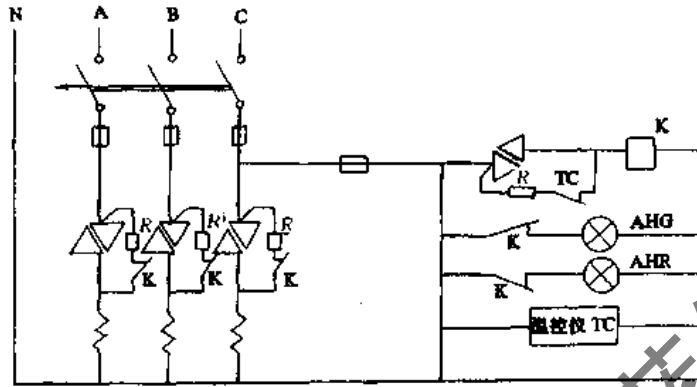


图 8-102 晶闸管交流开关控制三相电加热器原理

对于连续温度自动调节的电加热器电气控制设备,根据晶闸管的触发方式不同,通常有晶闸管交流调压器和调功器两种。根据电加热器的功率不同有单相和三相交流调压器和调功器,与常规调压器或计算机配套接收 0~10mA·DC 或 4~20mA·DC(1~5V·DC)标准控制信号,改变晶闸管的导通状态,以控制电加热器的功率,实现温度的自动调节。

交流调压器是采用移相触发方式,通过改变晶闸管的控制角 α 达到交流调压。目前国内定型的晶闸管交流调压器产品较多,如 ZK 系列, ZDZ 系列, KT 系列的单相或三相交流调压器。

交流调功器:上述晶闸管交流调压器是采用移相触发控制,这种触发方式使晶闸管的电压输出呈缺角的正弦波,因而包含高次谐波,产生射频干扰且会通过电网传送到较远的距离,给电力系统造成公害。如采用过零触发控制方式则克服了上述缺点。抑制了晶闸管导通时产生干扰的影响,因此目前推广使用这种晶闸管触发控制方式。它的基本工作原理是在晶闸管交流开关电路中采用由晶闸管组成的“零电压开关”,使开关电路在电压为零的瞬间闭合,利用晶闸管的掣住特性,不管负载功率因数的大小,只能在电压接近于零时才关断,这样将有最小的电磁干扰。在调节电压或功率时,利用晶闸管的开关

特性,在设定的周期范围,根据调节器所发出的调节信号大小,改变电路接通数个周波后再断开数个周波,即改变晶闸管在设定周期内导通与断开的的时间比,达到调节负载两端的交流平均电压亦即负载功率的目的。所以这种装置通常被称为交流调功器,又称周波控制器。

国内定型产品的晶闸管调功器有 KT₁(3)-Z 系列,有单相、三相两种,额定电流最大可达 800A。主回路采用晶闸管 and 二极管组成的组件或绝缘型模块结构,控制回路集成化并采用专用厚膜电路。输入控制信号为 0~10mA·DC, 4~20mA·DC(1~5V·DC)与调节器或微型计算机控制时的 D/A 转换器直接配套,该装置具有过流、短路及过热保护和故障报警输出。

(2) 电压调节装置。电压调节装置将 PID 调节器输出的连续电流信号转换成一系列的电脉冲,通过可控硅元件,控制电加热器等装置的电压,广泛用于室温的调节系统上,获得较好的效果。

可控硅电压调整器是电压调节装置的一种,其原理如图 8-103 所示。它是由 PID 信号输入电路(R_1 、 R_2)反馈信号电路(R_6 、整流电路 1)和预给信号电路(R_3 、 R_4 稳压电源)组成。放大、触发电路由晶体管 BG_1 、单结晶体管 BG_2 和脉冲变压器 B_1 等元件组成。可控硅主电路由 SCR₁ 和 SCR₂ 反并联的可控硅组成。

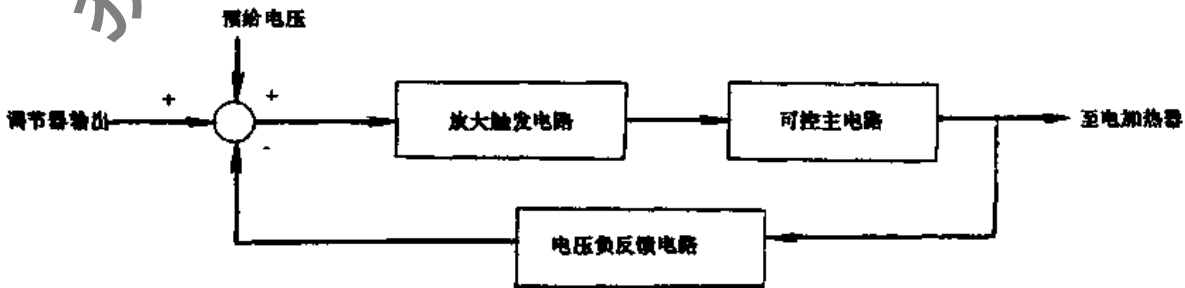


图 8-103 可控硅电压调整器原理框图

由PID调节器送来的 $0\sim 10\text{mA}\cdot\text{DC}$ 信号在电阻 R_2 上产生的电压与 R_4 上的预给电压及作用在 R_6 上的负反馈电压叠加在三极管 BG_1 的基极上,作为触发器的输入

信号。这个信号控制了触发器脉冲的移相,改变可控硅的导通角,从而连续调节电加热电压,达到控制空调房间温度的目的。

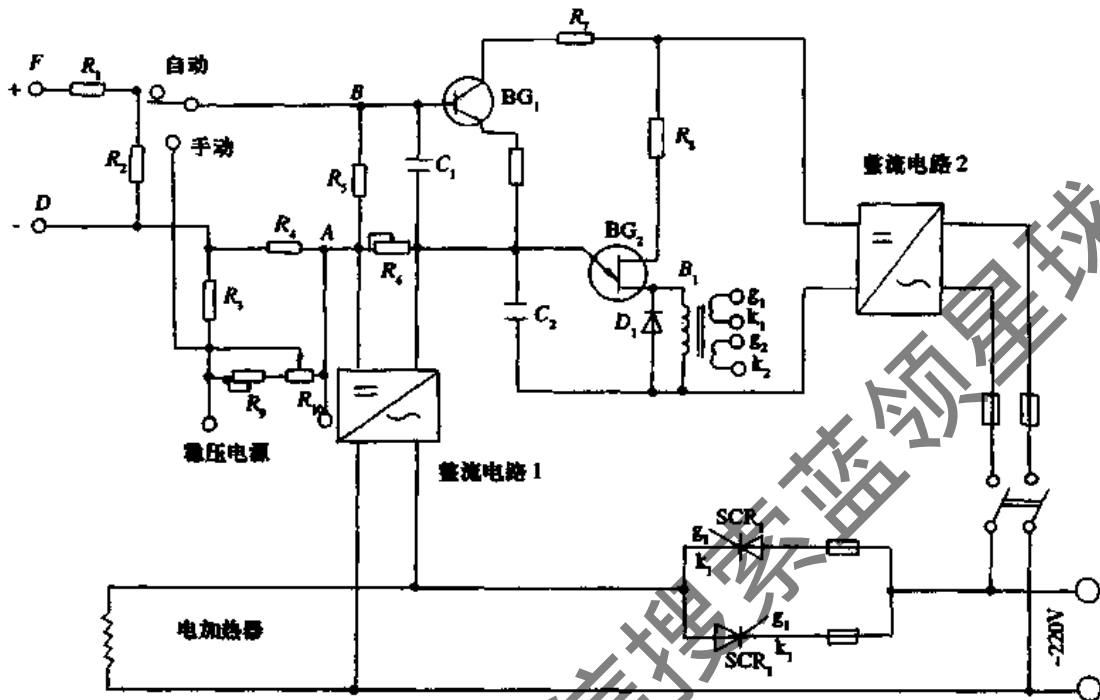


图 8-104 可控硅电压调整器电路原理图

可控硅电压调整器电路原理图如图 8-104 所示。

ZK 型可控硅电压调整器包括 ZK-50 型、ZK-100 型和 ZK-200 型三种。ZK-50 型配用 3CT-20A 或 3CT-50A 可控硅；ZK-100 型配用 3CT-100A 可控硅，ZK-200 型配用 3CT-200A 可控硅。

4. ESM 电动执行机构

ESM 电动执行机构是 E3000 系列仪表的终端机构，它可以对各种风阀进行控制。当控制系统采用 E3000 连续式调节器时，调节器可直接与 ESM 电动执行机构配合使用；如果使用 E3000 连续式调节器时，调节器输出的 $0\sim 10\text{V}\cdot\text{DC}$ 信号，必须通过电子阀门定位器(EPOS)

对 ESM 执行机构进行控制。(电子阀门定位器装在 ESM 执行机构内部)ESM 执行机构除可以附带电子阀门定位器外,还可附带辅助开关(行程开关 E 类型), $2\text{k}\Omega$ 反馈电位器。辅助开关和 $2\text{k}\Omega$ 电位器,反馈电位器 $135\text{k}\Omega$ 和辅助开关及反馈电位器 $135\text{k}\Omega$ 。

ESM 使用的电源电压有 $220\text{V}\cdot\text{AC}$, 50Hz 和 $24\text{V}\cdot\text{AC}$, 50Hz 两种,带有电子阀门定位器的 ESM 电动执行机构,其电源只能使用 $24\text{V}\cdot\text{AC}$, 50Hz 。旋转角 90° ,全行程时间为 60s ,输出扭矩为 $120\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $250\text{N}\cdot\text{m}$ 两种。

ESM 执行机构的表示方法。

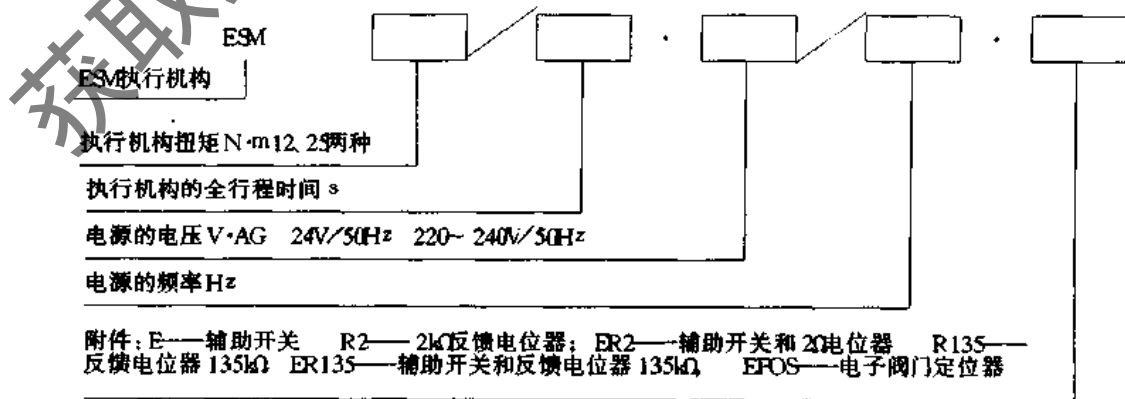


表 8-42 QMG-30、130 型气动薄膜执行机构外形尺寸表 (mm)

型 号	D	A	B	价 格 (元)
QMG-30	212	224	80	200
QMG-130	212	250	100	200

表 8-43 气动薄膜执行机构主要技术指标

型 号	工作行程 (mm)	启动压力 (kgf/cm ²)	全行程气压 (kgf/cm ²)	杠杆传动力矩比	薄膜工作直径 (mm)	环形误差 (%)	线性偏差 (%)	杠杆末端推力 (kgf)
QMG-1	20	0.2	1.0	67/260	240	≤3	≤5	70
QMG-2	50	0.2	1.0	175/605	410	≤3	≤5	150
QMG-30	30	0.1~0.2	0.9~1.0			≤2	≤4	
QMG-130	30	0.1~0.2	0.9~1.0	63/184		≤2	≤4	

2. 气动调节阀

(续表)

气动薄膜调节阀是由气动薄膜执行机构和调节阀两部分组成。由调节器输出的气压指令信号被气动薄膜执行机构所接受,并将气压信号变化转换成调节阀杆的移动,带动调节阀中的阀芯上下位移,改变阀门的开启度,从而改变流体通过的能力。气动薄膜调节阀具有结构简单,动作可靠,维修方便,具有防火防爆和价廉的优点。

气动调节阀按其结构的不同,可分为:单座双通常开式或常闭式,双座双通常开式及三通混合式等几种,其结构示意图 8-107。

用于空调自动调节的气动薄膜式调节阀主要为 ZM 系列。ZM 型气动薄膜调节阀见图 8-108,主要技术数据见表 8-45,阀的外形尺寸见表 8-44。

公称直径 D ₀ (mm)	A (mm)	L (mm)			H ₁ (mm)		H ₂ (mm)
		P ₀ 6,16	P ₀ 40	P ₀ 64	普通型	热片型	
250	φ660	635	660	670	1515	1701	440
300		720	740	770	1573	1759	503

表 8-44(b) ZM_N 型双座调节阀外形尺寸表

公称直径 D ₀ (mm)	A (mm)	L (mm)			H ₁ (mm)		H ₂ (mm)
		P ₀ 6,10	P ₀ 40	P ₀ 64	普通型	热片型	
25	φ280	185	200	200	562	715	117
32		200	210	220	565	720	120
40	φ325	220	235	245	640	785	140
50		250	255	265	645	790	145
65	φ410	275	285	295	875	1030	190
80		305	305	320	885	1050	210
100		350	355	370	895	1060	220
125	φ495	410	425	440	1052	1265	270
150		450	460	475	1062	1275	280
200		550	560	570	1104	1320	320
250	φ600	635	660	670	1440	1800	440
300		720	740	770	1540	1820	503

表 8-44(a) ZM_P 型单座调节阀外形尺寸表

公称直径 D ₀ (mm)	A (mm)	L (mm)			H ₁ (mm)		H ₂ (mm)
		P ₀ 6,16	P ₀ 40	P ₀ 64	普通型	热片型	
20	φ280	185	185	190	气开 590 气关 543	气开 700 气关 650	93
25		185	200	200	560	670	112
32		200	210	220	565	675	120
40	φ325	220	235	245	635	745	130
50		250	255	265	650	760	145
65	φ410	275	285	295	860	995	180
80		305	305	320	870	995	190
100		350	355	370	875	1000	195
125	φ495	410	425	440	1030	1175	245
150		450	460	475	1035	1180	250
200		550	560	570	1075	1220	290

表 8-44(c) ZMQ 型三通合流调节阀外形尺寸表

公称直径 D_0 (mm)	A (mm)	L (mm)			H_1 (mm)		H_2 (mm)		
		$P_{0.16}$	$P_{0.40}$	$P_{0.64}$	普通型	热片型	$P_{0.16}$	$P_{0.40}$	$P_{0.64}$
25	φ325	185	200	200	614	724	140	150	160
32		200	210	220	617	724	150	160	170
40		220	235	245	635	745	160	170	180
50		250	255	265	650	760	180	190	200
65	φ410	275	285	295	860	995	200	210	220
80		305	305	320	870	995	210	230	240
100		350	355	370	875	1000	220	250	260
125	φ495	410	425	440	1030	1175	260	300	300
150		450	460	475	1035	1180	280	320	320
200		550	560	570	1075	1220	320	380	380
250	φ600	635	660	670	1515	1701			450
300									

表 8-44(d) ZMX 型三通分流调节阀外形尺寸表

公称直径 D_0 (mm)	A (mm)	L (mm)			H_1 (mm)		H_2 (mm)		
		$P_{0.16}$	$P_{0.40}$	$P_{0.64}$	普通型	热片型	$P_{0.16}$	$P_{0.40}$	$P_{0.64}$
80	φ410	305	305	320	885	1050	225	250	265
100		350	355	370	895	1060	245	275	285
125	φ490	410	425	440	1052	1265	285	320	325
150		450	460	475	1062	1275	305	340	345
200		550	560	570	1104	1320	350	400	410
250	φ600	635	660	670	1440	1800			510
300		720	740	770	1540	1820			595

表 8-44(e) ZMS 型薄膜角形调节阀外形尺寸表

公称直径 D_0 (mm)	A (mm)	行 程 (mm)	$L_1=L_2$ $P_{0.64}$ (mm)	H_1 (mm)		重 量 $P_{0.64}$ (kg)
				普通型	热片型	
20	φ280	10	100	545	695	25
				590	740	27
25	φ325	16	115	600	750	29
				670	820	32
32	φ325	16	130	600	755	30
				670	825	33

(续表)

公称直径 D_0 (mm)	A (mm)	行 程 (mm)	$L_1 = L_2$ $P_0 64$ (mm)	H_1 (mm)		重 量 $P_0 64$ (kg)		
				普通型	热片型			
40	$\phi 325$	25	130	615	765	43		
				685	835	46		
50			150	625	775	47		
				695	845	50		
65			$\phi 410$	40	170	830	990	87
						940	1110	91
80	190	830			990	106		
		940			1105	110		
100	215	850			1030	120		
		960			1125	124		
125	$\phi 495$	60			250	980	1200	175
						1110	1324	180
150					275	995	1215	231
						1120	1340	236
200					325	1030	1235	315
						1155	1370	320

表 B-45 各种气动调节阀主要技术数据表

公称直径 D_0 (mm)	各种气动调节阀流通能力 C (t/h)								阀芯行程 (mm)	备 注
	ZML	ZMLC	ZM ϕ P	ZM ϕ N	ZM ϕ PD	ZM ϕ ND	ZM ϕ S	ZM ϕ S		
25	10	10	8.0	10	8	10	8.5	10	16	由上海自动化仪表七厂及吴忠仪表厂生产
32	16	16	12	16	12	16	13	16		
40	25	25	20	25	20	32	21	25	25	
50	40	40	32	40	32	40	34	40		
65	63	63	50	63	50	63	53	63		
80	100	100	80	100	80	100	85	100	40	
100	160	160	120	160	120	160	135	160		
125	250	250	200	250	200	250	210	250		
150	400	400	280	400	280	400	340	400	60	
200	630	630	450	630	450	630	535	630		
250			700	1000	700	1000	850			
300			1120	1600	1120	1600	1360		100	

注: 1. 阀门公称压力为: $P_0 = 16, 40, 64 \text{ kgf/cm}^2$; ZM ϕ PD, ZM ϕ ND 型为: $P_0 = 6, 16 \text{ kgf/cm}^2$ 。
2. 阀门的流量特性均为等百分比或线性等百分比(适用于 ZM ϕ S 型)。

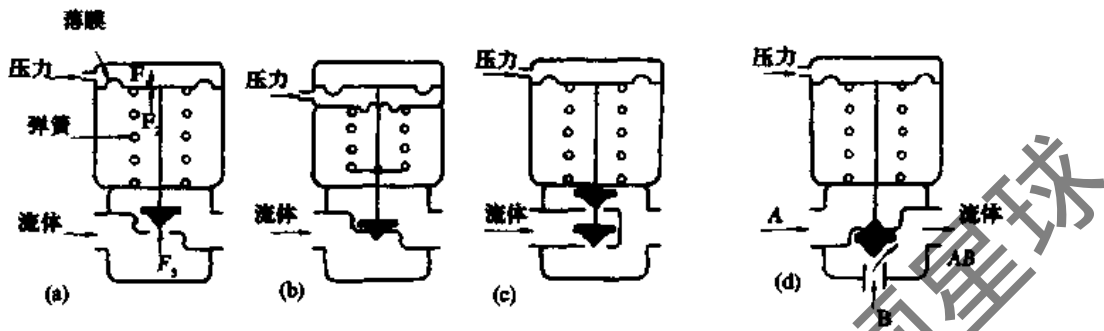
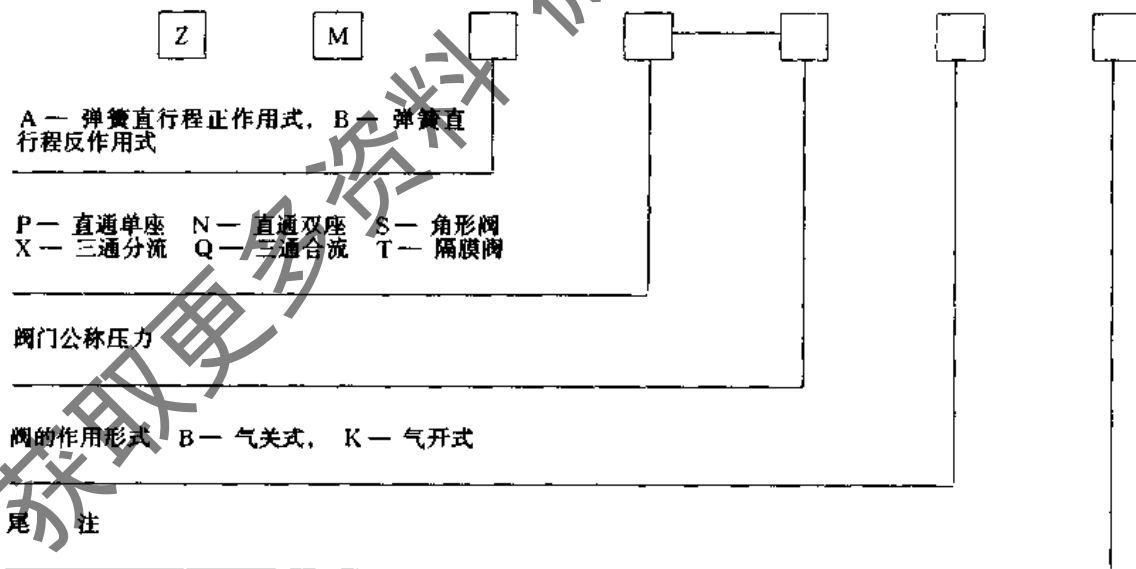


图 8-107 气动调节阀
 (a) 单座阀,常开式;(b) 单座阀、常闭式;(c) 双座轴、常开式;(d) 三通混合阀

气动薄膜调节阀的命名方法(ZM型)如下:



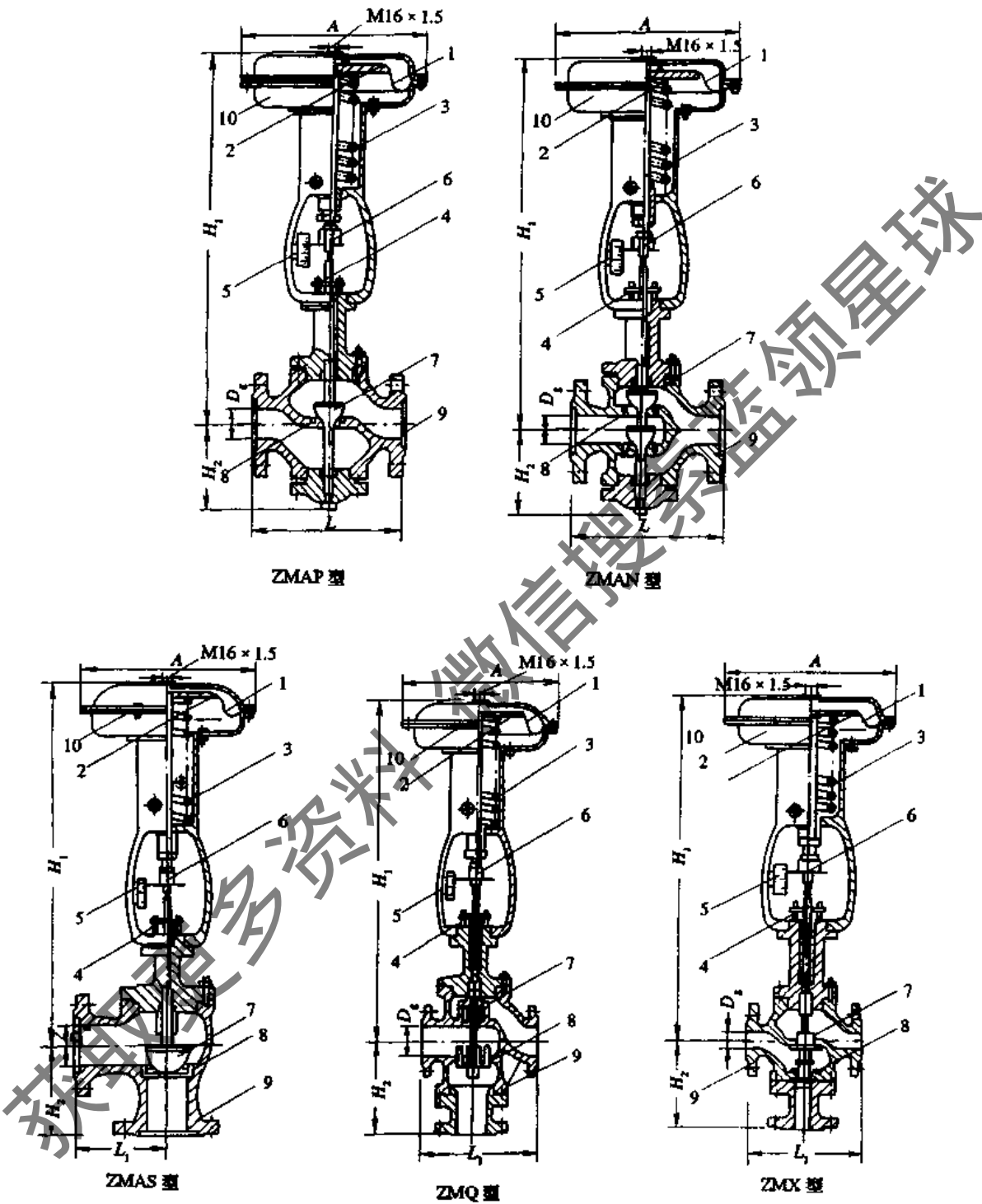


图 8-108 气动薄膜调节阀外形尺寸图

- 1-薄膜;2-底盘;3-弹簧;4-连杆;5-刻度牌;6-滑阀行程指针;7-滑阀;
8-阀座;9-阀体;10-气盒

8.9.3 执行调节机构的调整

1. 电动调节阀特性的测定

电动调节阀性能的测定包括电机单体试验,调节阀阀芯的移动速度和流量特性。

(1) 阀芯移动速度的测定。阀芯的移动速度实际上就是包括上、下限位置或全行程的距离和所使用的时间两个参数。测定前先将电动机电源接通,待电机转动将要接触下限开关时,断开电源,使电动机停转,然后用手拨动传动齿轮,直到拨不动时为止,此时调节阀即处于全关状态,再调整好下限位开关。调整调节阀全开位置方法与前述相同。然后接通电源,使电动机向开阀方向转动,让其自动碰触上、下限位开关,以检查电动机能否自动停止转动。否则应继续调整。这种调整方法可以避免损坏传动部分的齿轮等减速机件,又可以使调节阀处于真正全开或全关位置。

限位开关的位置调整后,使阀芯由上限至下限,再由下限至上限移动,记录全行程所需的时间(t),然后再测量阀芯全行程的距离(S)计算阀芯移动的速度。 $v = \frac{S}{t}$ (mm/s)。

(2) 流量特性的测定。调节阀的特性对调节系统影响很大,应对调节阀的阀径和流量特性进行正确的选择,才可能在调节系统中发挥正常的调节作用。一般在调节系统中,无论是其处于“机器露点”的调节,还是作为送风状态点的二次加热器的加热量调节,我们总是希望调节阀的行程与被调参数成线性关系。但是在实际运行中,调节阀的特性并非如人们希望的那样,而是如图 8-109 所示的性能曲线。

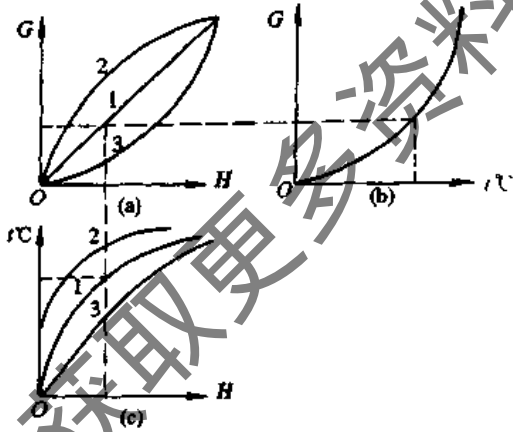


图 8-109 调节阀的特性曲线

图 8-109a 的阀门特性图的横坐标为阀门行程百分数,纵坐标为阀门流量百分数,其中曲线 1 是理想的线性特性(即 $\frac{\Delta G}{\Delta L} = \text{常数}$, $\frac{\Delta G}{\Delta L}$ 称为阀门的灵敏度),阀门的开启行程与流量成比例的变化;曲线 2 的 $\frac{\Delta G}{\Delta L}$ 是随着阀门行程的增加而增加,它是递增特性;曲线 3 的 $\frac{\Delta G}{\Delta L}$ 是随着行程的增加而减少,是递减特性。

图 8-109b 是被调节的热水加热器后空气温度和阀门流量的关系,在水温不变情况下为递减特性,它是由飞升曲线决定的。

由图 8-109(a,b)可求出所要求的阀门行程和被调参数 $t-H$ 之间的关系(由图 8-109c)。图 8-109c 中 3 的 $t-H$ 的关系近似于直线,而 1 和 2 的曲线向上凸起,它们的特性在阀门行程的起始和最后一段失去调节作用,甚至使系统产生振荡,好像双位调节只有中间部分可以调节。

(3) 电动调节阀流量特性曲线的测定和绘制方法。测点的选择,电动调节阀如果安装在冷水管路中,作为调节机器露点使用时,可在冷水系统的冷水箱、喷嘴及喷水室回水池等处测量出冷水、回水及喷水的温度。如果在调节阀的前后安装有温度计时,(如图 8-110),则可直接读出三者的温度。

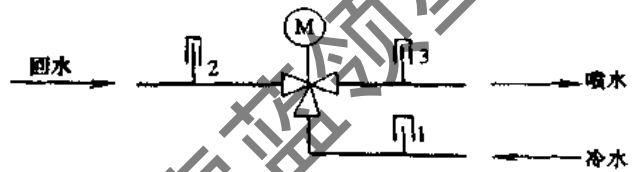


图 8-110 三通调节阀流量特性测定示意图

测定步骤:

启动电动调节阀电机,使调节阀处于冷水全开、回水全关状态,待各测点的温度稳定后,记录开始时的温度值。

使电动调节阀的电机反方向旋转,使阀芯的开度分别停留在全行程的 10%、20%、30%……100% 的位置上,同样待各测点温度稳定后,记下相应于阀芯各个开度位置的温度值,将测定数据记入如表 8-46 的统计表中。

表 8-46 测定数据统计表

阀芯开度 (%)	冷水温度 (°C)	回水温度 (°C)	喷水温度 (°C)

根据测出的数据,绘制成如图 8-109c 的阀门流量特性曲线。如果绘制的特性曲线不够平滑,应检查开关的位置,由于限位开关位置不当,在全关位置上有可能产生漏水现象,应再次调整限位开关位置,然后重新进行测定。

2. ZAJ 角行程电动执行器性能的测定

前面我们已经介绍过 ZAJ 角行程电动执行器是由 ND 型电容分相可逆电动机、减速机构、制动器、电器限位组件、反馈电位器等组成,被广泛应用于空调系统中风量调节阀的自动控制中。

对 ZAJ 角行程电动执行器的性能测定是检查执行器在系统运行中能否达到设计状况,较好地能在控制系统中完成其承担的任务的重要步骤,对于 ZAJ 角行程电动执行器性能的测定,除对电机本身进行电气设备所规定的试验项目外,还应进行全行程转动时间,限位开关位置及全行程分度值的标定。ZAJ 角行程电动执行器传动原理如图 8-111 所示。

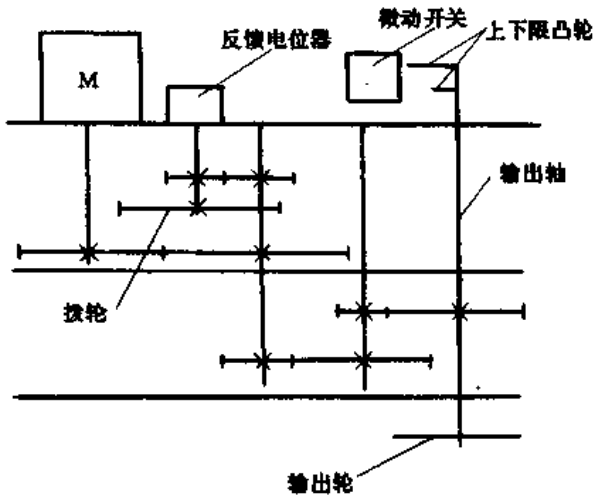


图 8-111 ZAJ 电动执行器传动原理图

(1) 零点调整。在执行器的外壳上有一“零点调整”孔,打开孔盖,可看到零点拨轮。用手拨动拨轮,使执行器下限凸轮与微动开关相接触,同时执行器内输出轴上的输出轮转角为 0° 。

(2) 最大转角的调整。用手拨动拨轮(或接上电源)使传动机构齿轮转动,使上限凸轮与上限微动开关相接触,此时测定输出轮的转角,如果输出轮转角正好为 120° 则可,如果转角小于 120° 则应移动上限凸轮使之转角达到 120° ,如果转角大于 120° ,则应调整上下限凸轮使电机向小方向转动,输出轮转角为 120° 即可。

(3) 最大行程时间的测定。全行程转动时间是表示限位开关在两个极限位置(即输出轮转角为 120°)电动机转动,输出轮转角由 $0^\circ \sim 120^\circ$,或由 $120^\circ \sim 0^\circ$ 所用的时间,测定执行器全行程时间时,可将执行器接上电源,使电机的转动通过齿轮的传动,输出轮旋转角为 120° 时所经历的时间。输出转矩为 $1\text{kg}\cdot\text{m}$ 时,输出轴每转时间为 120s , $1.6\text{kg}\cdot\text{m}$ 转矩时,输出轴每转时间为 240s 。

(4) 执行器所驱风量调节阀的调整。在风量调节阀处于全闭状态时,将执行器的输出轮的零位与风量调节阀的连杆相连,接通电源,使执行机构向旋大方向转动,当执行器输出轮转至最大角度 120° 时,观察风门的开闭情况,如果此时风门处于全开状态即可,如果风量调节阀还处于未开足位置时,则应调整风阀处于全开(100%开度)状态,如果执行器输出轮还未达到最大转角时,调节风阀已处于全开状态时,则应调整风阀向关闭方向,使风阀的最大开度与执行器输出轴的最大转角相匹配。

8.10 空调自动调节系统中常用的简单调节系统

任何一个调节环节必须由传感器、变送器、调节器和执行调节机构组成。

8.10.1 温度调节系统

1. 热水加热器的加热量调节

对热水加热器的控制一般采用比例和比例积分调

节。

(1) 对于热水加热器的温度调节系统,常采用调节通过加热器的水量即量调节和调节通过加热器的水温即质调节两种方式。图 8-112 即为量调节的控制方法。(b)图为采用电动三通调节阀的量调节方式,(c)图为采用电动双通调节阀的量调节方式。采用三通调节阀进行调节时,通过三通调节阀的热水总流量不变,而只是改变两个通路的热水流量的比例,以达到温度调节的目的。这种调节方式可以使供水干管的静压保持稳定。但由于流量的恒定,热水输送系统的动力消耗也保持一定数

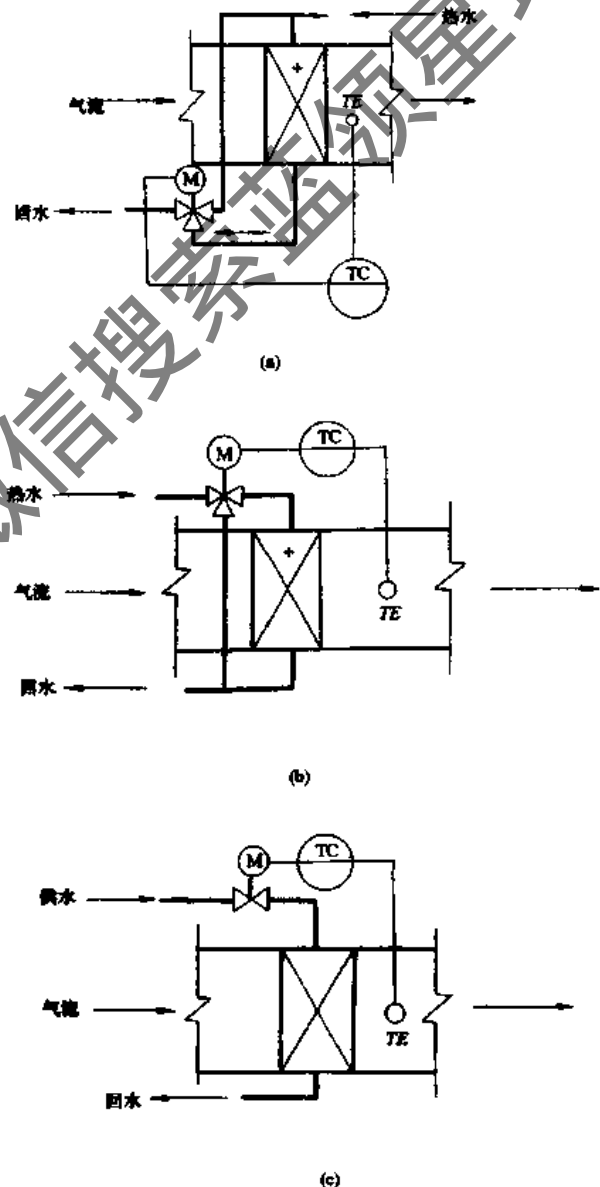


图 8-112 量调节的控制方法

(a) 采用合流三通阀的调节方式;

(b) 采用双通阀的调节方式;

(c) 采用分流三通阀的加热量调节

采用电动双通调节进行调节时,是以调节进入加热器的水流量方式达到调节出风温度的目的。由于在改变热水流量的同时,将使供水干管的总流量发生变化,导致干管的静压也发生变化,由此将会影响同一水路系统内其他热水加热器的正常工作,使热水的供水系统处于不稳定工作状态。为了克服这种调节方法的缺点,采用压力调节器来保持水路系统的静压稳定。

(2) 采用调节进入热水加热器的水温的方式来实现空气加热器加热量的调节。此种调节方式中一般使用电动三通调节阀作为调节系统中的执行调节机构。如图 8-113 所示。在调节过程中,通过调节器的指令信号,驱动三通调节阀使进入加热器内的两种水温的水量比例发生变化,即改变了进入加热器内的热水温度,实现出风温度调节的目的。

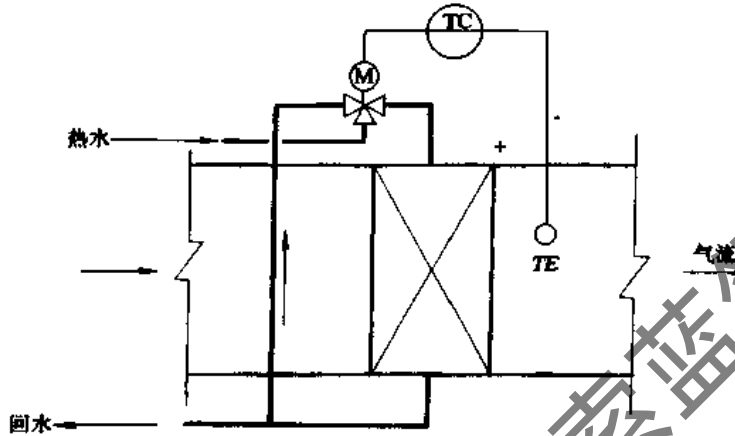


图 8-113 热水加热器的加热量调节(质调节)

(3) 调节通过空气加热的风量来实现出风温度的调节方式。采用通过空气加热器的空气量来实现出风温度的调节方式,一般是在空气加热段设置一旁通风门。在加热器的运行过程中,根据加热段空气出口处温度与设定值的偏差,由温度调节器发出调节指令,以调节加热段旁通风门开启的大小(即通过旁通风门风量的多少)来达到加热段出口处空气温度调节的目的。如图 8-114 所示。此种调节方式既可用于热水加热器出口空气温度的调节,又可用于蒸汽加热器出口空气温度的调节。

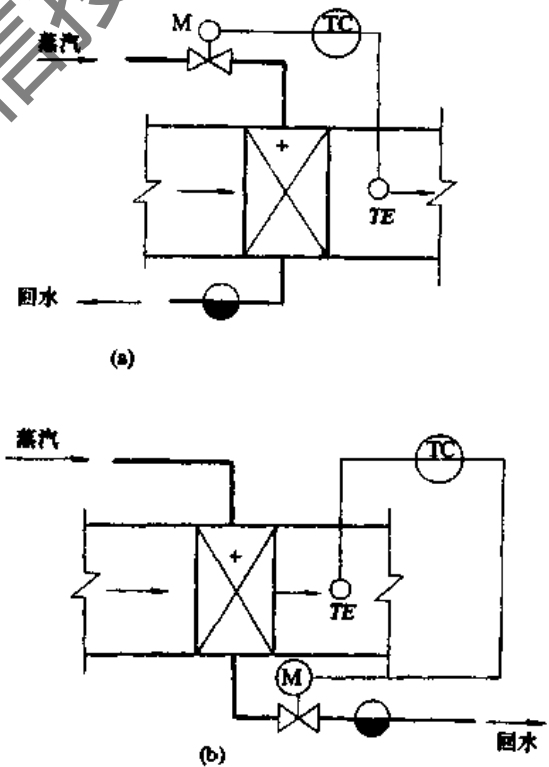


图 8-115 蒸汽加热器的加热量调节

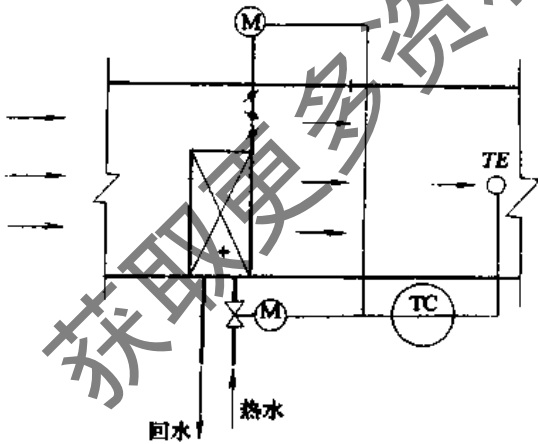


图 8-114 带旁通风门的热水加热器的加热量调节

2. 蒸汽加热器的加热量调节

蒸汽加热器的加热量调节一般是采用调节进入空气加热器蒸汽量的多少来实现的,即量调节。如图 8-115 所示。

蒸汽加热器的加热量调节,根据其调节阀安装的位置不同,有两种控制方法。一种方法是:在蒸汽加热器的热

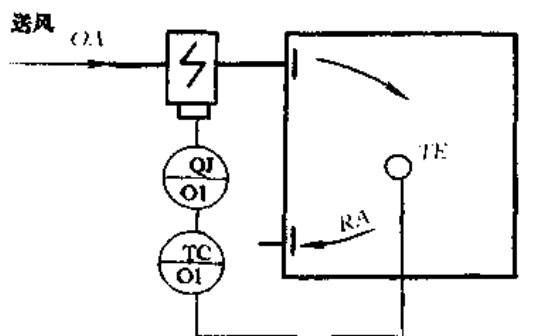
媒入口处安装蒸汽调节阀,如图 8-115(a)所示。采用这种方法,加热器的热惯性小,反应灵敏。但由于蒸汽疏水器安装在加热器的出口处凝结水管上,而疏水器在运行中要求有一定的背压,因此,在某种情况下,当调节阀开度较小

时,疏水器将会产生间歇排水现象,因此,容易使调节参数产生振荡。第二种控制方法是将调节阀装在蒸汽加热器的出口即凝结水管路上,如图 8-115(b)所示,这种方法实际上是通过改变加热器的散热面积来进行加热量调节的。采用此种方法疏水器则可以实现连续排水,避免了调节参数的振荡,但由于加热器热惯性大,不够灵敏。

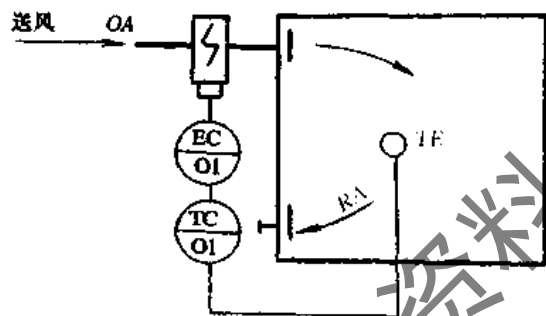
蒸汽加热器的加热量调节一般采用比例和比例积分调节,可使用等百分比流量特性的调节阀。

3. 电加热器的加热量调节

用调节电加热器的功率来实现加热量的调节方式原理如图 8-116 所示。图 8-116(a)为两位调节系统。它同样由测温元件 TE、位式温度调节器 TC-01 及电接触器



(a) 两位调节



(b) PID 调节

图 8-116 调节电加热器功率的室温调节

QJ 组成。当出口空气温度偏离给定值时,调节器 TC-01 输出通、断指令电信号,使电接触器闭合或断开,以控制电加热器的开或停,改变出风口处空气温度,达到调节的目的。由于室温位式控制只能使电加热器处于全开或全停状态,加热处于非连续状态,因此易造成室温波动幅度偏大,故一般多用于一般精度的空调系统中。

图 8-116(b)是室温 PID 控制方案,它也是由温度传感器 TE、PID 调节器 TC-01 和 ZK 可控硅电压调整器组成,实现室温的 PID 控制。由于电加热器是在连续的变电压条件下工作,室温波动的幅度较小,因此该控制方案多用于空调控制精度较高的场所。

4. 采用喷水室冷却的温度调节方式

图 8-117 是采用喷水室冷却空气的温度调节系统示

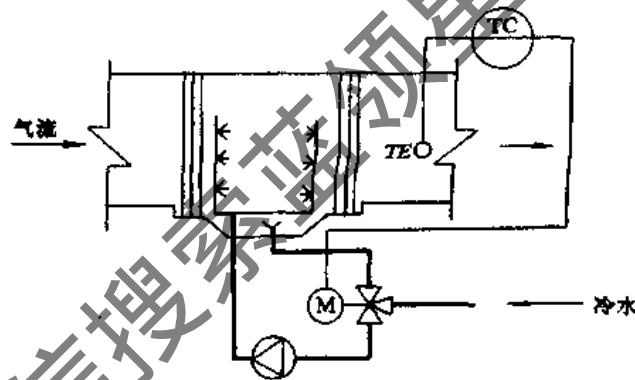


图 8-117 采用喷水室冷却处理的温度调节系统

意图。一般是采用调节冷水与回水的混合比,保持喷水量不变来改变喷水温度的方法,使之达到出口处空气温度的调节方法。喷水室冷却的温度调节方式一般采用比例调节或比例积分调节的方法。

5. 采用水冷式表面冷却器的温度调节

采用水冷式表面冷却器的温度调节方式与采用热水加热器的温度调节方式完全相同,其区别在于通过表冷器的为冷水。同样也有采用改变通过表面冷却器的冷水流量和改变通过表面冷却器的水温(即量调节和质调节)两种调节方式。

常用室温调节系统组合方案见表 8-47。

表 8-47 常用室温调节系统组合主案

编号	测温敏感元件 T ₁	温度调节器型号	执行调节机构	控制设备及内容	室温控制精度 (°C)	调节规律
1	可调电接点水银温度计	6302 型电子继电器, SY-105、JWT-1/2、714 型晶体管位式调节器	电接触器	电加热器功率	±0.5	位式
2	WZB ₂ 型铂热敏电阻 TR-1、2 型镍热敏电阻	XCT-112 型动圈式温度调节仪 TA-012、TW-C 型电子温度调节器	电接触器	电加热器功率	±1	位式
3	WZB ₂ 型铂热敏电阻 TR-1、2 型镍热敏电阻	XCT-132 型动圈式温度调节器、 TA-032 型电子温度调节器 TA-036 型电子温度调节器	电接触器	电加热器功率	±0.1	时间比例 三位时间比例
4	RC-4B 型半导体热敏电阻	TC、RS 型温度调节器	电接触器	电加热器功率	±0.5	双位

(续表)

编号	测温敏感元件 T_n	温度调节器型号	执行调节机构	控制设备及内容	室温控制精度 (°C)	调节规律
5	TR-1,2 型镍热敏电阻	P-4A ₁ 型调节器 P-5A ₁ 型补偿比例调节器	电接触器	电加热器功率	± 0.5 ± 0.2	三位 时间比例
6	WZB ₂ 型铂热敏电阻 TR-1,2 型镍热敏电阻 RC-4B 型半导体热敏电阻	XCT-192 型动圈式温度调节仪 TA-092 型简易电子温度调节器 TW-B 型温度调节器	ZK 型可控硅电压调整器	电加热器功率	± 0.1	连续 PID
7	WZB ₂ 型铂热敏电阻 RC-4B 型半导体热敏电阻	XQC-400 型自动平衡调节仪 XQC-101-X 型圆图式记录调节仪	ZK 型可控硅电压调整器	电加热器功率	± 0.1	连续 PID
8	双支可调电接点水银温度计	JWT-2 型晶体管位式调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	空气加热器水量(蒸汽量)及水温	± 2	三位恒速
9	双支可调电接点水银温度计	JWT-2 型晶体管位式调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	水冷式表冷器水量或水温	± 2	三位恒速
10	WZB ₂ 型铂热敏电阻 TR-1,2 型镍热敏电阻	XCT-112 型动圈式温度调节仪 TA-012、TW-C 型电子温度调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	空气加热器水量(蒸汽量)或水温	+2	三位恒速
11	WZB ₂ 型铂热敏电阻 TR-1,2 型镍热敏电阻	XCT-112 型动圈式温度调节仪 TA-012、TW-C 型电子温度调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	水冷式表冷器水量或水温	± 2	三位恒速
12	WZB ₂ 型铂热敏电阻 TR-1,2 型镍热敏电阻	XCT-132 型动圈式温度调节仪; TW-A TA-032 型电子温度调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	热水空气加热器水量或水温	± 0.5	三位 PI
13	WZB ₂ 型铂热敏电阻 TR-1,2 型镍热敏电阻	XCT-132 型动圈式温度调节仪 TW-A、TA-032 型电子温度调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	水冷式表冷器水量或水温	± 0.5	三位 PI
14	TR-1,2 型镍热敏电阻	P-4A ₁ 型比例调节器 P-5A ₁ 型补偿比例调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	热水空气加热器水量或水温	± 1.0 ± 0.5	比例 补偿比例
15	TR-1,2 型镍热敏电阻	P-4A ₁ 型比例调节器 P-5A ₁ 型补偿比例调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	水冷式表冷器水量或水温	± 0.5	比例 补偿比例
16	TR-1,2 型镍热敏电阻	P-4A ₁ 型比例调节器 P-5A ₁ 型补偿比例调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	蒸汽空气加热器蒸汽流量	± 1.0	比例 补偿比例
17	WZB ₂ 型铂热敏电阻 TR-1,2 型镍热敏电阻	XCT-132 型动圈式温度调节仪 TW-A、TA-032 型电子温度调节器	电动调节风门	各种风量混合比*	± 0.5	三位 PI
18	TR-1,2 型镍热敏电阻	P-4A ₁ 型比例调节器 P-5A ₁ 型补偿比例调节器	电动调节风门	各种风量混合比*	± 1.0 ± 0.5	比例 补偿比例
19	可调电接点水银温度计	6301、6402 型电子继电器;SY-105 714.JWT- $\frac{1}{2}$ 型晶体管位式调节器	电磁阀	直接蒸发式表冷器蒸发面积(能力)	± 1	双位(三位)
20	RC-4B 型半导体热敏电阻 TR-1,2 型镍热敏电阻	TC、RS、TW-C、TA-032 型电子温度调节器	电磁阀	风机盘管面积(能力)	± 1	双位(三位)
21	TR-1,2 型镍热敏电阻	P-4A ₁ 型比例调节器 P-5A ₁ 型补偿比例调节器	电动执行机构伺服电机	变风量末端装置风量或双风道末端装置风量混合比	± 0.5	比例 补偿比例
22	WZB ₂ 、TR-1,2 型铂、镍热敏电阻 RC-4B 型半导体热敏电阻	XCT-112 型动圈式温度调节仪 TW-A; TA-012、032 型电子温度调节器	电动执行机构伺服电机	变风量末端装置风量或双风道末端装置风量混合比	± 0.5	三位 三位 PI
23	TR-1,2 型镍热敏电阻	P-4A ₁ 型比例调节器 P-5A ₁ 型补偿比例调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	喷淋室喷淋水量或水温	± 0.5	恒速比例 补偿比例

(续表)

编号	测温敏感元件 T_0	温度调节器型号	执行调节机构	控制设备及内容	室温控制精度 ($^{\circ}\text{C}$)	调节规律
24	WZB ₂ , TR-1, 2 型铂、镍热敏电阻 RC-4B 型半导体热敏电阻	XCT-112 型动圈式温度调节仪 TW-A, TA-012, 012 型电子温度调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	喷淋室喷淋水量或水温	± 0.5	恒速比例三位 PI
25	WZB ₂ , JR-1, 2 型铂、镍热敏电阻 RC-4B 型半导体热敏电阻	XCT-192 型动圈式温度调节仪 TA-092 型简易电子温度调节器	ZA ₁ 型电动调节阀	喷淋室喷淋水量或水温	± 0.5	连续 PID

注: (1) 表中带有 * 号的各种风量混合比系指新、回风量混合比, 一、二次回风量混合比及旁通风直通风量混合比。

(2) 表中电动调节阀及电动调节风门可以用气动薄膜调节阀及气动薄膜调节风门来代替, 此时要增设电—气动转换器, 但不适用于位式调节, 因气动调节阀处于位式工作状态, 一般是不许可的。

8.10.2 湿度调节系统

对空调系统中的相对湿度的调节, 我们知道常采用

的是定露点间接控制法和不定露点(无露点)的直接控制法。常用的室内空气相对湿度的自动控制组成方案见表 8-48。

表 8-48 常用室内空气相对湿度自动控制组合方案

编号	敏感元件	调节器	执行调节机构	控制设备及内容	控制精度	调节规律
1	WZB-212X, TD-1, 2 型铂、镍热敏电阻	XCT-112 型动圈式温度调节仪 TA-012, TW-C 型电子温度调节器	电动直通、三通调节阀或电动执行机构, 除位式调节外, 也可通过增设 DQ-2 或 DQF-100 电—气转换器, 采用气动直通、三通调节阀或气动执行机构	喷淋室喷淋水量或水温; 新、回风量混合比或旁、直通风量混合比; 一次空气加热器的水温、水量或蒸汽量; 水冷式表冷器的水量或水温; 蒸汽加湿器喷量	$\pm 10\%$	恒速、三位
2	WZB-212X, TD-1, 2 型铂、镍热敏电阻	XCT-192 型动圈式温度调节仪 TA-092, 092 型电子温度调节器			$\pm 5\%$	恒速、三位 PID
3	TD-1, 2 型镍热敏电阻	P-4A ₁ 型比例调节器 P-5A ₁ 型补偿比例调节器			$\pm 5\%$	比例
4	TH 型干湿球温度信号发送器	P-4B ₁ , P-204 型比例调节器 TS-B 型相对湿度调节器			$\pm 5\%$	比例、三位 PID
5	DBWS-13 型氯化锂湿度发送器	DTWS ₁ 型温湿度调节器			$\pm 5\%$	三位
6	LTWL-13 型氯化锂露点发送器	LTWL ₁ 型露点温度位式调节器			$\pm 1^{\circ}\text{C}$	三位
7	QBS-01 型气动湿度变送器	QTL-23 型气动湿度调节器 QTM-23 型气动湿度调节器			QMG 型气动薄膜执行机构或 ZM 系列调节阀	$\pm 5\%$
8	电接点水银温度计	6301, 6402 型电子继电器 JWT ₁ , SY-105 型位式调节器	接触器、电磁阀	电极式加湿器 功率制冷系统 制冷能力	$\pm 10\%$	双位
9	WZB-212X, TR-1, 2 型铂、镍热敏电阻	XCT 型动圈式温度调节仪 TA-012, TW-A 型电子温度调节器	接触器、电磁阀	电极式加湿器 功率制冷系统 制冷能力	5%	双位、三位 双位、三位 PI
10	TH 型干湿球温度信号发送器	TS-A 型相对湿度调节器 P-204 型断续调节器			5%	双位 PI 三位 PI
11	氯化锂露点发送器	USL-21A 型氯化锂露点控制器 LTWL-23 型氯化锂露点控制器			5%	双位 三位
12	TH 型干湿球温度发送器	P-4B ₁ 型比例调节器 TS-B 型相对湿度调节器			ZK 型可控硅电压调整器	2%

1. 定露点的间接控制法

如果空调房间的余湿量不变或变化较微小时, 对于具有喷水室或喷水表冷器式空气处理环节的空调系统, 是采用使空气经喷水室后或喷水表冷器后露点温度相对恒定的方法, 使室内空气的相对湿度保持在某一范围内。这种控制室内空气相对湿度的方法称为定露点间接控制

法。自动调节控制点的露点一般是由设计时确定的。由于定露点法不能反映室内余湿量或相对湿度的变化, 存在着室内相对湿度的偏差, 故此方法一般用于室内余湿量变化幅度较小及室内空气相对湿度要求波动范围较大的场合。根据空调系统空气处理方法的不同, 定露点间接控制法有以下几种自动控制方式。

(1) 直流喷水室集中空调系统的定露点控制。直流喷水室集中空调系统的定露点控制原理图见图 8-118。此自动控制系统由设置在喷水室后的测温元件 TE(露点温度), 调节喷淋水温用的三通调节阀 TV_1 或调节一次加热器水量(或蒸汽量)用的三通(或直通)调节阀 TV_2 和温度调节器 TIC-01 组成。自动控制系统在调节过程中, 当控制点空气露点偏离整定值时, 在夏季通过自动控制来调节进入喷水室的水温, 控制露点; 在冬季则通过调节一次加热器的加热量, 改变一次加热后空气温度, 来达到控制露点的目的。

(2) 具有一、二次回风的喷淋式集中空调系统定露点控制。喷淋式集中空调系统定露点控制原理图如图 8-119 所示。此自动控制系统由温度传感器 TE、温度调节器 TIC-01、调节喷淋水温用的电动(或气动)三通调节阀 TV_1 、新风调节阀 WV_3 、一次回风调节阀 WV_{RA1} 、二次回风调节阀 WV_{RA2} 和排风调节阀 WV_{EXA} 组成。在自动控制系统的调节过程中, 当露点温度偏离给定值时, 夏季(或过渡季全新风处理过程)调节三通调节阀改变喷水室温度以维持露点温度的恒定; 冬季或过渡季调节新、回风混合比, 同时进行循环水喷淋, 使露点温度恒定。

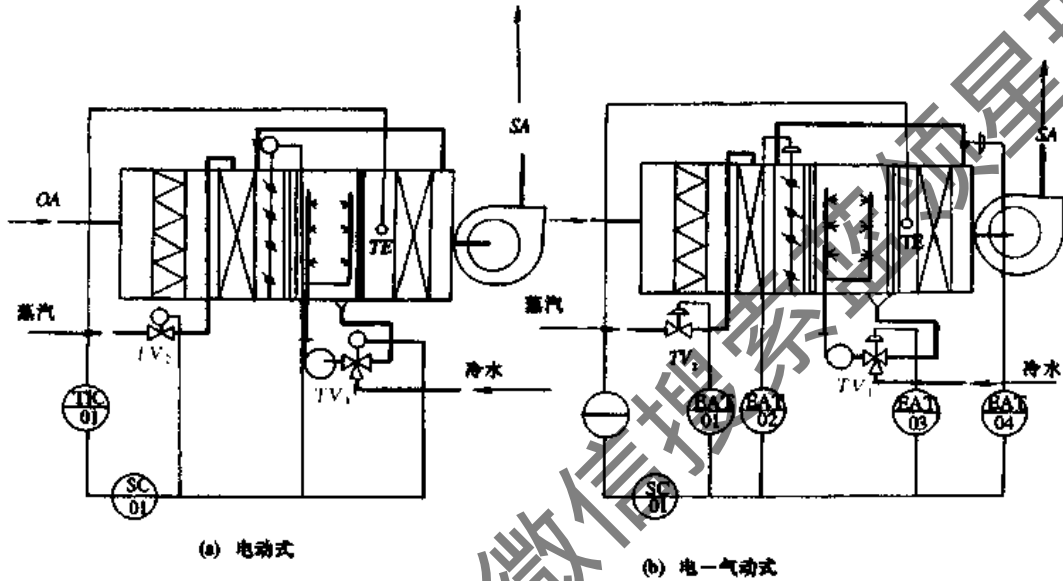


图 8-118 全新风直流式空调系统定露点控制原理图

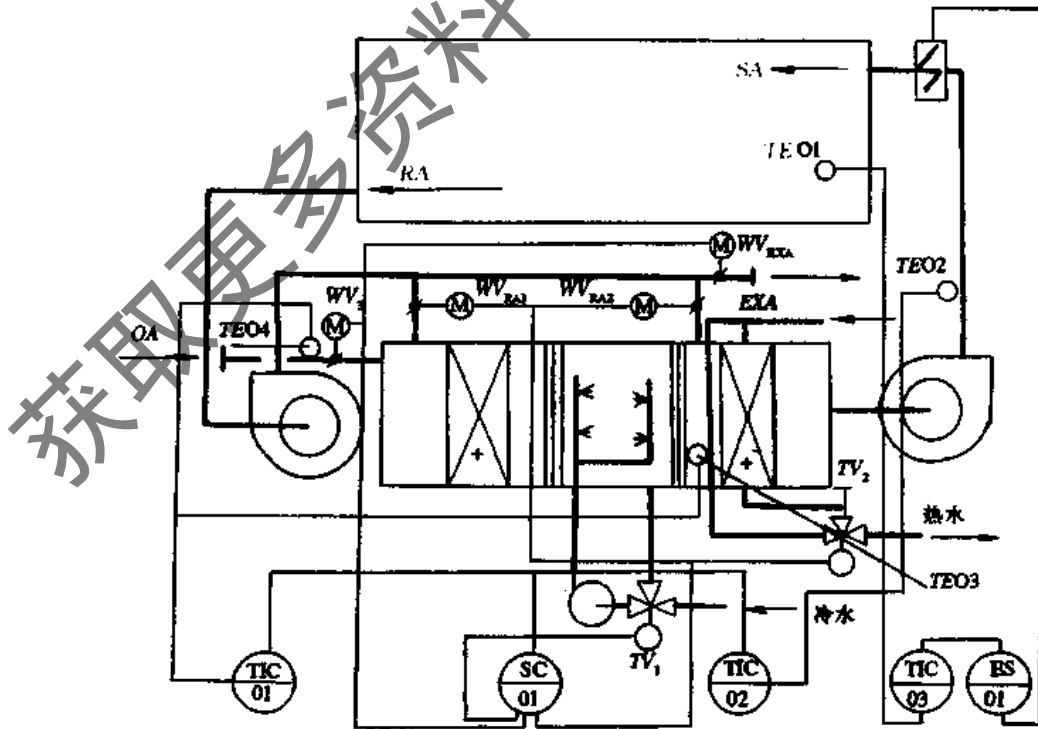


图 8-119 喷淋式集中空调系统定露点控制原理图

2. 直接控制法

用装在空调房间工作区内或回风口或回风管道内的湿度传感器来测量和调节空调系统中相对应的执行调节机构,达到控制室内空气相对湿度的目的,这种控制室内相对湿度的方法称为不定露点或无露点直接控制法。

根据空调系统中处理空气的方式不同有:

(1) 直流式喷淋集中空调系统室内相对湿度的控制。其原理图如图 8-120 所示。

(2) 具有一、二次回风的喷淋式集中空调系统室内相对湿度的控制见图 8-121 所示。

(3) 水冷式表面冷却器空调系统室内相对湿度控制,其原理见图 8-122 所示。

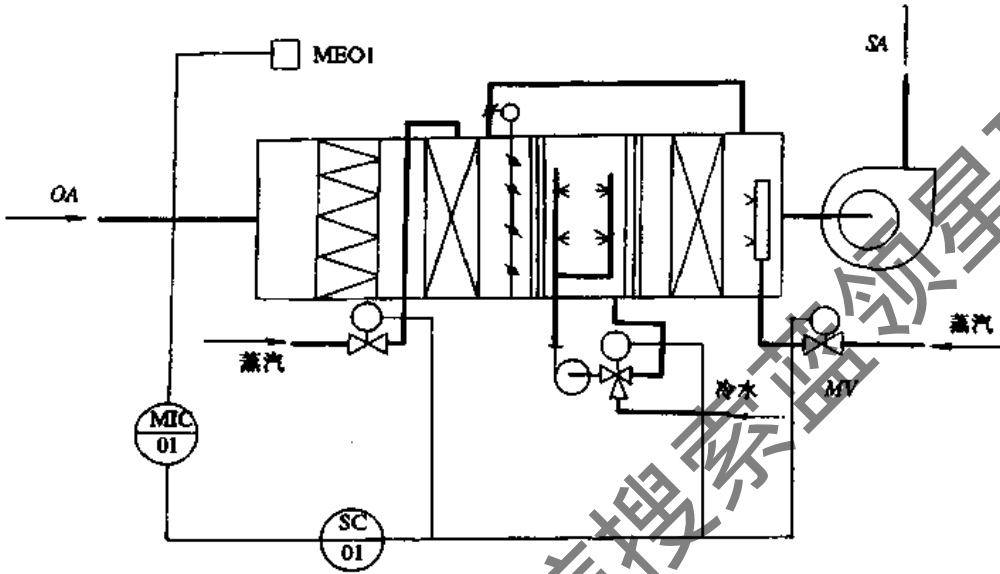


图 8-120 直流喷淋式集中空调系统室内相对湿度控制原理图

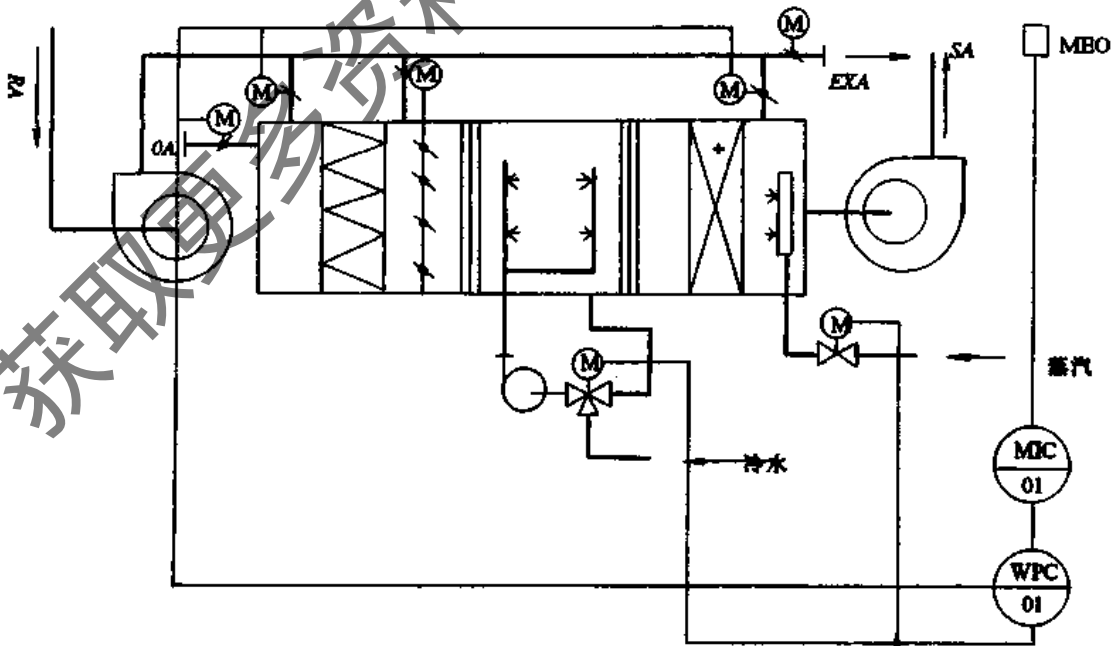


图 8-121 具有一、二次回风的喷淋式集中空调系统室内相对湿度控制原理图

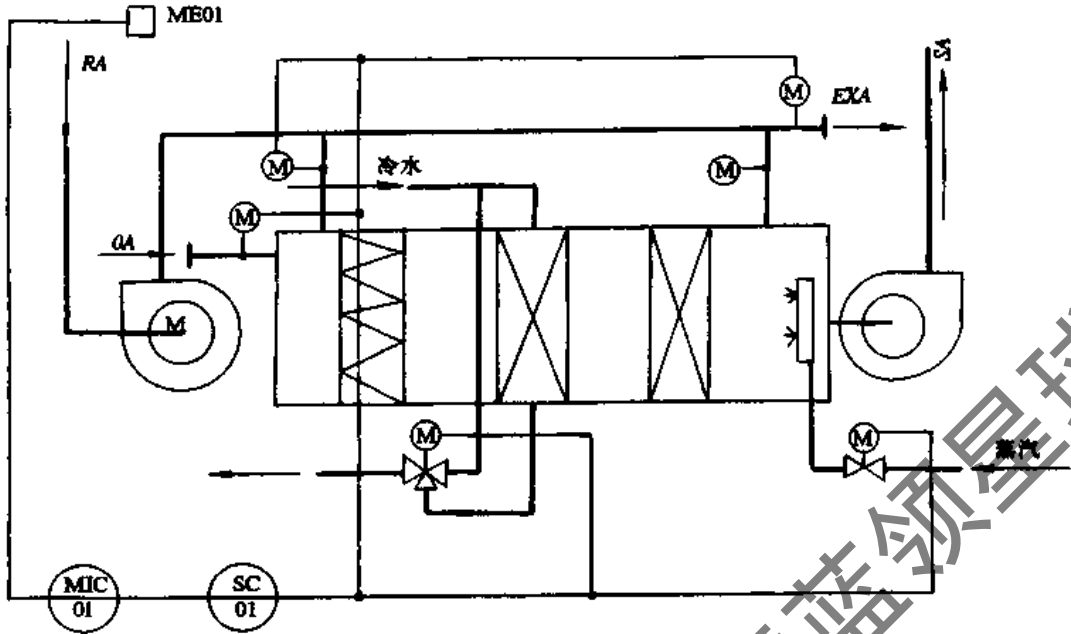


图 8-122 水冷式表冷器空调系统室内相对湿度控制原理图

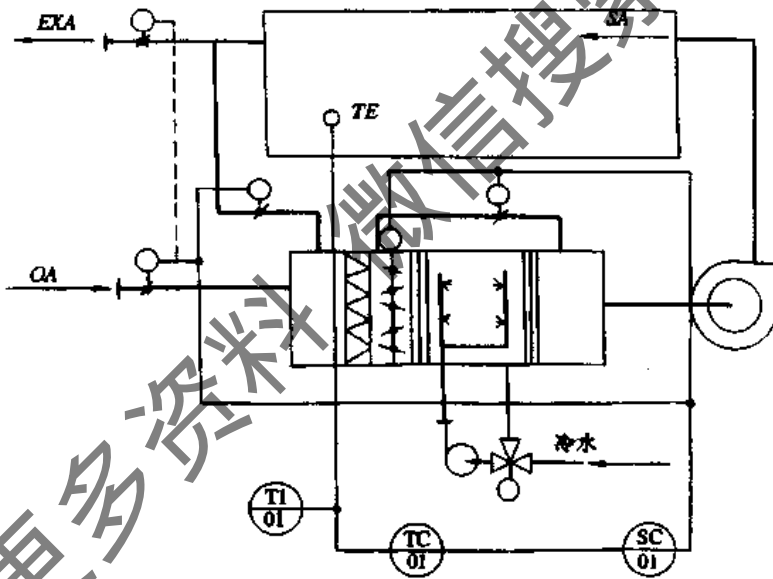


图 8-123 喷水旁通式空气处理过程的自动控制原理图

3. 喷水旁通式空气处理过程的控制

喷水旁通式空气处理方法是一种节能处理方法。喷水旁通式空气处理过程的自控原理如图 8-123 所示。图 8-124 为其空气处理过程的 $h-d$ 图。

我们知道：如果空调房间内要求状态点为 N ，热湿比为 ϵ ，送风点为 O ，要想使处于 H 状态点的空气处理至 O 点，一般的处理方法为：首先将 H 状态点的空气，采用水温高于 H 的露点温度 t_1 ，而低于 H 的湿球温度 t_2 的冷水进行喷淋处理至 L 点，然后再用空气加热器对其升温处理至 O （送风）状态点，送入房间即可。即：

$$H \xrightarrow{\text{冷却除湿加湿}} L \xrightarrow{\text{加热升温}} O \xrightarrow{\epsilon} N$$

但在淋水旁通式空气处理过程中，处于 H 状态点

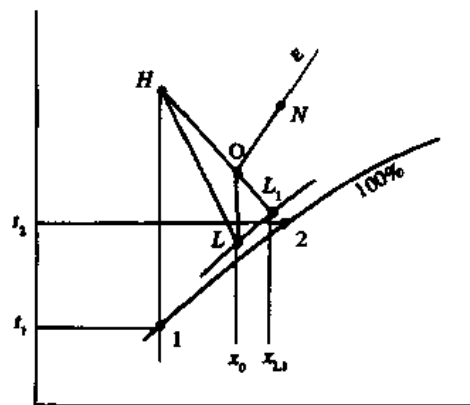


图 8-124 喷水室旁通式空气处理过程的 $h-d$ 图

的空气分为两路，一路进入喷淋室采用循环水喷淋处理至 L_1 状态点，另一路从旁通通路通过与经过喷淋处理至 L_1 状态点混合后至 O 状态点，尔后送入室内即可。即：

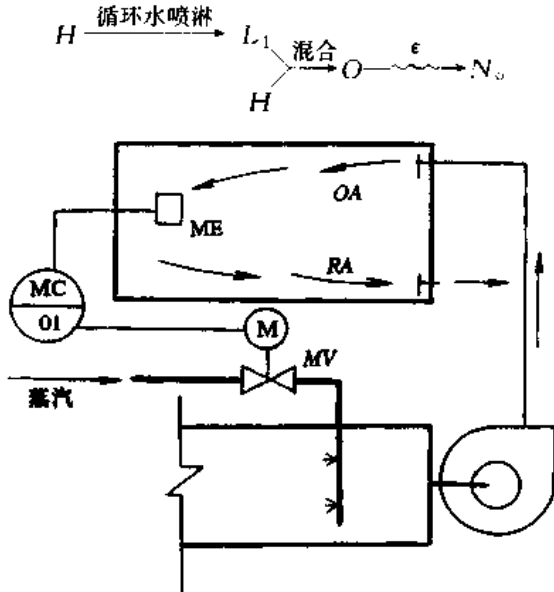


图 8-125 喷蒸汽加湿的控制系统

由此可知，采用此种处理方式，对经喷淋处理后的空气可以不必再进行再热处理，同时喷淋水也可以不必再进行冷冻处理，既可以减少制冷运行的时间，又减少了再热量的消耗。

4. 喷蒸汽加湿的控制

图 8-125 为喷蒸汽加湿的湿度调节系统，它由相对湿度传感变送器 ME、电动双通调节阀 MV 及相对湿度调节器 MC-01 组成。它在调节过程中是根据传感变送器所测得的相对湿度值由调节器进行比较、放大发出调节信号，使电动双通阀动作，改变喷入空气中的蒸汽量达到湿度调节目的。一般采用比例调节方式。

8.10.3 空调房间内静压控制

一些恒温恒湿房间、洁净室内都有静压要求，洁净室一般为正静压，而恒温恒湿房间内则有些要求为正静压，也有一些要求保持为负静压。总之都有一个室内静压控制问题。

空调房间内静压控制分单风机空调系统室内静压控制方法和双风机空调系统室内静压控制方法。如图 8-126 和图 8-127 所示。

空调系统中房间内静压控制由 PE 压力传感器、差

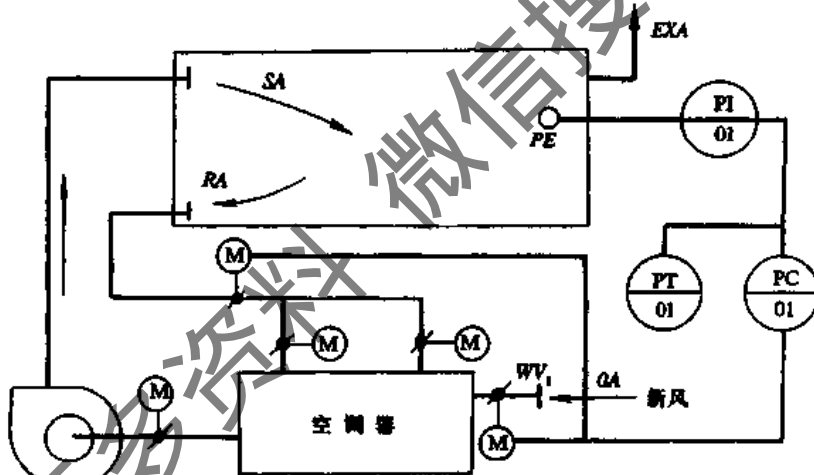


图 8-126 单风机空调系统室内静自动控制原理图

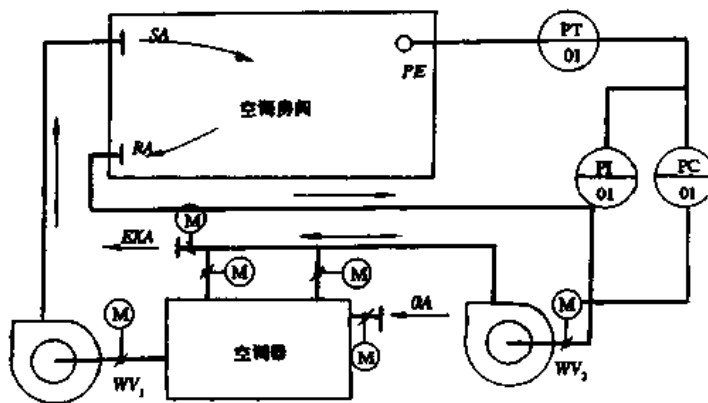


图 8-127 双风机空调系统室内静压自动控制原理图

压变送器 PT, 压力调节器 PC-01 和压力显示器 PI-01 及回风机入口调节阀 WV_1 (或系统新风调节阀 WV_{OA}) 组成。

对于单风机空调系统室内静压的控制是: 由传感器 PE 将室内外的差压信号经差压变送器 PT 转换成电信号 (0~10mA·DC 或 0~10V·DC), 一路送给压力显示器 PI-01, 另一路送给压力调节器 PC-01, 在调节器中此信号与设定值进行比较、放大输出调节信号, 以驱动系统新风调节阀 WV_{OA} 使新风调节阀开大或关小, 以增加 (或减少) 系统的新风量, 由于系统送风量为一定数, 在增加 (或减少) 系统新风的同时, 势必会减少 (增大) 系统的回风量, 从而达到调节室内静压的目的。

对于双风机空调系统, 室内静压的控制与单风机系统室内静压控制基本相似, 所不同的是: 调节器的输出调节信号不是驱动空调系统的新风调节阀来改变系统运行中新风量的多少, 而是驱动空调系统中回风机入口调节阀, 在系统送风量不变条件下, 来改变系统回风量的大小, 以达到调节空调房间内静压的目的。

8.11 空调常用的复杂调节系统自动控制

8.11.1 新风补偿调节系统的自动控制

在舒适性空调中, 当新风温度变化时, 自动地改变室内温度调节给定值, 以达到舒适、节能的目的。在冬季, 室外温度下降时, 为了补偿建筑物冷辐射对室内的影响, 随着室外温度 (即新风温度) 的降低, 为适当提高室内温

度, 调节给定值。在夏季时, 随着室外温度的增加而调整室内温度调节器的给定值, 这样可消除由于室内外较大温差造成的冷热冲击而造成不舒适感, 如图 8-128 所示。

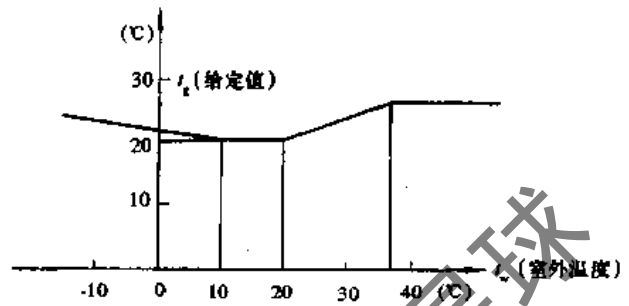


图 8-128 新风补偿调节特性

新风温度补偿自控系统原理图如图 8-129 所示。图中 TE-01、TE-02 分别是室内和新风温度传感器, TI-01 和 TI-02 分别是室内温度和新风温度显示器。TC-01 为补偿式控制器, TE-01 和 TE-02 传感器温度信号作为 TC-01 补偿式控制器的输入信号, 另一路作为 TI-01 和 TI-02 显示器的输入信号。TV_R: TV_L, WV_{OA}, WV_{RA1}, WV_{RA2}, WV₁, WV₂, WV₃, WV_{SA} 分别为热水加热器水温调节的电动三通调节阀 RA, 供表冷器冷水量调节的电动双通调节阀, 新风、一次回风、二次回风、送风机入口、回风机入口和排风口的电动调节风阀, 它们分别接受 TC-01 补偿调节器的调节信号, 按冬、夏和过渡季进行调节。

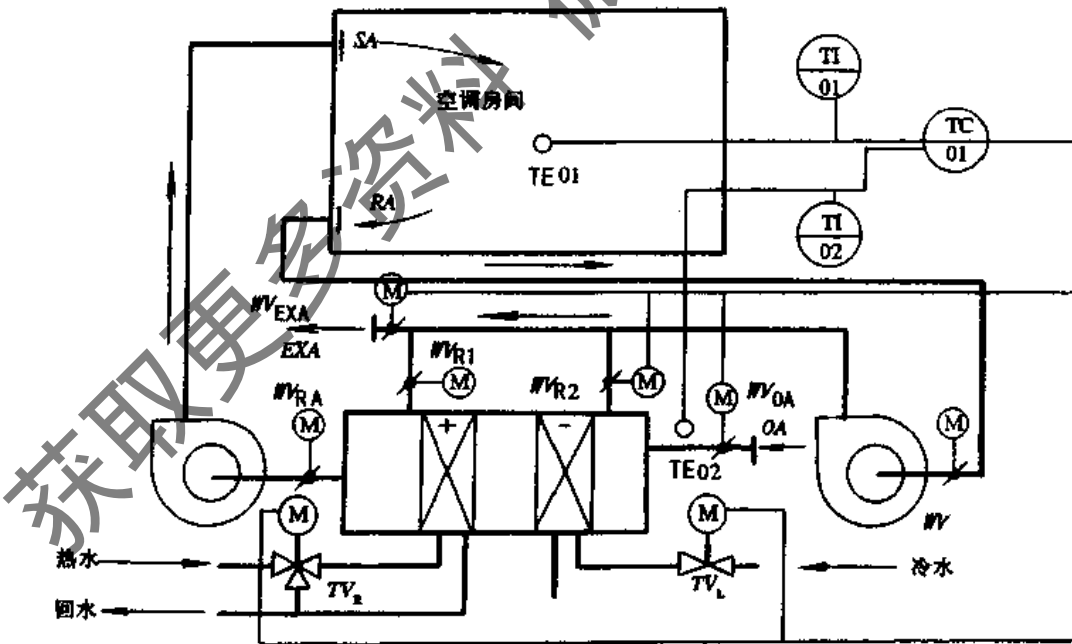


图 8-129 新风温度补偿自控系统原理图

8.11.2 空调的串级控制系统

应用串级调节器组成的空调控制系统称为空调串级控制系统。将主调节器的输出作为副调节器的外给定,

调节系统结构由内、外 (副主) 两环构成。副环被调参数一般受干扰较大, 纯滞后较小, 参数反应灵敏, 主环被调参数一般就是主参数。副环具有及时抑制及克服其主要干扰影响的超前调节功能, 提高系统的调节质量。副环

调节器一般使用比例积分调节器或者比例调节器。副环对象的时间常数应比主环对象时间常数小。其调节效果

显著。串级调节系统的结构如图 8-130 所示。

串级调节系统,对于调节对象纯滞后较大,时间常数

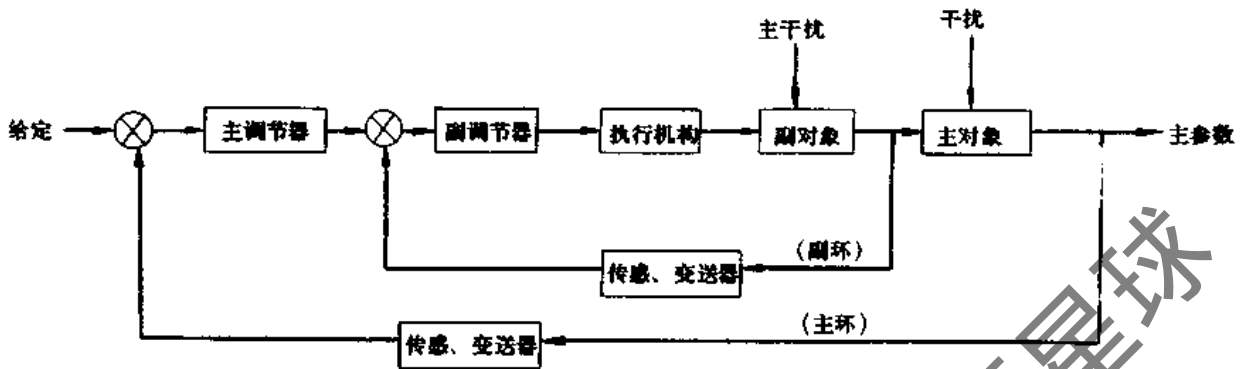


图 8-130 串级调节系统方框图

较大,热湿干扰影响严重的空调系统尤其适宜。如采用蒸汽或热水加热器及表冷器的室温空调系统。由于设备的热容量大,送风管道又较长,如采用单回路反馈调节系统,调节滞后大,超调量也大。如采用串级调节系统,将送风干扰纳入副环的送风温度调节系统内,而主环对象(空调房间)的干扰通过主调节器的作用来改变副调节器的给定值,使送风温度按室温变化进行调整,从而减少室温的波动,以利于提高调节的质量。对于采用喷水室的空调系统进行高精度室内相对湿度的调节时,可采用串

级调节系统。以室内相对湿度为主环,露点温度调节为副环,将会获得良好的控制效果。国内专用的串级调节器有 WSZ-2 型功能模块化调节器。

1. 送回风温度串级调节的新风温度控制

在系统运行中,根据冬/夏季节,利用回风和送风管道温度传感器 TE_2 、 TE_1 检测温度,并通过调节器 TC01 分别控制冷/热水电动调节阀,以实现串级调节,并使回风温度稳定在一个给定值上。图 8-131 为送回风温度串级调节的新风温度控制。

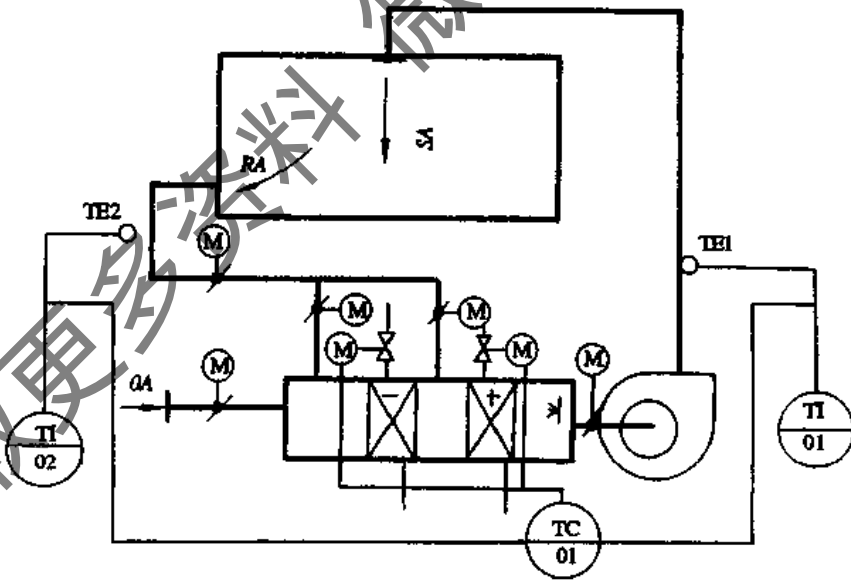


图 8-131 送、回风温度串级调节的新风温度控制

2. 按新风温度选择风阀开度的送回风温度串级调节

温度调节:由风道传感器 TE_{01} 和 TE_{02} 分别测得送风和回风温度,将信号送至温度调节器 TC01。TC01 以回风温度为主调参数,送风温度为副调参数,以回风温度重调送风温度给定点。调节器 TC01 的输出按顺序控制热水(或蒸汽)电动调节阀 TV_R ,新风阀 WV_{0A} 和冷水阀

TV_L 、 TE_{03} 检测新风温度,并将其信号和送风温度信号及 TC01 调节器输出信号同时送至 TC02。TC02 调节器将根据这些控制信号调节新风阀 WV_{0A} 的开度。冬季时,新风阀控制在最小开度;过渡季节时,新风阀按一定比例开大或关小;夏季时新风阀也控制在最小开度。

图 8-132 为按新风温度选择风阀开度的送回风温度串级调节原理图。

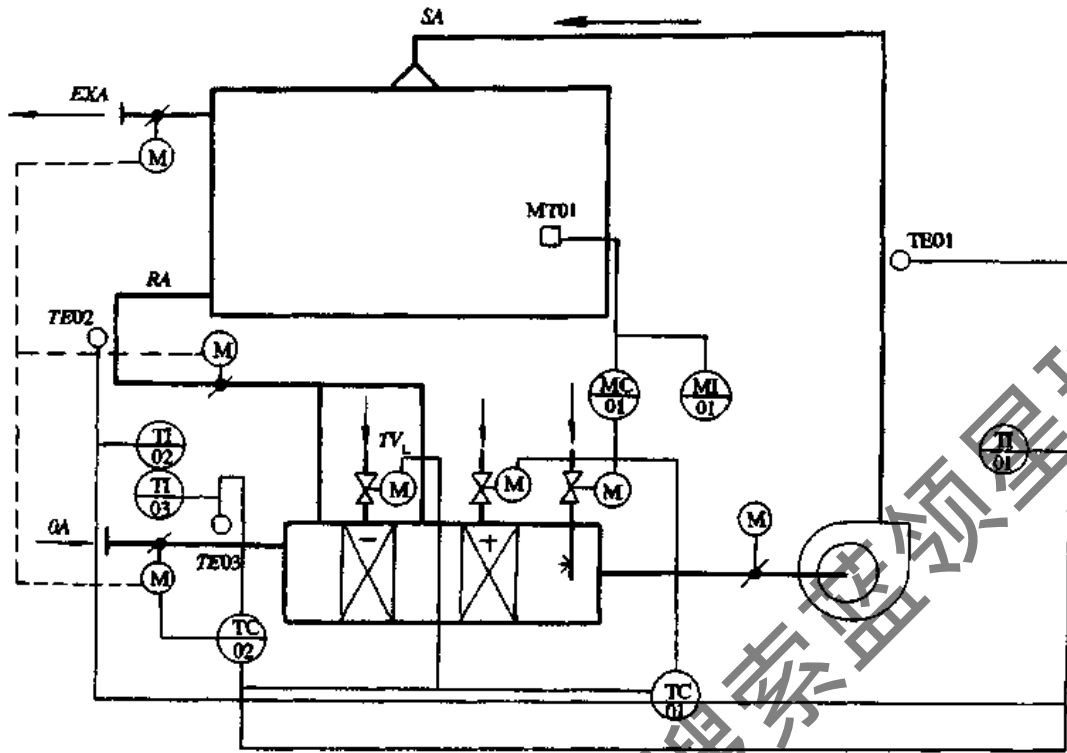


图 8-132 按新风温度选择风阀开度的送、回风温度串级调节原理

湿度调节：利用室内湿度变送器 MT01 检测室内湿度，并将湿度信号送至湿度调节器 MC01。冬季 MC01 的输出控制蒸汽加湿调节阀 MV。当室内湿度低于设定值时，MV 开大加湿，反之则关小。夏季则通过冬夏转换

开关使 MC01 处于夏季运行状态，控制冷水阀 TV_L 来调节湿度。

3. 变露点相对湿度串级控制

图 8-133 为变露点相对湿度串级控制原理图。

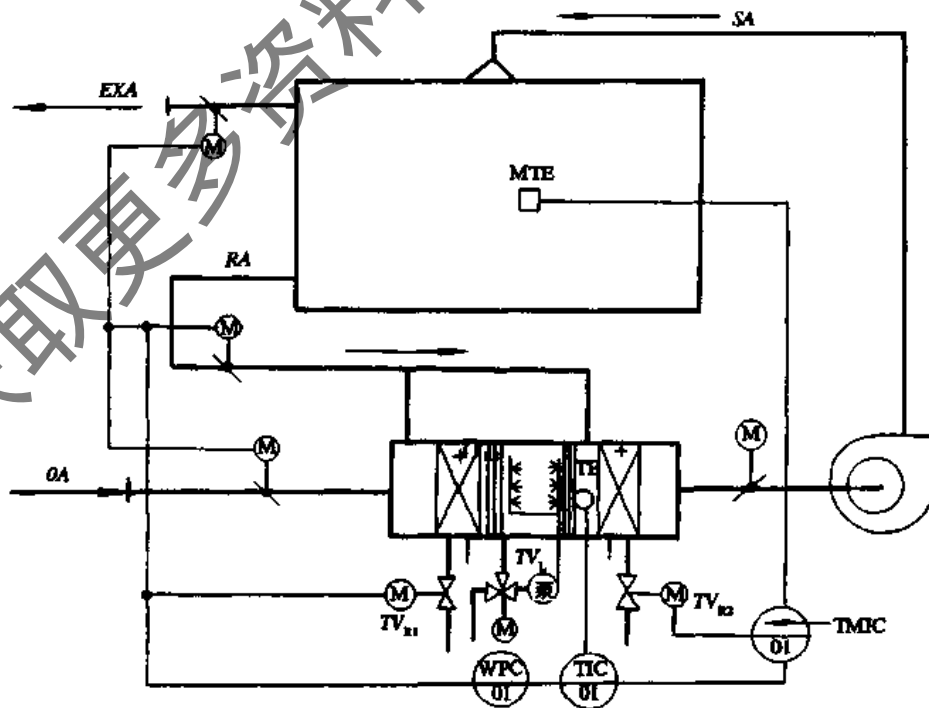


图 8-133 变露点相对湿度串级控制原理图

温度:由室内温湿度传感器 MTE 将温、湿度信号输入到温、湿度调节器 TMIC01 进行温湿度 PID 调节,控制二次加热调节阀 TV_{R2} 使室温恒定。

湿度:以室内相对湿度为主参数,喷水后的露点温度为副参数,组成串级调节系统。根据冬夏季不同情况自动转换控制。冬季运行时,新、回风混合一次加热,喷水绝热加湿,并在二次加热后送入室内,并以温湿度调节器

TMIC01 的相对湿度输出信号作为露点温度调节器 TIC01 的串级输入信号,控制一次加热阀 TV_{R1} 的开启。夏季时主要调节冷水阀 TV_L 的喷水温度冷却降湿,最终使室内相对湿度稳定。

4. 温、湿度串级调节并执行机构分程控制

图 8-134 为温、湿度串级调节、执行机构分程控制原理图。

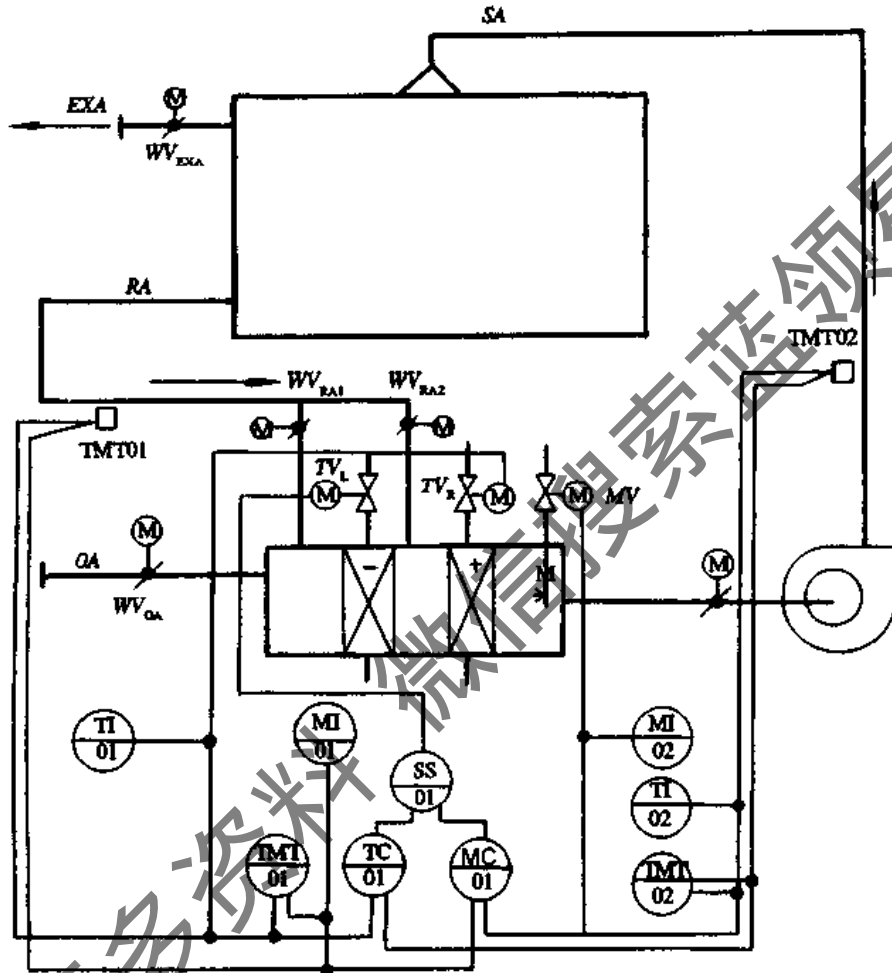


图 8-134 温、湿度串级调节、执行机构分程控制原理

温度调节:由 TMT01、TMT02 分别测得回风和送风温度,并通过温度调节器 TC01 控制冷/热水调节阀 TV_L/TV_R ,调节器 TC01 以回风温度为主调参数,送风温度为副调参数,用回风温度重调送风温度给定值。冬季时,若回风温度低于给定温度值时,热水调节阀 TV_R 开大,提高送风温度;反之, TV_R 关小,降低送风温度。夏季时,若回风温度高于给定温度值时,冷水调节阀 TV_L 开大,使送风温度降低;反之, TV_L 关小,提高送风温度,使室内温度保持在要求范围内。

湿度调节:利用 TMT01、TMT02 分别测得回风和送风湿度,并将湿度变换成 $0\sim 10V$ DC 信号送至湿度调节器 MC01。MC01 根据回风湿度的变化控制蒸汽加湿调节阀 MV 或冷水调节阀 TV_L 调节送风湿度。冬季运行时,当回风湿度低于给定值时,蒸汽加湿阀 MV 开大,提

高送风湿度;反之, MV 关小。当 MV 全关后,回风湿度仍高于设定值时,MC01 输出信号,经信号选择器 SS01 后(若 MC01 的信号电压高于 TC01 的信号电压),控制冷水阀 TV_L 开大去湿。

5. 送、回风温度串级调节和湿度选择控制

图 8-135 为送、回风温度串级调节和湿度选择控制原理图。

温度调节:温度传感器 TE01(送风)、TE02(回风)分别检测送风和回风温度,并将信号送至温度调节器 TC01。TC01 以回风温度为主调参数,送风温度为副调参数,用回风温度重调送风温度给定值。送风温度是在某一最高和最低温度值内由回风温度进行补偿。TC01 温度调节器根据送、回风温度按顺序控制热水调节阀 TV_R 、新风阀 WV_{OA} 和冷水调节阀 TV_L 。

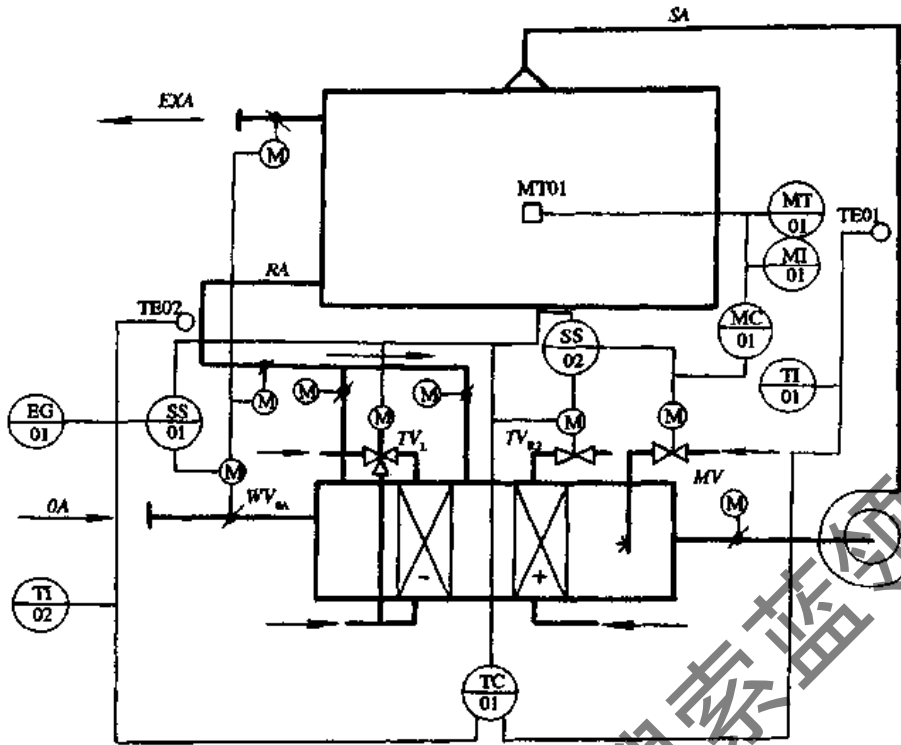


图 8-135 送、回风温度串级调节和湿度选择调节原理图

电压给定器 EG01 的功能是设定新风阀的最小开度,EG01 和 TC01 的信号同时送至信号选择器 SS01,当 EG01 的给定电压高于 TC01 的输出电压时,新风阀由 EG01 控制在最小开度。

湿度控制:由室内湿度变送器 MT01 检测室内湿度,并转换成 $0 \sim 10V \cdot DC$ 信号送至湿度调节器 MC01。MC01 根据室内湿度的变化控制蒸汽加湿调节阀 MV 和冷水调节阀 TV_L。当室内湿度低于设定值时, MV 开大加湿,反之, MV 则关小。当 MV 全关后,室内湿度仍然超过设定值时,MC01 输出信号至信号选择器 SS02。当 MC01 的输出信号电压高于 TC01 的输出电压时,则 MC01 控制冷水阀 TV_L 开大除湿,使室内湿度保持在所要求的范围内。

8.11.3 空调的选择调节系统

选择调节就是把工艺过程中控制的条件构成逻辑关系,通过选择器对控制参数进行判断选择,从一种状态或被调量的调节转为另一种被选择的状态或被调量调节。

如使用表面冷却器作为降温 and 除湿的空调系统,作为被调量有温度(送风或室内温度)和室内相对湿度,当温度和湿度都发生变化时,如何对表冷器冷水进口处的三通(或双通)调节阀进行控制,才能使空调房间内的温度和湿度都达到一定的调节精度,此时就需要进行选择调节。

如果由于某些原因使室温下降,则调节器输出信号增加,使冷水调节阀向关阀方向调节,冷水流量减小,从而使室内温度升高。但与此同时,由于表面冷却器冷水量减少,将导致相对湿度变大,此时温、湿度两个调节器的输出信号均施于冷水阀,冷水调节阀根据低值选择器选择低信号,即偏差信号较大者。如果湿度调节输出信号低于温度调节器输出信号,则通过低值选择器选择冷水调节阀暂时接受湿度调节器输出信号,并进行调节,使湿度变化趋于给定值。这样选择调节就可以同时满足具有相互影响的温湿度均具有一定的调节精度。

在空调控制上常用的选择调节系统有两种类型。一是根据调节器输出信号高低进行选择如图 8-136。

在图 8-136 中,有两个调节器的输出信号同时送入

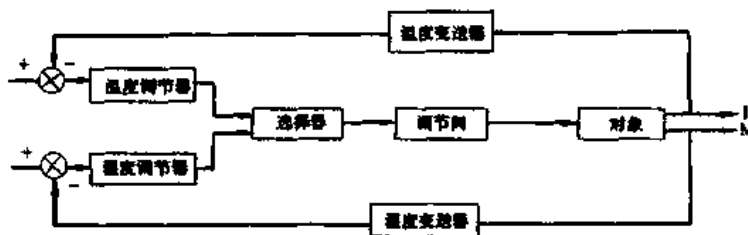


图 8-136 按调节器输出信号,进行选择调节方框图

选择器。由选择器根据设计要求选择(高或低)输出信号作用于冷水调节阀。这种选择控制仅用常规仪表就可以很容易地实现。如果采用 DDZ-III 型自选调节器,则只需一个调节器可以代替温度、湿度调节器和选择器,即三者合为一体。

选择调节器系统的另一种方式是采用两个变送器,其输出信号先经选择器比较后再送至调节器。这种方式在生产过程中作为自动保护调节常被采用。

8.11.4 空调的分程控制系统

一个控制器对两个或两个以上的执行器进行分段控制称为分程控制。采用分程控制的系统称为分程控制系统。在分程控制系统中,执行器是在调节器输出变化的全范围内(加 $0 \sim 10V \cdot DC$) 走完全行程。但由于在此控制系统中,一个调节器要控制数个执行器,故每个执行器只能在调节器输出信号的一段范围内走完全行程。

在采用分程控制时,所使用的执行器必须是带有电动定位器(如果为气动控制系统则为气动阀门定位器)。要使一台调节器同时控制两个(或两个以上的)执行器时,可通过执行器上的阀门定位器整定输入信号范围,各调节阀同时接受调节器的输出信号,并按接受信号的大小分程动作。如果在空调的分程控制系统中,一个调节器同时控制 A、B 两个调节阀,在调节器工作之前,阀门定位器的零位和上限均调整好,假设 A 阀定位器输入在 $0.02 \sim 0.06MPa$ 信号时,使其输出为 $0.02 \sim 0.06MPa$ 控制 A 阀阀门走完全程,当 B 阀的定位器在 $0.06 \sim 0.1MPa$ 时,其对应的输出为 $0.06 \sim 0.1MPa$ 控制 B 阀阀门走完全行程。

在空调的自动控制中,一般是将分程调节与选择控制结合起来,把调节器的输出分为两段或多段,分程控制冷水调节阀和加热调节阀及加湿调节阀,以维持调节对象要求的温、湿度,如图 8-137 所示。

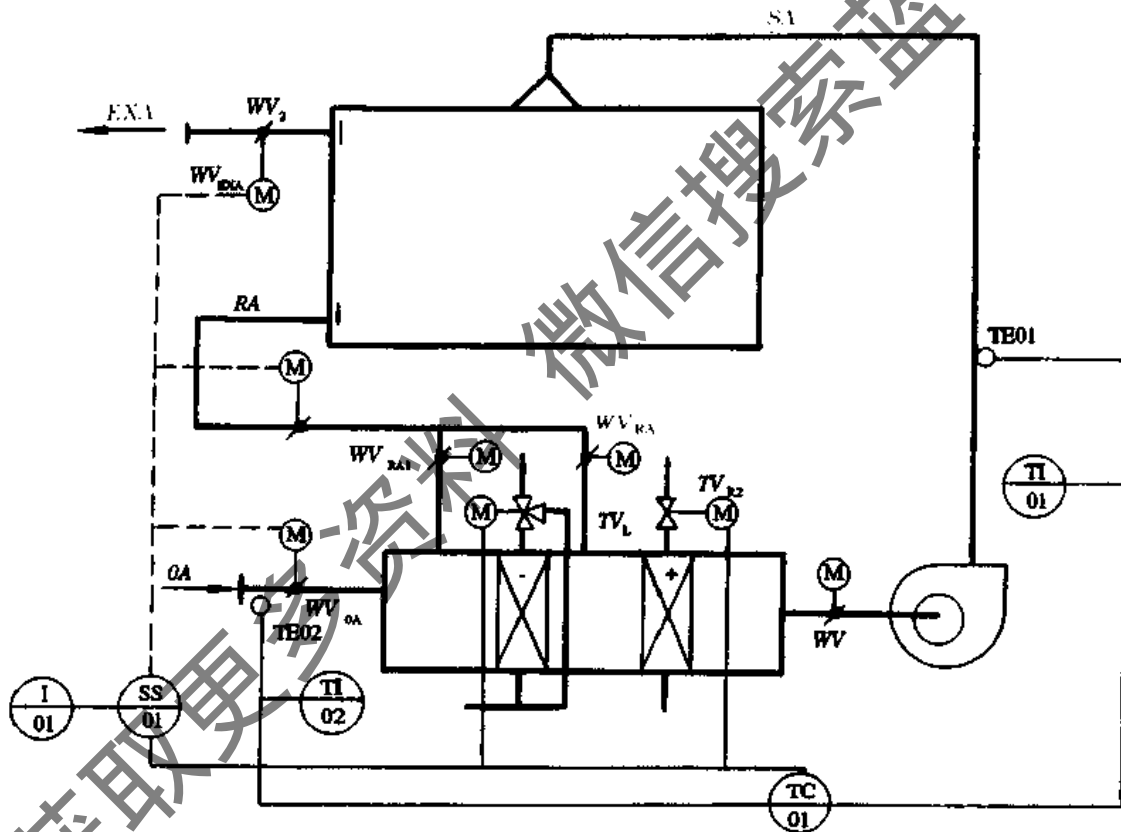


图 8-137 室外温度对送风温度的补偿调节以及分程调节
加热—风门(自由冷却)——冷却和最小位置选择

运行调节:

送风温度传感器 TE01、新风温度传感器 TE02 将送风和新风温度信号送至 TC01 连续式补偿调节器,用室外气温对送风温度进行补偿。同时调节器的输出还按顺序对加热调节阀 TV_R 、新回风(带电子定位器)的风阀、排风阀: WV_{QA} 、 WV_{RA} 、 WV_{EXA} , 及冷水调节阀 TV_L 等,进行分程调节来满足系统的调节需要。

8.12 空调运行调节常用的其他控制系统

近些年来,随着科学技术的飞速发展,电子计算机技术已渗透到各个领域内。在空调的自动化控制中也发挥着越来越重要的作用。由于空调系统在运行调节中采用了可编程控制器和微型计算机,因而解决了常规控制难

以实现的全自动、最佳化控制,从而使空调系统在运行调节中实现了能量的最低消耗,降低了运行费用。

8.12.1 可编程控制器(PC)控制的空调系统

在空调系统的运行调节中,采用可编程控制器(PC)控制即成为可编程控制器控制的空调控制系统。

可编程控制器(PC)是一种数字运算的电子操作系统,专门用于工业环境的控制器。它采用了可编程序的存储器,用来在其内部存储执行逻辑运算、顺序控制、定时、计数和算术运算等操作指令,并通过数字式和模拟式的输入和输出,控制各种机械的生产过程。

可编程控制器(PC)及其有关的外围设备都易于联成一个整体,且易于扩充。实际上,可编程控制器(PC)是一种专门为在工业环境下使用的计算机。它采用面向用户的指令,因此编程方便,能完成逻辑运算、顺序控制、定时计算和算术操作及数字量或模拟量输入输出的控制能力。可编程控制器的问世,给工业控制带来了飞跃的发展。使用PC的工业控制与传统的用继电器的工业控制系统相比,在操作、控制效率和精度等方面有无法比拟的优点。在控制空调系统的运行调节中,可以做到安全、可靠,且能提高控制精度,同时又简化了工人的劳动工作量,还可以最大限度地做到节能降耗。

1. 可编程控制器(PC)的基本控制原理

(1) 可编程控制器的基本组成。我们知道,继电器控制系统是由三个基本部分组成,即输入部分、逻辑部分和输出部分。输入部分是指各类按钮、行程开关、转换开关等;逻辑部分是指由各种继电器及其触点组成的实现一定逻辑功能的控制线路;输出部分是指各种电磁线圈、接通电动机的各种接触器以及信号灯等执行器,继电器控制系统就是根据各种输入条件(如开关的闭合或来自被控对象上各种开关信息,如继电器的触点、限位开关、光电信号等)去执行逻辑控制线路。(逻辑线路是一种按被控对象实际需要的动作要求而设计的,并由许多继电器按某种固定方式接好的控制线路)由逻辑线路的动作结果去驱动执行电器。

和继电器控制相似,可编程控制器也是由输入部分、输出部分和逻辑部分组成。

输入部分:它收集并保存被控对象实际运行的数据和信息。例如收集来自控制对象上的各种开关信息或操作台(柜)上的操作命令等。

逻辑部分:处理输入部分所取得的信息,并按被控对象的实际的动作要求作出反映。

输出部分:输出信息和指令,以驱动控制系统中的调节、执行机构进行调节。

可编程控制器PC采用由大规模集成电路构成的微处理器和存储器来组成逻辑部分。PC的制造厂商对微处理机进行软件和硬件的研制与开发,为用户提供了许多适用于电气控制的逻辑部件,如继电器逻辑(与、或、非运算),定时器、计数器、移位寄存器、触发器和寄存器等。同时也提供了描述这些逻辑部件的符号和语言,即编程

语言。

PC通过编程器编制控制程序,即将PC内部的各种逻辑部件按照工艺进行组合以达到一定的逻辑功能。PC将输入信息采入PC内部,之后执行逻辑部件组合后所达到的逻辑功能,最后输出达到控制要求。这就是PC的基本原理。

PC的主要逻辑部件:

继电器逻辑,为适应电气控制的需要,PC为用户提供了继电器逻辑、用逻辑与、逻辑或、逻辑非等逻辑运算来处理各种继电器的连接。

定时逻辑,PC一般采用硬件定时中断、软件计数的方法来实现定时逻辑功能。

计数器逻辑,PC为用户提供了若干个计数器,该计数器是由软件来实现的,一般采用递减方法计数。

触发器逻辑,PC为用户提供触发器逻辑,用来记忆某些信息。

移位寄存器,PC为用户提供移位寄存器。

数据寄存器,PC除能进行位计算外,还能进行字运算。PC为用户提供了若干个数据寄存器,以存放数据。

(2) PC的编程语言。PC提供了完整的编程语言,以适应PC在工业环境中的使用。利用编程语言,按照不同的控制要求编制不同的控制程序,这相当于设计和改变继电器控制的硬接线线路,这就是所谓的“可编程序”。程序由编程器送入PC内部的存储器中,同时它也能方便地读出、检查和修改。

由于PC是专门为工业控制的需要而设计生产的,因而编程时可以完全不考虑微处理器的内部结构,也不必使用各种计算机语言,把PC内部看作是由许多“软继电器”等逻辑部件组成,利用PC所提供的编程语言来编制程序。因此PC既突出了计算机可编程的特点,同时又使具有一定电气技术的人员也能使用PC。

PC提供的编程语言通常有三种,即梯形图、功能图和布尔逻辑编程。

1) 梯形图编程。梯形图编程又称继电器梯形逻辑编程。这种编程方法是目前使用最多,最广泛的编程方法。

2) 功能图编程。功能图编程是一种较新的编程方法,其作用是用功能图来表达一个顺序控制过程。

3) 布尔逻辑编程。布尔逻辑编程包括与(AND)、或(OR)、非(NOT)以及定时器、计数器、触发器等。

(3) 可编程控制器内部硬件框图及各部分的作用图8-138是PC的原理框图。

由于PC本质上是一台用于控制的计算机,因此它与一般的控制机在结构上有很大的相似性。PC的主要特点是与控制对象有更强的接口能力,也就是说,它的基本结构主要是围绕着适宜于控制(即过程中数据的采集和控制信号的输出,以及数据的处理)的要求来进行设计的,其内部采用了大规模集成电路构成的微处理器和存储器等。图8-139为PC的结构框图。

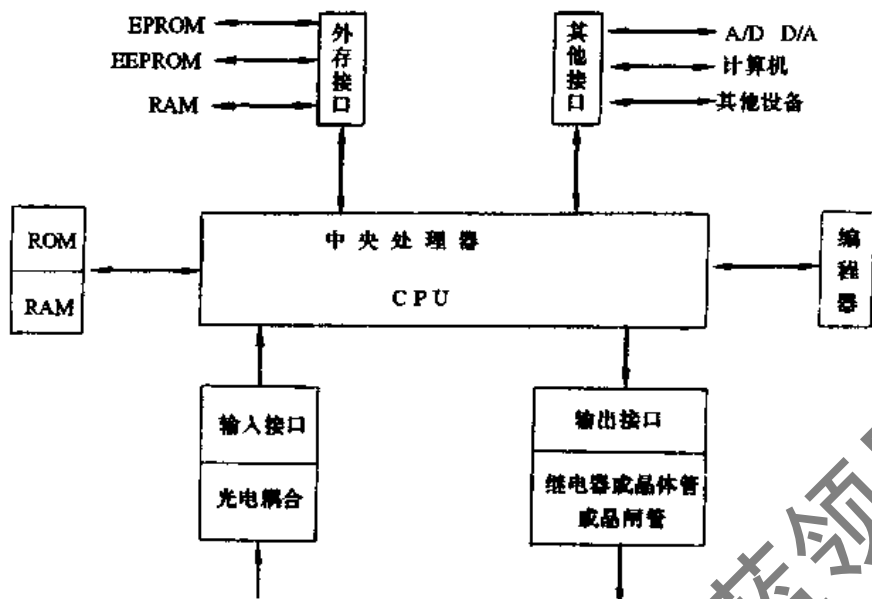


图 8-138 PC 原理框图

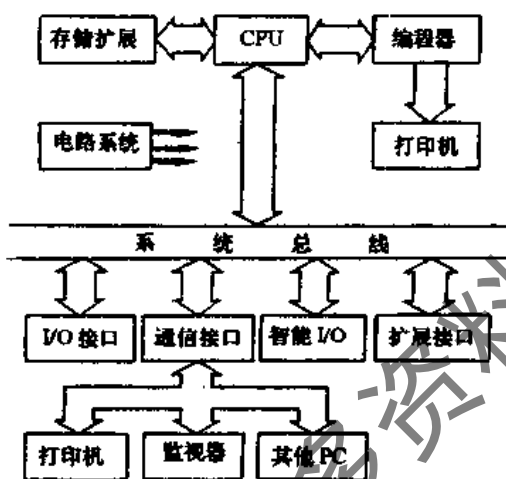


图 8-139 PC 的结构框图

PC 内部各主要部分的功能如下:

1) 中央处理模板 CPU。中央处理模板 CPU 是可编程控制器的核心部件,与通用微机的 CPU 一样,它在 PC 系统中的作用类似于人体的中枢,称“电脑”。整个 PC 的工作过程都是在 CPU 的统一指挥和协调下进行的。它的主要任务是按一定的规律或要求读入被控对象的各种工作状态,然后根据用户所编制的应用程序的要求去处理有关数据,最后再向被控制对象送出相应的控制(驱动)信号。它与被控制对象之间的联系是通过各种 I/O 接口实现的。

PC 的 CPU 模块主要完成下述各项工作:

① 按 PC 中系统程序赋予的功能,接收用户从编程器输入的用户程序,并将它们存入用户存储区;

② 用扫描方式接收现场输入装置的状态或数据,并存入相应的数据区(输入映象区);

③ 用户程序的语法错误检查,并给出错误信息;

④ 系统状态及电源系统的监测;

⑤ 执行用户程序,完成各种数据的处理、传输和存储等功能;

⑥ 根据数据处理的结果,刷新输出状态表,以实现对各种外部设备的实时控制和其他辅助工作,如显示、打印等。

2) 系统程序存储器。用以存放系统的工作程序(监控程序),模块化应用功能子程序、命令解释、功能子程序的调用管理程序以及按对应名义(I/O、内部继电器、计时/计数器、移位寄存器等)存储各种系统参数等。

3) 用户存储器。用以存放用户程序即存放通过编程器输入的用户程序,PC 的用户存储器通常以字(16位/字)为单位来表示存储容量。同时系统程序直接关系到 PC 的性能,不能由用户直接存放。因而通常 PC 产品资料中所指的存储器型式或存储方式及容量是指用户程序存储器而言。

常用的存储器型式或者存储方式有 CMOS、RAM、EPROM 和 EEPROM,信息外存常用盒式磁带和磁盘。

4) 输入输出组件(I/O 模块)。I/O 模块是 CPU 与现场 I/O 装置或其他外部设备之间的连接部件。PC 提供了各种操作电平与驱动能力的 I/O 模块和各种用途的 I/O 组件,供用户选用。如输入/输出电平转换,电气隔离,串/并行转换,数据传送,误码校验、A/D 或 D/A 变换以及其他功能模块等。I/O 模块将外部输入信号变成 CPU 能接受的信号,或将 CPU 的输出信号变换成需要的控制信号去驱动控制对象(包括开关量 and 模拟量)以确保整个系统正常工作。

5) 编程器。用于用户程序的编制、编辑、调试检查和监视,还可以通过其键盘去调用和显示 PC 的一些内部状态和系统参数。它通过通讯端口与 CPU 联系,完成

而开中断。由此为 PC 进入正常工作做好一切准备。

③ 求和检验是 PC 对 RAM 以及对 I/O 总线进行检查的方法。求和检验是把程序存储器的内容进行求和,并将求和的结果与编程结束时求和的结果进行比较,如果一致则说明 RAM 区存放的用户程序是正确的,因此可接着进行语法检查。如果语句全部正确,只要不选择编程方式,PC 就可以进入运行过程。而一旦发现语句有错,则不允许 PC 运行,只能转入编程或等待编程状态。

PC 的语法检查内容包括有:输入程序的元件号码及程序语法有否逻辑错误。如出现没有定义的元件号码以及指令元件号码配合不当等,此时 PC 将发出错误信息,必须停止“写入”、“插入”等操作,立即清除错误指令,重新写入正确指令。

④ 当 PC 选择运行工作方式时,监控程序首先令运行灯亮,继而进入 PC 工作处理程序。在这个过程中,先进行输入采样,继而进入执行语句准备程序,进行标志初始等工作,然后取语句、分析语句、执行语句,直到结束 END 指令为止。最后判别标志寄存器,如果标志寄存器允许输出,则调用输出刷新程序;如标志寄存器不允许输出,则调用关闭输出程序。至此运行处理完毕。接着判别是否要停机。如不停机则又开始进行运行处理。如此不断循环直到停机为止。如停机,监控转入停机处理。在这一过程中,主要工作是关运行灯,保护内存内容,关输出,最后退到判别工作方式的程序中,以响应用户对工作方式的选择。

⑤ 如 PC 选择编程工作方式,监控首先进行编程准备,编程初始化和键操作准备工作,接着调用键。

2) PC 的工作过程及特点。

① PC 的工作过程是周期循环扫描的工作过程。用户程序通过编程器或其他输入设备输入存放在 PC 的用户存储器中。当 PC 开始运行时,CPU 根据系统监控程序的规定顺序,通过扫描,完成各输入点的状态采集或输入数据采集,用户程序的执行,各输出点状态更新,编程器键入响应和显示更新及 CPU 自检等功能。

PC 的扫描既可按固定顺序进行,也可以按用户程序规定的可变顺序进行。这是因为有的程序不需要每扫描一次,执行一次,同时在一个大的控制系统中需要处理的 I/O 点数较多。通过不同的组织模块的安排,采用分时分批扫描执行的方法,可以缩短扫描周期和提高控制的实时响应性。

② PC 采用集中采样,集中输出的工作方式,减少了外界干扰的影响。PC 的工作过程分三个阶段进行,即输入采样阶段、程序执行阶段和输出刷新阶段。

输入采样阶段。PC 在输入采样阶段首先扫描所有输入端子,并将各输入存入内存中各对应的输入映像寄存器。此时输入映像寄存器被刷新。接着进入程序执行阶段,在程序执行阶段或输出阶段,输入映像寄存器与外界隔离,无论信号如何变化,其内容保持不变直到下一个扫描周期的输入采样阶段,才重新写入输入端的新内容。

程序执行阶段。根据 PC 梯形图程序扫描原则,PC 按先左后右,先上后下的步序语句逐句扫描。但遇到程序跳指令则根据跳转条件是否满足来决定程序的跳转

地址。当指令中涉及到输入、输出状态时,PC 从输入映像寄存器中“读入”上一阶段采入的对应输入端子状态。从输出映像寄存器“读入”对应输出映像寄存器的当前状态。然后进行相应的运算,运算结果再存入元件映像寄存器中。对于元件映像寄存器,每一个元件(输出软继电器的状态)会随着程序执行过程而变化。

输入刷新阶段。在所有指令执行完毕后,输出映像寄存器中所有输出继电器的状态(接通/断开)在输出刷新阶段转存到输出锁存寄存器中,通过一定方式输出,驱动外部负载。

(5) 可编程控制器的特点及应用。

1) 可编程控制器的特点。

- ① 可靠性高,抗干扰能力强。
- ② 控制程序可变,具有很好的柔性。
- ③ 编程简单,使用方便。
- ④ 功能完善。
- ⑤ 扩充方便,组合灵活。
- ⑥ 减少了控制系统设计及施工的工作量。
- ⑦ 体积小,重量轻,是“机电一体化”的特有产品。

2) 可编程控制器的应用。由于可编程控制器具有诸多的特点,因此可以广泛应用于各行各业,其应用范围一般可分成下述五种类型。

- ① 顺序控制。
- ② 运行控制。
- ③ 过程控制。
- ④ 数据处理。
- ⑤ 通信。

(6) 可编程控制器与微型计算机及继电器控制的区别。

1) PC 与微型计算机(MC)的区别。微型计算机(MC)是一种通用的专用机,而 PC 则是专为工业生产控制设计的专用计算机(即专用的通用机)。微型计算机是在计算机与大规模集成电路的基础上发展起来的,其最大的特点为运算速度快、功能强、应用范围广。而 PC 是一种为适应工业控制环境而设计的。选对应应的模块便可适用于各种工业控制系统。而用户只需改变用户程序即可满足工业控制系统的具体控制要求。因此两者具有很大的相似性。但有一定的区别。其差别表现在以下几个方面:

- ① PC 的抗干扰性能比 MC 高。
- ② PC 的编程比 MC 简单。
- ③ PC 设计调试周期短。
- ④ PC 的输入/输出响应速度比 MC 慢,有较大的滞后时间。
- ⑤ PC 易于操作。
- ⑥ PC 易于维修,而 MC 则较困难。

2) PC 与继电器控制的区别。在 PC 的编程语言中,梯形图是最为广泛使用的语言,通过 PC 的指令系统将梯形图转变成 PC 能接收的程序。PC 的梯形图与继电器控制线路图十分相似,同时信号的输入/输出形式及控制功能也相同。其不同之处在于:

- ① 组成器件不同。

- ② 触点数量不同
- ③ 实施的控制方法不同
- ④ 工作方式不同

2. 超小型 F₁ 系列可编程控制器内的元器件及逻辑指令

PC 机的种类很多,不同生产厂家生产的 PC 机的结构和指令也各不相同。一般 PC 机分为模块式和整体式两类。每一类又分为高、中、低三档。F₁ 系列 PC 机是日本三菱公司生产的超小型、整体式、低档的可编程控制器。日本三菱整体式 PC 机结构紧凑,体积小、重量轻,具有很强的抗干扰能力和负载能力。它的最小系统可以由编程器和基本单元(主机)构成,还可以外接扩展单元,用于增加输入、输出点数。

F₁ 系列 PC 是在 F 系列基础上开发的,F₂ 系列可以用于控制更复杂场合。F₁ 和 F₂ 系列使用相同的编程器和外围设备,指令系统及编程方法兼容。

(1) F₁ 系列可编程控制器内的元器件

1) 输入继电器 X。输入继电器是 PC 中专门用来接收从外部敏感元件或开关发来的信号,它与 PC 的输入端相连,可提供许多(无限制)常开常闭触点,供编程时使用。

2) 输出继电器 Y。输出继电器是专门用来将输出信号传递给外部负载(具有一定的负载能力),外部信号无法直接驱动 Y,它只能在程序内部用指令驱动。根据负载类型和用户要求,输出继电器有三种类型,即继电器输出、晶闸管输出及晶体管输出。输出继电器的通和断取决于输出线圈的通和断状态,每个输出继电器带有一对常开、常闭触点,这些节点可以反复使用。

3) 辅助继电器 M。PC 中备有许多辅助继电器,和输出继电器一样,它只能由程序驱动。每个辅助继电器也有无限对常开常闭触点专供 PC 编程用。其作用相当于继电器控制线路中的中间继电器。辅助继电器的触点不能直接输出驱动外部负载,它们专供 PC 内部使用。辅助继电器又分为通用型和掉电保持型。

在实际工业控制中,往往会发生电源突然停电。为了能在电源恢复供电时继续中断前的控制,要求系统在掉电瞬间将某些状态和数据存储起来。因此 PC 采用锂电池作为 PC 掉电保持重要数据与状态的备用电源。PC 内部有部分辅助继电器的状态即由锂电池保护,这部分继电器即掉电保护辅助继电器,PC 可用掉电保护辅助继电器来储存数据和运行状态。

4) 移位寄存器 M。移位寄存器是由辅助继电器 M 组成。F₁ 系列 PC 中,每 16 个辅助继电器构成一个移位寄存器。构成移位寄存器的第一个辅助继电器的编号就是这个移位寄存器的编号。当辅助继电器已用于构成移位寄存器时,即不能再作他用。

移位寄存器的编号为:

M ₁₀₀ ——M ₁₁₇	M ₂₄₀ ——M ₂₅₇	}	电池保护
M ₁₂₀ ——M ₁₃₇	M ₂₆₀ ——M ₂₇₇		
M ₁₄₀ ——M ₁₅₇	M ₃₀₀ ——M ₃₁₇		
M ₁₆₀ ——M ₁₇₇	M ₃₂₀ ——M ₃₃₇		
M ₂₀₀ ——M ₂₁₇	M ₃₄₀ ——M ₃₅₇		
M ₂₂₀ ——M ₂₃₇	M ₃₆₀ ——M ₃₇₇		

5) 专用辅助继电器。

① 运行监视继电器 M₇₀。当 PC 运行(RUN)时,M₇₀ 自动处于接通状态,当 PC 机停止运行时(STOP),M₇₀ 处于断开状态。

② 初始化脉冲继电器 M₇₁。M₇₁ 的接通仅仅是在 PC 运行,即在 M₇₀ 接通后接通。M₇₁ 接通的时间是程序执行一次循环时间。M₇₁ 的接点通常用于对计数器、移位寄存器、状态继电器等初始化信号。

③ M₇₂: 100ms 时钟。

④ M₇₃: 10ns 时钟。

M₇₂ 的脉冲时间间隔为 100ms,即在 100ns 以内 M₇₂ 接通和断开一次。M₇₃ 的脉冲时间间隔为 10ns,即在 10ms 以内接通和断开一次。

⑤ M₇₄、M₇₅ 在 F₁ 系列 PC 开机后始终处于接通状态。

⑥ M₇₆ 电池电压下降时接通指示。

⑦ M₇₇ 输出禁止。如果程序语句使 M₇₇ 接通,则所有的输出继电器 Y 自动断开。

⑧ M₄₇₀ 高速计数器。C₆₆₀ 与 C₆₆₁ 这一对计数器组成 6 位十进制计数器,称计数器对。根据 M₄₇₀ 的通断状态分别按下列方式对计数器作计数输入。

M₄₇₀ 接通时,X₄₀₀ 作计数输入,X₄₀₁ 作复位输入。X₄₀₀ 与 X₄₀₁ 的输入滤波器自动变为 200μs 左右。这样能高速计数,其计数频率可达 2kHz。

M₄₇₀ 断开时,PC 内所选用接点均可作计数输入或作复位输入。但此时计数速度取决于 PC 执行周期,通常为几十 Hz。

⑨ M₄₇₁ 加/减计数选择。当 M₄₇₁ 接通时,指定计数器对 C₆₆₀ 与 C₆₆₁ 作加法计数。当 M₄₇₁ 断开时,指定计数器对 C₆₆₀ 与 C₆₆₁ 作减法计数。

⑩ M₄₇₂ 高速计数器计数起动信号。M₄₇₂ 接通,C₆₆₀ 和 C₆₆₁ 执行计数,M₄₇₂ 断开,C₆₆₀ 和 C₆₆₁ 不执行计数。

⑪ M₄₇₃ 标志。当计数器的现行值由 999999 变为 0 (加法计数),或从 0 变为 999999 (减法计数)时,M₄₇₃ 接通。

⑫ M₅₇₀ 错误标志。在使用功能指令过程中,若出现指令使用器件编号错误或线圈设定错误时,则 M₅₇₀ 标志接通。

⑬ M₅₇₁: 进位标志。

M₅₇₂: 零标志。

M₅₇₃: 错位标志。

6) 定时器 T。F₁ 系列 PC 共有 32 个定时器,其编号如下:

T ₅₀ ——T ₅₇	}	定时范围为 0.1~999s
T ₄₅₀ ——T ₄₅₇		
T ₅₅₀ ——T ₅₅₇		
T ₆₅₀ ——T ₆₅₇		定时范围为 0.01~99.9s

以上编号为八进制。

7) 计数器 C。F₁ 系列 PC 共有 32 个计数器,其编号(八进制)如下:

C ₀₆₀ ——C ₀₆₇	C ₄₆₀ ——C ₄₆₇
-------------------------------------	-------------------------------------

C₅₆₀—C₅₆₇ C₆₆₀—C₆₆₇

8) 状态继电器 S。F₁ 系列 PC 共有 40 个状态继电器, 它们均为断电保护。

状态继电器的编号(八进制)如下:

S₀₀₀—S₀₀₇, S₀₁₀—S₀₁₇

S₀₂₀—S₀₂₇, S₀₃₀—S₀₃₇

S₀₄₀—S₀₄₇

9) 数据寄存器 D。F₁ 系列 PC 内部提供 64 个数据寄存器, 主要用于算术运算, 数据传送及比较等。可存放十进制、八进制和二进位数据。其八进制的编号如下:

D₇₀₀—D₇₀₇; D₇₁₀—D₇₁₇;

D₇₂₀—D₇₂₇; D₇₃₀—D₇₃₇;

D₇₄₀—D₇₄₇; D₇₅₀—D₇₅₇;

D₇₆₀—D₇₆₇; D₇₇₀—D₇₇₇

(2) 超小型 F₁ 系列可编程控制器的逻辑指令。

1) LD、LDI、OUT 指令使用器件为: X、Y、M、J、C、S 的接点。

LD 指令。适用于梯形图中与左母线相连的第一个常开接点。

LDI 指令。适用于梯形图中与左母线相连的第一个常闭接点。

OUT 指令。指令使用器件为 Y、M、T、C、S 和 F 的线圈。该指令为线圈驱动指令, 适用于将运算结果驱动一个指定的线圈通电, 该线圈可以是输出继电器 Y, 也可以是内部继电器线圈 M、T、S 和 F, 其中 F 为功能指令线圈的符号。

2) AND、ANI。AND、ANI 指令使用器件为: X、Y、M、T、C 和 S 的接点。

AND 指令适用于和接点串联的常开接点, ANI 指令适用于和接点串联的常闭接点。

3) OR、ORI。OR、ORI 指令使用器件为: X、Y、M、T、C 和 S 的接点。

OR 指令适用和接点并联的常开接点, ORI 指令适用于和接点并联的常闭触点。

4) ORB。ORB 为块“或”指令, 适用于接点组并联连接, 或称接点块并联。其中每个接点组都是从 LD 或者 LDI 指令开始。ORB 指令后面无任何数据。

5) ANB。ANB 为块“与”指令, 适用于接点组串联连接, 或称接点块的串联。其中每个接点组都是从 LD 或 LDI 开始, 且 ANB 指令后面无任何数据。

6) RST。RST 为复位指令, 用于计数器或移位寄存器的复位, 指令使用的器件为: C₀₆₀—C₆₆₇, M₁₀₀—M₃₆₀。

7) SFT。SFT 为移位指令, 适用于将寄存器的内容移位操作, F₁ 系列共有 12 个寄存器, 每个寄存器均由 16 个辅助继电器构成。

8) MC/MCR。MC/MCR 为主控/主控返回指令。指令使用器件为: M₁₀₀—M₁₇₇。

MC 为主控指令, 用于在相同的控制条件下都包含着串联接点的多路输出。

MCR 为主控返回指令。用于 MC 指令的复位指令

(即返回母线)。

9) PLS。PLS 为脉冲输出指令, 又称微分输出指令。是用于辅助继电器 M 的短时间的脉冲输出。指令使用器件为: M₁₀₀—M₃₇₇。

10) S·R。S 为置位指令, R 为复位指令。这一对指令使用于输出继电器 Y、状态 S 和辅助继电器 M₂₀₀—M₃₇₇ 的保持及复位。

11) NOP。NOP 为无操作空操作指令。执行 NOP 指令时, 不完成任何操作, 只是占用一步的时间, NOP 指令一般用于下列几个方面。

① 指定某些步序编号(地址)内容为空, 相当于指定存储器中某些单元内容为空, 留作以后插入或修改程序用。

② 使某些接点短路。有时需要短路一些接点, 但又不想太多地改变步序号及程序内容时, 则可使用 NOP 指令。

③ 删除某些接点。

12) CJP/EJP。CJP 为条件转移指令。EJP 为转换结束指令。指令使用器件为 D₇₀₀—D₇₇₇。

当连接 CJP 的接点接通时, 则停止执行 CJP 与 EJP 之间的程序, 转去执行 EJP 之后的程序, 否则按顺序执行。

13) T。T 为定时指令。适用于延时操作。F₁ 系列 PC 共有 32 个定时器。在使用中, 当输入接通时, 开始计时, 定时时间到, 定时器常开接点接通, 常闭触点断开。

14) C。C 为计数指令。用于累计输入脉冲的个数。F₁ 系列共有 32 个计数器, 全部由电池支持。如果在 PC 机运行期间出现掉电故障, 计数器中断计数并保持现行值(由内电池供电)。当电源恢复时, 计数器自动从现行值继续计数, 直到结束。如果不需要保留现行值, 可以用 M₇₁ 初始化脉冲使计数器作自动上电复位。

15) 步进指令 STL/RET。STL 为步进接点指令。RET 为步进返回指令。步进接点只有常开接点, 用「」符号表示, 指令用 STL 表示。连接步进接点的其他继电器接点用 LD 或者 LDI 表示。

16) END。END 为程序结束指令。

3. 由可编程控制器组成的空调控制系统

由于可编程控制器(PC)作为自动控制系统中的控制器具有许多由一般模拟调节器和继电器组成的控制系统所无法比拟的优点, 同时在工业控制中又比微型计算机具有抗干扰性能高, 编程简单, 易于维修等, 因而近年来在空调系统(包括冷水机组)的控制中也得到广泛的应用。

PC 用于空调系统的控制时, 按照空调系统的一定运行方式编制出满足运行调节需要的程序, 通过编程器送入可编程控制器的用户存储器中, 使空调系统按照人们选定运行调节方式进行安全可靠的自动运行调节, 尤其对于多工况自动转换的系统特别有利。

在可编程控制器控制的空调系统中, 一般根据可编程控制器可以接受行程开关、即限位开关、各种信号器等输入的开关量信号(接通/断开)输出接点信号的特点, 将空调系统运行中一些信号分为可编程控制器的输入/输出信号。

(1) 作为可编程控制器输入信号的有:

1) 空调系统中风机、水泵、冷水机组的启动和停止按钮开关及连锁信号。

2) 空调系统中有关的温度(如室内、外温度、送风温度等)、相对湿度的上、下限接点信号。

3) 各调节阀如冷水调节阀、热水/蒸汽调节阀、风量调节阀等的极限位置信号。

4) 空调系统运行中的转换信号。

(2) 可编程控制器的输出信号用来控制和显示的内容:

1) 空调系统中风机、水泵、冷水机组的启动、停止控制和运行、停止的信号显示。

2) 空调系统运行中工况的自动转换和信号显示。

3) 空调系统运行中故障的报警及信号显示。

4) 空调系统运行中各调节阀的阀位调节及阀位极限位置的显示等。

例如:某直流式空调系统采用蒸汽加热、加湿和冷水式表面冷却器处理空气的方式,全年运行采用三个调节工况,在控制系统中采用了可编程控制器,其全年运行调节工况及工况转换条件,可编程控制器输入 X、输出 Y 编号及相应动作和部分梯形图如下:

① 直流式空调系统全年运行调节工况及转换条件见图8-141所示。工况转换条件如图中所述。

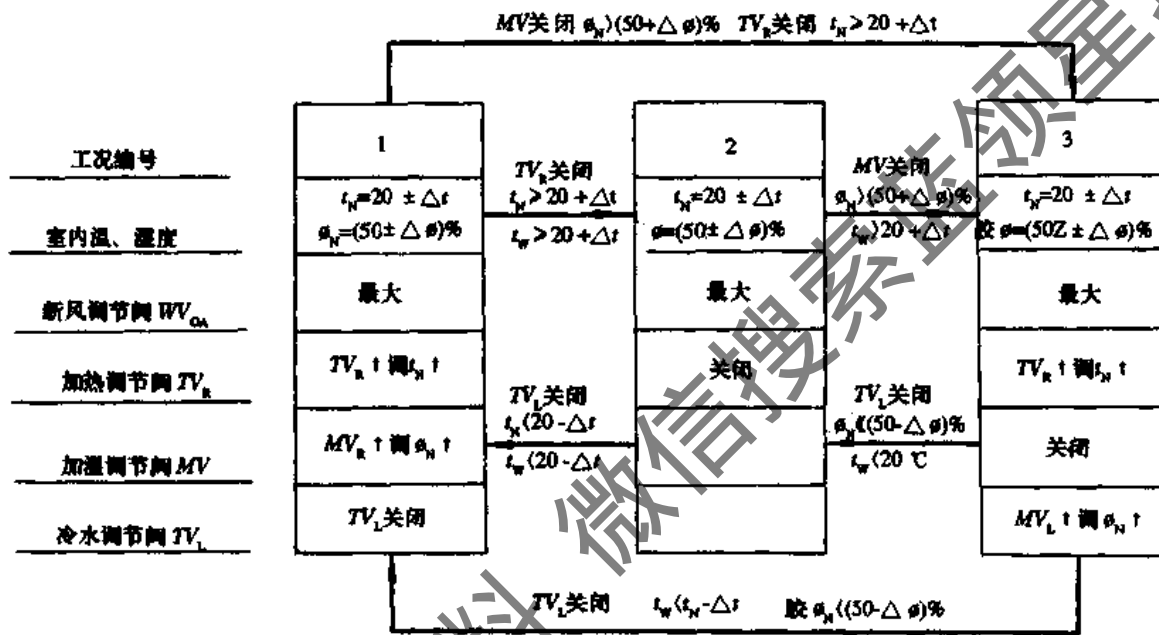


图 8-141 空调运行工况及工况转换条件

② 可编程控制器(PC)输入(X)、输出(Y)编号及相应动作见表 8-49。

表 8-49 空调系统可编程控制器(PC)控制输入(X)输出(Y)编号及相应动作

编号	用途	编号	用途
X ₁	手动转换 1 工况	X ₄₁₀	ϕ_N 下限
X ₂	手动转换 2 工况	X ₄₁₁	ϕ_N 上限
X ₃	手动转换 3 工况	X ₅₀₀	t_w 上限
X ₁₀	自动转换工况	X ₅₀₁	t_w 上限
X ₁₁	手动转换工况	X ₅₀₅	M _s 关足
X ₄₀₀	开程序	X ₅₀₆	M _R 关足
X ₄₀₁	风机连锁	X ₅₀₇	M _L 关足
X ₄₀₂	t_N 上限	Y ₃₀	M _S 关
X ₄₀₃	t_N 下限	Y ₃₁	M _S 开
X ₄₀₄	t_N 上调	Y ₃₂	M _R 关
X ₄₀₅	t_N 下调	Y ₃₃	M _R 开
X ₄₀₆	ϕ_N 上调	Y ₃₆	M _L 关
X ₄₀₇	ϕ_N 下调	Y ₃₇	M _L 开

(续表)

编号	用途	编号	用途
Y ₄₃₂	M _F 关	Y ₅₃₄	1 工况指示
Y ₄₃₃	M _F 开	Y ₅₃₂	2 工况指示
Y ₄₃₄	M _o 关	Y ₅₃₃	3 工况指示
Y ₄₃₅	M _o 开		

③ 部分梯形图见图 8-142 所示。

(3) 由梯形图可看出,空调系统在 2 工况条件下运行的条件为:

1) 如果通过工况选择转换开关选定 2 工况运行时,则有输入继电器 X₂、X₁₁ 的常开触点将闭合,此时系统可进入 2 工况运行调节。

2) 如果空调系统在运行中,启动控制系统中可编程控制器使其在程序控制状态下运行,即输入继电器 X₄₀₀ 常开触点闭合。

3) 如果空调系统采用运行工况自动转换方式且在 1 工况条件下运行时,加热调节阀 TV_R 关足,室内温度 t_N 等于或大于要求值上限和室外温度 t_w 大于或等于室内

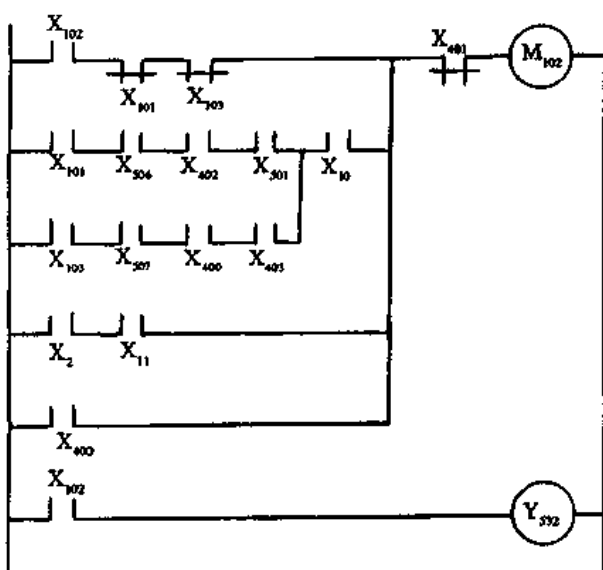


图 8-142 采用可编程控制器(PC)的空调控制系统的部分梯形图

温度上限时,输入继电器 X_{101} 、 X_{506} 、 X_{402} 、 X_{501} 常开触点闭合,将由于自动工况转换继电器 X_{10} 常开触点的闭合而自动转换为 2 工况运行。

4) 如果空调系统采用运行工况自动转换方式且在 3 工况条件运行时,冷水调节阀 TV_L 关足。室内相对湿度 ϕ_N 小于或等于要求值下限和室内温度小于等于室内温度要求下限时,由于输入继电器 X_{103} 、 X_{507} 、 X_{400} 、 X_{403} 常开触点的闭合而使其由 3 工况自动转换为 2 工况运行。

5) 在 2 工况运行时,输入继电器 X_{101} 、 X_{103} 的常闭触点将断开。

6) 在 2 工况条件运行时,将通过输出继电器线圈 Y_{32} 发出调节指令,以驱动空调系统中的蒸汽加湿调节阀和冷水调节阀的开或关来实现空调房间内温、湿度调节目的。

4. 可编程控制系统的维护、保养

由于可编程控制器本身具有很高的可靠性,因此在 PC 控制的空调系统中所发生的故障部位 80% 在输入、输出部件上,如传感器、变送器、按钮开关、光电开关、控制参数上、下限信号的传送、电磁阀、电动调节阀、电动调节风阀等外围装置上。对控制系统的正确维护保养则是重要而不可少的。因此:

(1) 应做好每天运行情况记录,详细记录发生故障的现象和外部条件以及处理方式和结果,为以后的维护保养提供依据。

(2) 根据 PC 所处的环境条件,应定期进行保养,保养内容为:

1) 检查连接线。检查连接线是否有损坏、老化等现象,焊接点是否有开焊、虚焊、氧化等现象,发现情况及时处理。

2) 检查安装情况。检查 PC 安装螺钉是否有松动,电缆连接插头、插座之间是否有松动以及连接线和端子排上端子是否有氧化等现象,如有上述现象则应及时处理。

3) 应根据使用情况对 PC 内、外部进行清灰处理,处理时可采用吸尘器吸去尘埃或用酒精擦去污物。

4) 锂电池的定期更换。在 PC 中所使用的锂电池其寿命大约为 5 年左右。当锂电池的电压降低到一定限度时,PC 基本单元上电池电压跌落指示灯亮。此时则说明由锂电池支持的程序仍可保留一星期左右,则应准备更换,更换方法为:

① 准备好更换用的、符合要求的锂电池。

② 拆装前先将可编程控制器通电 15s 左右,使作为存储器备用电源的电容充电,以保证在锂电池断开后,该电容对 RAM 短暂供电。

③ 断开交流电源。

④ 打开基本单元的电池盒盖。

⑤ 从电池支架上取下旧电池,迅速装上新电池。(有的 PC 要求在 20s 内装上新电池,有的要求不超过 3min)如果时间过长,用户程序将会消失。

⑥ 盖上电池盖板。

5) 接点输出继电器检查。由于继电器是一种机械机构,其机械寿命是有限的。一般国外继电器的机械寿命为几百万~几千万次。此外继电器的触点由于经常在“接通”或“断开”电路,因此常会使触点氧化积“灰”。尤其是它的负载是电感性负载时,在触点断开时常会在触点之间产生较高的电压,导致触点之间起电弧,甚至将两个触点烧蚀在一起。因此必须仔细检查继电器触点是否变黑,以确定是否更换。即使没有这种变黑现象,触点的寿命也是有限的。可根据继电器在工作中的动作频率确定各继电器更换周期。

6) 输入信号的校核。由于 PC 的输入信号一般来自开关、传感器等,因此应定期检查输入的开关信号(空气加热调节阀的开、闭;空气处理用冷水阀的开、关等)是否正常,传感器送来的模拟信号是否有误等现象。

7) 输入电压检查。PC 所使用的交流电的电压可以在要求值的 10% 上、下波动,如超出这一范围则应采取必要措施,以避免烧坏其元器件和不能正常工作。

8) 应有一定的备件。对于 PC 中重要的器件或模块应储存一定的备件,以保证维修时使用。

5. PC 系统的故障检查与修理

(1) PC 系统的故障。

1) 外部设备故障。PC 系统的外部设备就是与实际过程直接联系的各种开关、传感器、执行机构等。如果这部分设备发生故障,将直接影响到系统的控制功能。

2) 系统故障。系统故障可分为固定性故障和偶然性故障。如果系统发生故障后可重新启动使系统恢复正常,可认为是偶然性故障。如果系统发生故障后需更换其软件或硬件后系统才能恢复正常,可认为是固定性故障。这种故障一般是由系统设计不当或系统运行年限较长所致。

3) 硬件故障。这类故障主要指系统中的模板损坏而造成的故障。这类故障一般比较明显且影响也是局部的,其主要原因是由于使用不当或使用时间较长、模板内元件老化所致。

4) 软件故障。这类故障主要是软件本身所包含的错误引起的,是由于软件设计时考虑不周,在执行中一旦条件满足就会引发。

(2) 故障的检查。由 PC 组成的控制系统,其故障可按下述方法进行检查:

1) 使用不当而引起的故障。这类故障根据使用情况可初步判断故障类型、发生部位。常见的使用不当包括供电电源错误、端子接线错误、模板安装错误、现场操作错误等。

2) 偶然性故障或由于系统运行时间较长所引起的故障。这类故障可首先检查系统中的传感器、开关、执行机构、电动调节阀等是否产生故障,最后再检查 PC 本身。在检查 PC 本身故障时可参考可编程控制器 CPU 模板和电源模板上的指示灯进行。在 CPU 处于 STOP 方式时红色指示灯亮,则故障可能发生在 CPU 模板上;CPU 处于 RUN 方式时绿色指示灯亮,操作出现故障,且故障可能是软件故障或 I/O 模块故障;如果电源模板上的绿色指示灯不亮,则应检查此模板,必要时可更换。

如果采取上述步骤还检查不出来故障的部位和原因,则可能是系统设计错误,应重新检查系统设计,包括硬件和软件。

3) PC 系统故障的自诊断。可编程控制器具有很强的自诊断功能,无论是自身故障还是外围设备故障,都可使用 PC 上具有自诊断指示功能的发光二极管(LED)的亮和灭来检查。在 PC 的基本单元上一般都有以下一些发光二极管(LED)。

① 电源指示灯(POWER)

当 PC 电源接通时,该发光二极管 LED 亮则说明电源正常。

② 运行指示灯(RUN)

当编程器上的状态开关置于“监控”(MONITOR)位置时,基本单元的运行(RUN)开关合上,则表明 PC 处于运行状态,运行指示灯(LED)亮。即当基本单元运行,监控状态正常时,运行指示灯(LED)一直亮。

③ 程序出错指示灯(CPU·E)。当 PC 在正常运行时,运行灯亮,程序出错指示灯(CPU·E)不亮。如果该指示灯常亮而不灭时,则说明由于外来浪涌电压出现,电噪声瞬时加到基本单元内,引起程序执行出错,或者程序执行时间大于 0.15s 引起监视器动作也会使 CPU·E 灯常亮。

当编制的程序语法,线路出错或者定时器缺乏常数 K 值设置,程序出错发光二极管会闪烁。锂电池电压降到一定值或由于噪声干扰或导线头落在可编程控制器内引起“求和”检查出错时,CPU·E 灯也会闪烁。

④ 锂电池电压指示灯(BATT·V)。当 PC 编程或正常运行时,该指示灯不亮。当锂电池电压跌落时,该发光二极管亮,则说明应该更换锂电池。

⑤ 输入指示灯。输入正常,输入端子对应指示灯亮。如果在正常输入而输入指示灯不亮或未加输入而指示灯亮,则为故障。

⑥ 输出指示灯。输出指示灯亮,而对应输出通道的输出继电器正常。灯亮而输出继电器不动作则为故障。可能是输出触点过载、短路而烧毁。

(3) 故障的检查程序。故障的检查程序可参考图 8-143~图 8-147 进行。

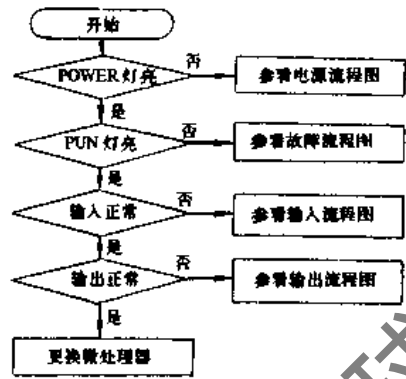


图 8-143 故障检查流程图

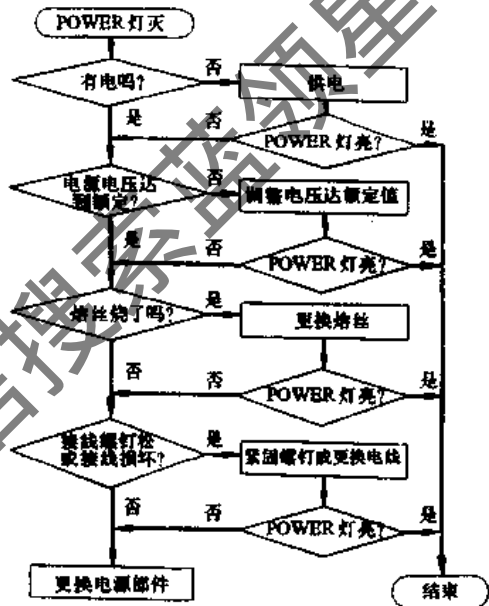


图 8-144 电源检查流程图

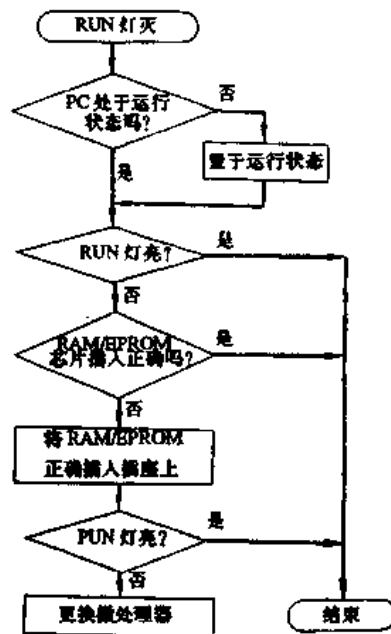


图 8-145 运行故障检查流程图

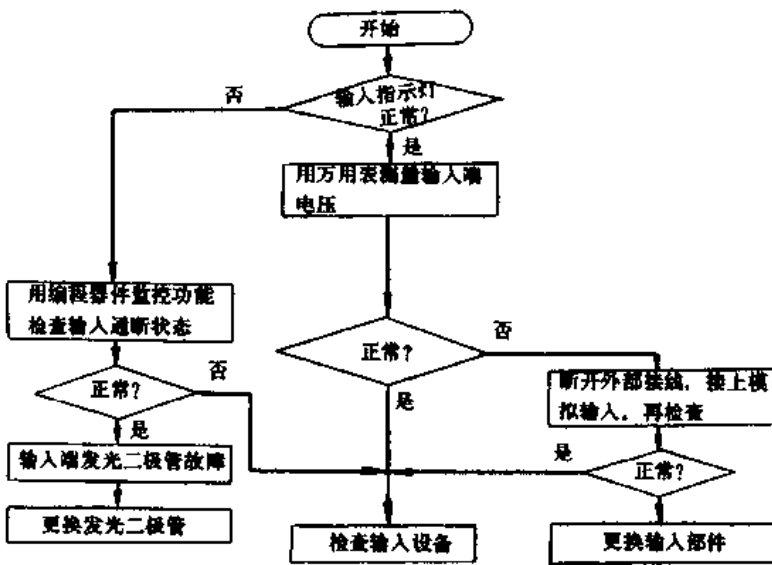


图 8-146 输入检查流程图

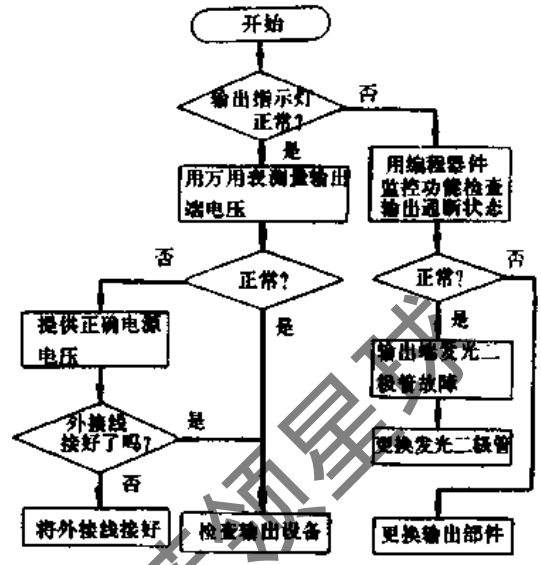


图 8-147 输出检查流程图

(4) 可编程控制器的修理。可编程控制器系统的修理应由专业人员进行,非专业人员一般不应对其进行拆装和修理等,以免造成更大的故障和损坏。

(5) 可编程控制器常见故障的处理。可编程控制器常见故障及处理方法见表 8-50 和表 8-51 及表 8-52。

表 8-50 CPU 模板常见故障处理

序号	故障现象	可能的原因	处理方法
1	“POWER”灭	1. 保险管熔断; 2. 输入接触不好; 3. 输入线断	1. 更换保险管; 2. 重新接线; 3. 更换接线
2	保险管多次熔断	1. 负载短路或过载; 2. 输入电压设定错; 3. 保险管容量太小	1. 用万用表测量; 2. 改接正确; 3. 更换大一点的保险管
3	“RUN”灭	1. 程序中无“END”指令; 2. 电源故障; 3. I/O 口址重复; 4. 远程 I/O 无电源; 5. 无终端站	1. 修改程序; 2. 检查电源; 3. 修改口址; 4. 接通 I/O 电源; 5. 设定终端
4	运行输出继电器不闭合	电源故障	查电源
5	特定继电器不动作	I/O 总线有异常	查主板
6	特定继电器常动	I/O 总线有异常	查主板
7	若干继电器均不动作	I/O 总线有异常	查主板

表 8-51 输入模板常见故障处理

序号	故障现象	可能的原因	处理方法
1	输入均不接通	1. 未向输入信号源供电; 2. 输入信号源电压过低; 3. 端子螺钉松动; 4. 端子板接触不良	1. 接通有关电源; 2. 调整电压; 3. 重接; 4. 处理后重接
2	PC 输入全异常	输入单元电路故障	更换 I/O 板

(续表)

序号	故障现象	可能的原因	处理方法
3	某特定输入继电器不接通	1. 输入信号源(器件)故障; 2. 输入配线断开; 3. 输入端接触不良; 4. 输入端子松动; 5. 输入接通时间过短; 6. 输入回路(电路)故障	1. 更换输入器件; 2. 焊接断线; 3. 处理后重接; 4. 拧紧; 5. 调整有关参数; 6. 查电路或更换
4	某特定输入继电器常闭	输入回(电路)故障	查电路或更换
5	输入随机性动作	1. 输入信号电平过低; 2. 输入接触不良; 3. 输入噪声过大	1. 查电源及输入器件; 2. 检查端子接线; 3. 加屏蔽或滤波措施
6	动作异常的继电器都以 8 个为一组	1. "COM"螺钉松动; 2. CPU 有总线故障	1. 拧紧; 2. 更换 CPU 单元
7	动作正确,但指示灯灭	LED 损坏	更换 LED

表 8-52 输出模板常见故障处理

序号	故障现象	可能的原因	处理方法
1	输出均不能接通	1. 未加载电源; 2. 负载电源坏或电压过低; 3. 接触不良(端子排); 4. 保险管熔断; 5. 输出回路(电路)故障; 6. I/O 总线插座脱落	1. 接通电源; 2. 调整或修理; 3. 处理后重接; 4. 更换保险; 5. 更换 I/O 板; 6. 重接
2	输出均不关断	输出回路(电路)故障	更换 I/O 板
3	特定输出继电器不接通(指示灯灭)	1. 输出接通时间过短; 2. 输出回路(电路)故障	1. 修改输出程序; 2. 更换 I/O 板
4	特定继电器(输出)不接通(指示灯亮)	1. 输出继电器损坏; 2. 输出配线断; 3. 输出端子接触不良; 4. 输出驱动电路故障	1. 更换继电器; 2. 焊接或更新; 3. 处理后重接; 4. 更换 I/O 板
5	特定输出继电器不关断(指示灯灭)	1. 输出继电器损坏; 2. 输出驱动管漏电流过大	1. 更换继电器; 2. 更换输出管
6	特定输出继电器不关断(指示灯亮)	1. 输出驱动电路故障 2. 输出指令中口址重复	1. 更换 I/O 板; 2. 修改程序
7	输出不规则随机动作	1. PC 供电电源电压过低; 2. 接触不良; 3. 输入噪声过大	1. 调整电源输出; 2. 检查端子接线; 3. 加防噪措施
8	动作异常的继电器以 8 点为一组	1. "COM"螺钉松动; 2. 保险熔断; 3. CPU 中 I/O 总线故障; 4. 端子连接排接触不良	1. 拧紧; 2. 更换保险; 3. 更换 CPU 模板; 4. 处理后重接
9	动作正确但指示灯灭	LED 损坏	更换 LED

8.12.2 单板微型计算机控制的空调系统

如果在空调系统中使用微型计算机来代替控制器,即构成微型机控制系统。由于在控制系统中使用了微型计算机,可以充分运用微型机的强大计算、逻辑判断和记忆等信息加工能力。利用微处理器的各种指令,即可编出符合某种控制规律的程序,微型机执行这样的程序即

可实现对被控参数的控制。而在一般的控制系统中,系统的控制规律是由硬件电路生产的,改变控制规律就要改变硬件电路,但在计算机控制系统中,控制规律的改变只要改变程序即可。

1. 微型计算机

(1) 微型计算机的基本结构。微型计算机是由少量几片甚至是单片大规模集成电路为主体构成的计算机。

它包括中央处理器 CPU、存储器、输入/输出电路及其他配套电路。如图 8-148 所示。

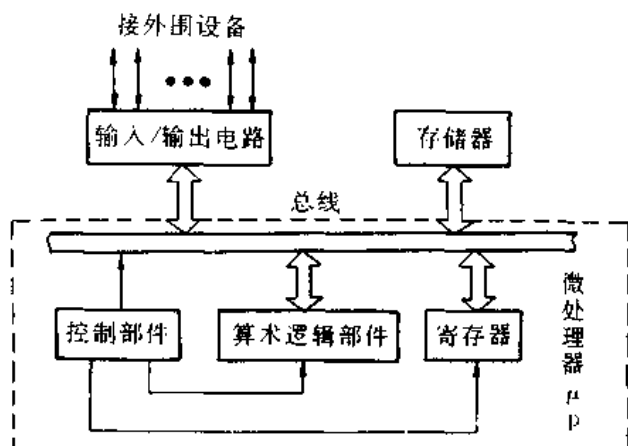


图 8-148 微型计算机基本结构框图

1) 微处理器。图 8-148 中虚线框内是微处理器,它包括三个基本组成部分。

① 算术逻辑运算 ALU。它既能执行算术运算,如加法、减法等,又能执行逻辑操作,如逻辑“与”(AND)和逻辑“或”(OR)等。

② 寄存器。每个微处理器中都有多个寄存器,用来存放进行运算的数(操作数)、运算的中间结果以及标志工作状态的信息等。

③ 控制部件。它的主要任务是指挥全机执行各种操作手段,即指挥全机执行各种指令。它包括为使全机协调一致动作而产生统一的时间标志的时钟脉冲发生器,以及其他的控制操作的电路等。

这三部分除在微处理器内通过内部总线互相联系外,还通过外部总线与外部的存储器和输入/输出电路相联系。在计算机中,传输信息的一组通信线称为总线。

2) 存储器 M。在计算机系统中,用于既可储存又可随时读出程序和原始数据的记忆装置称为存储器。一台计算机可能有几个不同用途的存储器,微型计算机本体内的存储器称内存,简称内存,也叫主存储器。

3) 输入/输出 I/O。要用计算机进行计算加工和控制处理,就必须能把外界的数据、程序以及其他工作参数等送入计算机,并把计算出的结果或作出的判断传出来以供人阅读或变成相应的控制命令。这种进行计算机和外界交换信息的机构就是输入/输出部分。具体执行输入/输出功能的设备称为外部设备。

微处理器和存储器、输入/输出电路组合在一起构成微型计算机。有的微处理器本身带有时钟脉冲发生器,但有的微处理器还要外加时钟脉冲发生器。有的微型计算机把 CPU、存储器和输入/输出电路做在一块硅片上,则称为单片微计算机;如果将三者放在一块印刷电路板上,则称为单板微计算机。

微计算机与系统软件(计算机中各种程序通称为软件)、电源以及各种输入/输出设在一起构成微计算机系统。在微型计算机系统中,外部信息的传递是通过总线进行的。大部分微型机有三组总线,即地址总线、数据总

线和控制总线。

微处理器把信息存放到存储器中去的过程称为“写”存储器,而把信息从存储器中取出来的过程称为“读”存储器。信息是存放在存储器的一组存储单元中,每一存储单元构成存储器的一个字,存储器的字长取决于微处理器的数据通道宽度。如一个 8 位的微处理器要求每一存储单元能存放一个 8 位的数据字,即一个字节。

在对存储单元进行读或写之前,微处理器首先要选择好所要的存储器地址,因此微处理器设置有专门的地址总线。在地址总线的每一条线上或者为逻辑 1 电平,或者为逻辑 0 电平。由于每条线只能有两种状态,因而一个有 P 条地址线的微处理器可以对 2^P 个存储单元编排各不相同的地址,如 Z-80 型 CPU 是一种具有 16 条地址线的 8 位微处理器,它能直接编址的存储器的字节有 2^{16} 个。地址总线有 16 位, $A_0 \sim A_{15}$ 。

数据总线是用于与微处理器来往传输数据的线的总称。通常为 8 条。由于数据在 CPU 与存储器和 CPU 与 I/O 接口之间的传递是双向的,因此数据总线为双向总线。

在微机系统中,除了数据总线和地址总线外,微处理器还设有一组控制线,输入控制线和输出控制线,通过控制线使微处理器的工作和外部电路工作同步。这种控制线集中起来就是微处理机的控制总线。

(2) 微型计算机的指令系统。计算机的功能是接受外部的数据信息,经过处理后再输送出去。计算机本身是按照一定的命令来执行特定的操作,这种命令称为指令。一系列的指令组成程序,一个程序使计算机执行一个完整的任务。一种计算机所能识别的一组不同指令的集合称为该计算机的指令系统。

微机系统的指令按其功能可分为四大类,即数据处理指令,数据传送指令,程序控制指令和状态管理指令。

数据处理指令是用于对数据进行算术运算、逻辑操作、移位和比较等。这种指令一般使用微型计算机的算术逻辑部件。常见的指令有:算术运算指令和位移指令等。

数据传送指令用于把数据从微计算机中的一部分传送到另一部分,数据内容不变。常见的指令有:存储器传送指令、输入/输出指令、内部传送指令和堆栈指令等。

程序控制指令用于控制程序的执行次序,它可以改变程序计数器的内容,改变程序中指令执行的正常顺序。其中有:无条件转移指令、有条件转移指令、调用子程序指令和状态管理指令等。

计算机的指令是用二进制的数码表示的。指令通常分成操作码和操作数两部分。操作码表示计算机执行什么操作,操作数表示参加操作的数的本身或操作数所在的地址。一条基本指令应该说明以下几个问题。

1) 操作内容。在微型计算机的指令中,有一部分数位来指明执行特定的操作,这部分称为操作码。存放操作码的地方称为操作码域。微处理器的操作有各种不同类型,如传送数据,数据的算术运算,数据的逻辑操作,以及改变执行指令的顺序操作(转移)等。常用的操作码有:相加、相减、相乘、输入、存入、移位、传送、跳转等。

2) 操作数据的来源。指令中有一部分数位用来说明操作数据是来自哪里,这一部分称为地址域。

有些操作需要两个操作数,如相加、相乘;有些操作则只需要一个操作数,如移位、求补。

3) 结果输送位置。执行完操作以后的结果,应按指令的要求,送到指定的地方。因此,操作指令中应有操作结果所在的地址。

4) 下一条指令的地址。在对一个指令执行完毕后,应有一种信息指出下一条要执行的指令的地址,以保持一个程序内各条指令之间的连接性。下一条指令的地址可以是紧接着上一条指令的位置,也可以转移到一个特定的位置。

在微处理器指令中表达地址信息的方式,称为寻址方式。最常用的微处理器的寻址方式有:直接寻址,间接寻址,立即寻址与变址寻址。

(3) 微型计算机的语言。微型计算机是在程序的控制下工作的,而程序又是由一组指令所组成。不同的微型机可能采用不同的指令系统来组成程序,这些程序可以通过各种不同的语言来表示。计算机的语言较多,但从语言结构及其与计算机的关系可分为三种类型:

1) 机器语言;计算机内部各部分之间是用二进制数字代码相互交换信息,并用它来表示指令和数据,这是机器能直接识别的语言。称为机器语言。由于使用机器语言编写的程序非常繁琐且费时,因此,除单板机外,一般都不使用机器语言进行编程。

2) 汇编语言。汇编语言是一种面向机器的程序设计语言,是一种改进的编写程序方式,它把指令、数据和地址都赋予一个名字,然后用这些名字来写程序。这些名字又称为符号,使用这些符号代码的语言,叫做汇编语言。

这种语言比较直观,易懂,易用,而且也易于记忆,对指令中的操作码和操作数也容易区分清楚。

使用汇编语言编写的程序,先由计算机中的汇编程序将其翻译成机器码,然后才由计算机执行。即汇编程序是把汇编语言的程序作为源程序输入,产生机器语言的目标程序后,再由计算机执行。

由于汇编语言程序与特定计算机类型的结构和指令系统密切相关,因此,对于不同的微型计算机,针对同一个问题所写的汇编语言是互相不能通用的,且编写的程序仍较繁。

3) 高级语言。高级语言是面向过程的,用它写的程序与通常解题的步骤相近,并且它不依赖于具体微型计算机的结构和指令系统。因此,对于不同的计算机其程序基本上可以通用。高级语言程序由编译程序翻译成计算机所能执行的代码,即编译程序把高级语言写的源程序作为输入,经过翻译后产生机器语言或汇编语言的目标程序,以此作为输出去指挥计算机工作。对于不同类型的计算机,其编译出的目标程序通常是相异的,而它们的高级语言源程序则可以相同的。

目前我国常用的高级语言有:FORTRAN, COBOL, BASIC, PASCAL, C语言等。

FORTRAN 语言是第一个被采用的高级语言;COBOL 语言是 20 世纪 60 年代出现的语言,它是专门为处理事务数据而设计的计算机高级语言;BASIC 语言是一种简单易学和极易推广的高级语言。BASIC 语言系统大致分为:磁带 BASIC, 磁盘 BASIC, 高级 BASIC, True BASIC, Turbo BASIC 和 Q BASIC, 在微型机上广泛使用 BASIC;

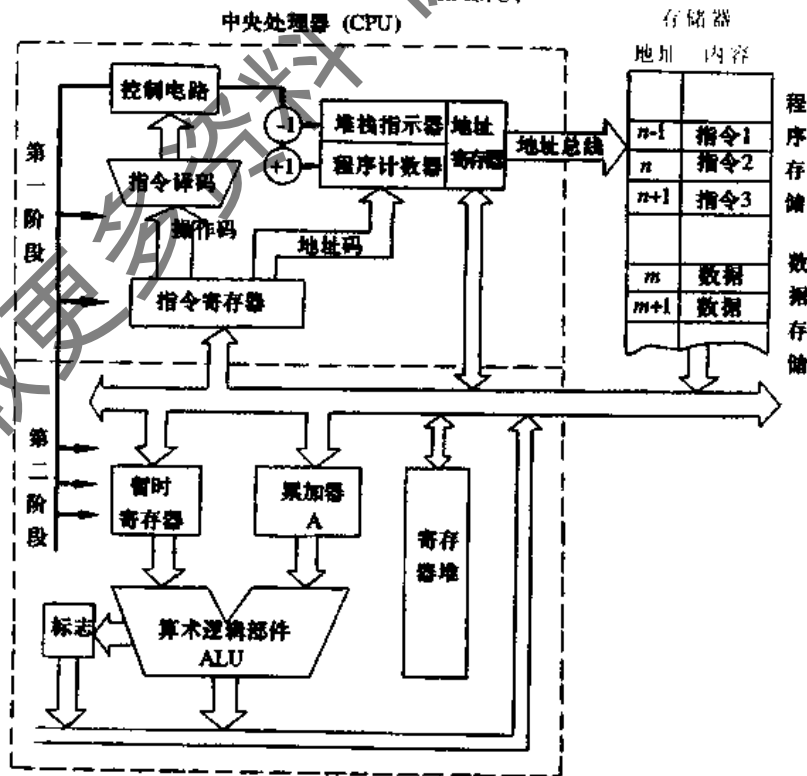


图 8-149 微处理器取指令和执行指令的结构

PASCAL 语言是目前很有影响的结构化程序设计语言,它的结构性好、程序易读,这种语言强调程序的可靠性和易于验证;C 语言是一种通用的程序设计语言,特别是在软件工作中应用较广,语言的特点是控制硬件能力强,它既有汇编语言控制硬件的能力,又具有高级语言通用性好的特点。

(4) 微型计算机的基本工作过程。微型计算机在工作过程中,为了完成某项任务,用户通过外围设备(如键盘、输入器、磁带、磁盘等)把程序和操作数据送入输入/输出(即 I/O)电路,I/O 电路通过数据总线送入存储器。

程序是由一系列指令组成的,而指令又包括两部分,即操作码和地址码。指令周期分成两个阶段,第一阶段是先从存储器把事先存入的指令取出(这叫取指令动作),然后进行指令译码,即对指令的操作码和地址码进行译码,说明该指令是执行什么类型的操作,以及指出参加操作的操作数地址;接着根据这个地址取出操作数。第二阶段就是按照操作码所指明的操作类型,对操作数进行操作,这是执行指令阶段。

微处理器结构如图 8-149 所示,由图可知微处理器的组成,以及微型计算机取指令和执行指令的工作过程。

程序计数器指出当前指令地址,根据该地址从存储器中取出的指令,经过数据总线进入指令寄存器。指令的操作码部分经过指令译码之后,便对控制电路为完成此指令所应发出的各种控制信号加以选择。指令的地址码直接被送入地址寄存器,或者经过修改后再将其送入地址寄存器,然后通过地址总线向存储器指出操作数的地址(存储器中存放指令的区域为程序存储区域,存放数据的区域为数据存储区域,两者往往是分开的)。CPU 按操作数地址从数据存储区域中取出操作数,再经过数据总线将操作数送入暂时寄存器。暂时寄存器中数被送到算术逻辑部件 ALU 的一个输入端(ALU 另一个输入端接到累加器 A)。在 ALU 中,对其两个输入端引进来的数执行算术运算或者逻辑操作,其操作结果再通过数据总线送回累加器,至此,执行一条指令的工作过程便结束。此时程序计数器加 1,并取出下一条指令的地址,以

便从存储器的程序存储区域取出下一条指令,完成下一个指令周期。

与此同时,ALU 在执行算术运算或逻辑操作时,还把操作结果有关的一些特殊信息,送入标志寄存器,这些标志寄存器将对下一条指令如何执行产生影响。

另外,在上述中,其操作数是从存储器取出的。但在一般微处理器中,往往设置了多个通用数据寄存器,这样有些操作数便可以从寄存器中取出,然后在 ALU 中与累加器中的数一起参加操作。

根据上述对微型计算机工作过程的分析,我们可以将微处理器所做的动作概括如下:

- 1) 把指令地址放在地址总线上。
- 2) 确定存储器的地址,并通过数据总线从存储器取出指令,然后对指令译码。
- 3) 取出指令所需的操作数的地址和数据(这些地址和数据可以在存储器中,也可以在寄存器中)。
- 4) 执行指令码所规定的操作(这些操作可以是算术运算或逻辑操作,也可以是数据传送、管理操作)。
- 5) 在执行下一条指令之前,要检查有无其他控制信号(如中断信号等),并做出响应。
- 6) 提供表示状态的标志信号,控制信号和定时信号(这些信号供给整个微机系统使用)。程序计数加 1,准备执行下一条指令。

2. 微型计算机的控制系统

随着计算机技术的不断发展和完善,它在信息处理及工业控制方面已经得到越来越广泛的应用。

(1) 微型计算机控制系统的一般组成。微型计算机控制系统包括硬件和软件。

1) 微型计算机控制系统的硬件。微型计算机(简称微型机)控制系统的硬件一般包括:微处理器(CPU)、内存存储器(ROM、RAM),以模/数(A/D)和数/模(D/A)转换为核心的模拟量输入/输出通道,开关量输入/输出通道,I/O 及人-机联系设备,运行操作台等几部分。它们通过微处理器的系统总线(地址总线,数据总线和控制总线),构成一个完整的系统。其框图见图 8-150 所示。

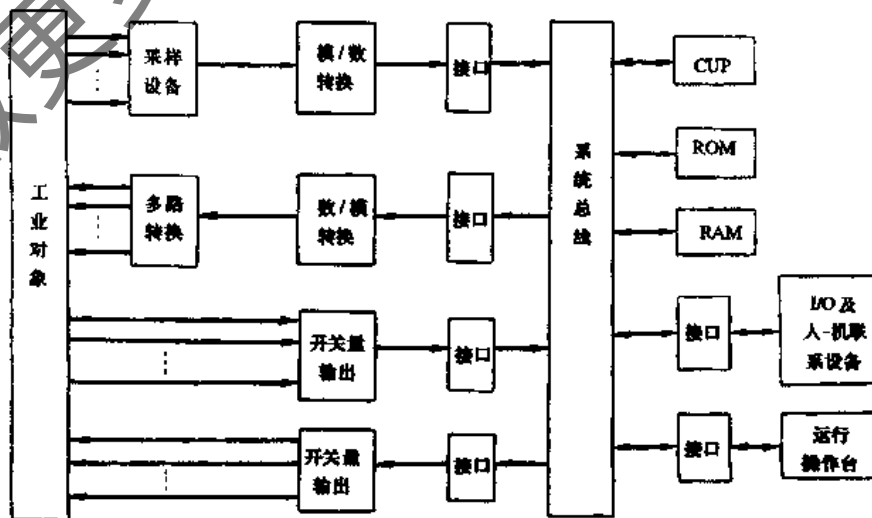


图 8-150 微机控制系统硬件一般组成框图

① 主机。微处理器是控制系统的核心,它和内存存储器一起通常称为主机。主机根据过程输入通道发送来的工业对象的生产工况参数(如空调系统在运行中的送风温、湿度,空调房间内的温、湿度,室外空气的温、湿度,以及供冷、供热媒的压力和温度参数等),按照人们预先安排的程序,自动地进行信息处理,分析和计算,并做出相应的控制决策或调节,以信息的形式通过输出通道,及时发出控制命令。主机中的程序和控制数据是人们事先根据控制规律(数学模型)安排好的,系统启动后,微处理器就从内存存储器中逐条取出指令并执行。于是,整个系统就按人们事先设定的规律,一步步地工作。

② 常规外部设备。常规外部设备按功能可分为:输入设备、输出设备和外存储器。外部设备配备的多少,由具体情况决定。

常用的输入设备有键盘、纸带输入机等。输入设备的作用主要是用来输入程序和数据。

常用的输出设备有打印机、记录仪、显示器(数码显示器或RT显示器),纸带穿孔机等。输出设备主要用来把各种信息和数据按照人们容易接受的形式,如数字、曲线、字符等提供给操作人员,以便及时了解控制过程的情况。

外存储器,如磁带装置、磁盘装置,兼有输入、输出功能,它们主要用来存储系统程序和有关数据。

③ 输入、输出通道。过程的输入、输出通道,又称为过程通道。工业现场的过程参数一般是非电量的(如温度、压力、液位等),需经传感器(变送器)变换为等效的电信号。为了实现计算机对生产过程的控制,则必须在计算机和生产过程之间设置信息的传递和变换的连接通道,这就是过程的输入、输出通道。

过程通道一般分为模拟量输入通道,模拟量输出通道,开关量输入通道和开关量输出通道。

④ 接口电路。外部设备和过程通道是不能直接由主机控制的,因而必须有“接口”来传送相应的信息和命令。

微型计算机控制系统的接口,根据应用不同,有各种不同的接口电路。

⑤ 运行操作台。每台微型机一般都配备一套键盘控制台,它是用来直接与CPU进行“对话”的。运行操作人员可以用控制台检查运行程序,系统的运行状况,以及运行参数的设定等。当主机硬件发生故障时,维修人员可以利用这个控制台判断故障。

在微型机控制系统的操作台上,一般除主机、键盘外还有显示屏幕或荧光数码显示器,以显示操作人员要求显示的内容或报警信号。除此之外,还有一组或几组转换开关,扳键(或按钮),以便运行操作人员在自动控制系统发生故障时采用手动方式运行。

2) 微型计算机控制系统的软件组成。微型计算机控制系统的硬件,只是控制系统的躯体,而各种程序则是控制系统的头脑和灵魂,通称为软件,它是人的思维与机器硬件之间的桥梁。软件的优劣关系到计算的正常运行,硬件功能的充分发挥和推广应用。程序一般包括操作系统,监控程序,程序设计系统,编译程序,检查程序及应用程序等。软件一般分为两类,一类是系统软件,另一类是应用软件。

在微机控制系统中,每个控制对象或控制任务都配有相应的控制程序,用这些控制程序来完成对各个控制对象的不同要求。这种为控制目的而编制的程序,通常称为应用程序。

在控制系统中,应用程序是一个直接的控制程序,而其他程序往往是为它服务的。

从系统功能角度来分,除作为核心的监控程序外,可分为前沿程序,服务性程序和后沿程序三部分。前沿程序是指那些直接与控制过程有关的程序,即这些程序直接参与系统的控制过程,这是保证系统完成基本工作的部分;服务性程序是指微型机对所有外围设备控制和人一机联系等工作的程序。这些程序有时也归属于监控程序,它和控制过程没有直接关系,但它所承担的工作确是系统所不可少的;后沿程序是指那些与系统控制过程完全无关的部分,如对系统各种硬件和软件进行考核的程序,它的工作只是保证系统能可靠地运行,而且这些程序只是利用系统控制过程所留下的空隙时间来运行的,不和其他程序一起参与对微型机资源的竞争。

(2) 微型计算机在控制中的应用。工业用微型机控制系统与所控制的生产过程的复杂程度有密切关系,不同的控制对象和不同的要求,有不同的控制方案。几种典型的控制方案如下:

1) 数据采集和数据处理。微型机在数据采集和处理时,主要是对大量的过程参数进行检测,数据记录,数据计算,数据统计和整理,数据的越限报警及对大量数据进行累积和实时分析。在这种方式中,微型机不直接参与过程的控制,对生产过程不直接产生影响。这种系统的框图如图8-151所示。

在这种方式中,由于微型机具有速度快等特点,因此在过程参数的测量和记录中可以代替大量的常规显示和记录仪表,对整个生产过程进行集中监视。同时,由于微

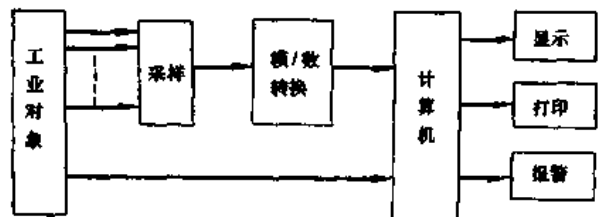


图 8-151 数据采集、数据处理组成框图

处理器具有运算、逻辑判断能力,可以对大量的输入数据进行必要的集中、加工处理,并且能以有利于指导生产过程控制的方式表示出来,因此对指导生产过程控制有一定作用。另外,微型机有存储信息的能力,可预先存入各种工艺参数的极限值,处理过程中可进行越限报警,以确保生产过程的安全。

2) 直接数字控制系统(DDC)。直接数字控制系统(DDC)是微型机在工业应用中最普遍的一种方式。直接数字控制系统中的微型机参加闭环控制过程,不需中间环节(调节器)。微型机通过过程输入通道对一个或多个物理量进行巡回检测,并根据规定的控制规律进行运算,然后发出控制信号,通过输出通道直接控制调节阀等执

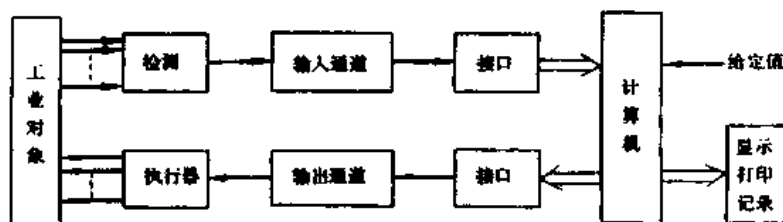


图 8-152 直接数字控制系统组成框图

行机构。这种系统的结构如图 8-152 所示。一般的直接数字控制系统有一个功能较齐全的运行操作台,给定、显示、报警等集中在这个控制台上,操作方便。

在直接数字强制系统中,微型机不仅完全取代模拟调节器,实现多回路的 PID 调节,而且不需改变硬件,只要改变程序就能实现较复杂的控制,如串级控制,分程控制等。

3) 监督控制系统。在直接数字控制方式中,对生产过程产生直接影响的被控参数给定值是预先设定的,并且存入微型机的内存中,这个给定值不能根据过程条件

和生产工艺信息的变化及时修改,因此,直接数字控制方式无法使生产过程处于最优工况。

监督控制(SCC)中,计算机可以根据原始工艺信息和其他参数,按照描述生产过程的数学模型或其他方法,自动地改变模拟调节器或以直接数字控制方式工作的微型机中的给定值,从而使生产过程始终处于最佳工况。因此,它的作用是改变给定值,所以又称给定值控制 SPC。

监督控制系统有两种不同的结构形式,如图 8-153 所示。

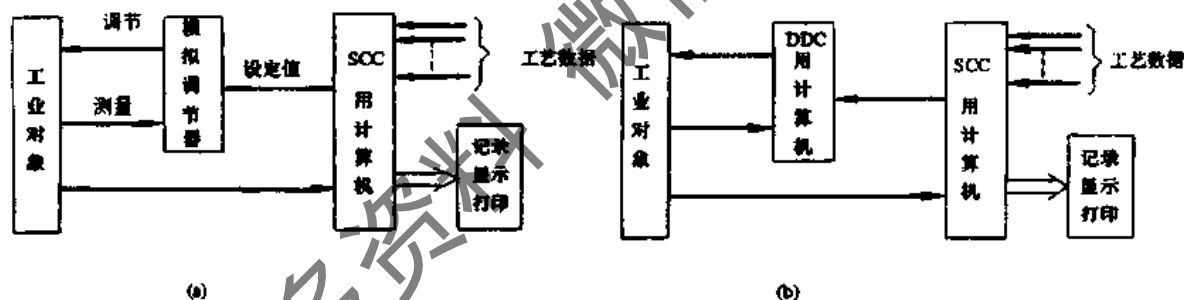


图 8-153 监督控制系统的两种结构形式
(a) SCC+模拟调节器系统;(b) SCC+DDC 系统

① SCC 加上模拟调节器的控制系统(见图 8-153a)。此种控制系统是由微型机对各物理量进行巡回检测,并按一定的数学模型对生产工况进行分析。计算后得出控制对象各参数最优给定值,送给调节器,使工况保持在最优状态。当 SCC 微型机出现故障时,可由模拟调节器独立完成操作。

② SCC 加 DDC 的分级控制系统(见图 8-153b)。SCC 加 DDC 的分级控制系统实际上是一个二级控制系统,SCC 可使用高档微型机,它与 DDC 之间通过接口进行信息联系,SCC 微型机可完成大型空调站一级的最优优化分析和计算,并给出最优给定值,送给 DDC 级执行过

程控制。当 DDC 级微型机出现故障时,可由 SCC 微型机完成 DDC 的控制功能,从而提高了工作的可靠性。

3. 单板微型计算机的空调控制系统

这里提到的单板微型计算机的空调控制系统,是指单级微型计算机的直接控制,是把单板微型计算机作为空调控制系统中的一个控制器。

对于一般空调控制系统,采用单板微型计算机作为系统中的一个控制器进行直接控制是完全可以满足其控制需要的。

图 8-154 为某单位单板微型计算机空调控制系统的原理框图。

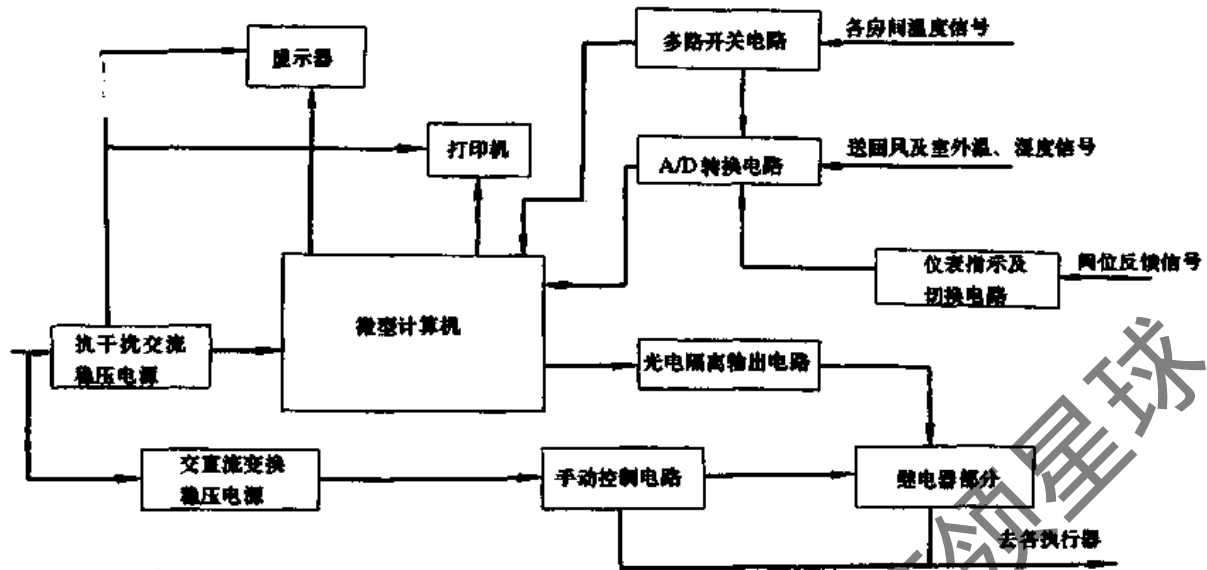


图 8-154 单板微型计算机空调系统控制原理框图

在控制系统中,根据微型计算机所使用的语言编制出适合空调系统运行调节需要的程序,通过微型计算机的键盘送入用户存储器中。在空调系统的运行中,只要启动微型计算机控制系统,并通过键盘设定必要的控制参数(如空调房间内的空气温度、相对湿度、静压等),也有的控制系统将控制参数通过数学表达式由程序自动设定,微型计算机即可按照人们事先存入微型机中的控制程序,采用最佳的运行调节方式(工况)进行运行调节和控制。

微型计算机控制系统在运行中,由设置在必要位置的传感器、变送器检测到的模拟量(如室内外空气温度、相对湿度、空调系统中的送、回风温度和相对湿度,供冷、供热介质的温度、压力、流量以及空调系统中各调节阀的开度等),开关量(如系统中风机、水泵、制冷压缩机的启动或停止,某些开关的闭合或断开,调节阀的打开或关闭,继电器触点的通或断等)通过多路开关电路或切换电路经模数(A/D)转换电路(即模拟量输入通道)转换为相应的数字量信号进入微型计算机,而开关量信号则通过数字量输入通道进入微型计算机。这些信号进入计算机后根据被调参数的给定值和测量值的偏差等信号,经计算机的计算处理后将结果以数字量的形式输出,经光电隔离电路及有关继电器电路,按照一定的控制规律(如PID等),再算出调节量的大小或状态,以断续的形式直接控制有关的调节执行机构,实现计算机直接对调节对象进行闭环控制;同时对空调系统中的控制参数及设备运行状态进行自动巡检、自动保护、自动报警、自动打印和图形显示以及绘制有关的统计报表等,从而实现全自动安全、可靠和最佳运行调节。

4. 空调运行调节的微型计算机控制系统在运行中应注意的问题

前面已经提到,空调系统的微型计算机控制系统中除了其微型计算机系统外的硬件外,还有空调控制系统中的其他设备(如温度、相对湿度、压力、压差等传感器、

变送器,以及加热、加湿、冷水调节阀和风系统中的送风、回风、排风、一次回风、二次回风、可调新风和最小新风的调节执行机构,一些指示、显示仪表等)。因此,要做到空调系统的微型计算机控制系统的安全、可靠地运行,除要求微型计算机控制系统具有可靠的硬件和正确的控制程序——软件外,还必须保证空调系统中的其他设备的可靠,两者缺一均是不行的。

由于空调运行调节的微型机控制系统安全、可靠地运行受到诸多因素的制约,因此在系统的运行中应注意以下几点:

(1) 应加强运行操作人员的事业心和责任心,切实做到定时、定点、定线和不定时的巡视检查,以便做到及时发现问题,及时处理,以避免造成不必要的损失。

(2) 应定期或不定期对控制系统中的传感器、变送器进行检查和校验。对于接线、连线有断开、脱焊、松动者应及时处理。因为传感器、变送器的接线的断开、脱焊、松动都会造成送入微型计算机的错误信息,从而导致微型计算机发出错误的指令,产生错误的调节方式。

(3) 检查控制系统中的有关仪表指示(或显示)是否正确,其误差是否在允许范围内,如发现异常应及时处理。如某单位在空调运行调节的单板微型计算机的控制系统中采用了DWS-P型温湿度传感器,SWS数显温湿度仪,来自传感器的温、湿度信号由SWS数显温、湿度仪显示现场的温、湿度值,同时输出0~5V(DC)或0~10mA(DC)信号进入微型计算机内作为计算机发出调节指令的依据。如果DWS-P型温湿度传感器所发出的温、湿度是错误的,则输入计算机的信号也是错误的,计算机将在错误数据的基础上进行计算、处理,从而发出错误的调节指令。因此,为保证空调运行调节的微型计算机安全、可靠的正确运行,对控制系统中的传感器、变送器及有关指示(或显示)仪表应定期校验(或随时检查),以保证送入计算机内的信息正确是至关重要的。

(4) 应经常检查微型计算机控制系统中对指令的执

行情况。一般在微型计算机控制系统的操纵台上,都配置有各调节阀(包括加热、加湿和冷水电动调节阀及各有关风量调节阀)的开、关信号指示灯。在运行调节中,当某一调节阀的开阀指示灯亮则表示微型计算机发出的开阀指令已被执行;如果开阀和关阀指示灯均不亮说明微型计算机没有指令发出,此时调节阀可能处于某一开度位置;如果当某一调节阀的关阀指示灯亮,则微型计算机发出的关阀指示灯已被执行。因此,为保证计算机指令的正确执行,必须对控制系统中的有关调节、执行机构进行及时的维护、保养,以使它们处于灵活、可靠状态。如果控制系统中的电动调节阀、电动执行机构或风量调节阀处于卡死、锈死等状态,当微型计算机发出调节指令时,它们也无法执行,达不到调节目的,如果时间较长还会烧毁调节阀和执行机构中的电机。

(5) 应经常检查微型机控制系统的供电电源是否合适。如果微型机控制系统的供电电源发生故障,则系统将会无法工作,如果电压过高,负载过大将会造成某些元器件的烧毁和断路。

(6) 应正确送入设定值。有些空调运行调节的微型计算机控制系统在启动微型机之后,实行控制之前必须将控制参数的设定值通过键盘送入计算机,计算机才能进入控制状态。如果控制参数的设定值没有送入微型计算机内,微型计算机控制系统将一直处于等待状态。

一般在微型计算机的空调控制系统中,送入的设定值大致有:室内空气温度,相对湿度(或含湿量),调节系统中各调节执行机构的PID参数,初始工况等。如某微型计算机控制系统在启动计算机后需送入室内温度和含湿量设定值,分别为 $T=22^{\circ}\text{C}$, $d=08.0$ 。如果在送入设定值时将 $d=08.0$ 误送为 $d=080$ 或 $d=0.80$,都将会造成加湿系统的失控。因此,在微型计算机控制的空调系统中,向计算机送入正确的设定值也是至关重要的。在向计算机送入设定值时必须准确,在确认无误后方可启动控制系统,发现错误后必须立即纠正。采用微型计算机控制的空调系统,如果发现运行参数发生失控时应首先检查送入计算机的控制参数的设定值是否有误。

(7) 采用微型计算机控制的空调系统一般应先采用手动控制方式,待控制参数接近设定值时再启动微型计算机控制系统使其投入运行,这样可以缩短控制参数达到设定值的时间,同时也可避免控制系统中的中间继电器触点的长时间的频繁吸合和断开,以延长继电器的使用寿命。

(8) 微型计算机控制系统在出现“死机”时的处理。空调的运行调节采用微型计算机的控制系统在运行中出现控制停止,计算机不再执行后面的程序的现象我们称为“死机”,死机的出现往往是由于微机控制系统受到较强电场和磁场的干扰所致。如空调系统中风机、水泵、制冷压缩机在启动时的大电流,高电压所产生的强电场作用,对于抗干扰能力较差的微机系统往往会造成“死机”现象。由于此种情况往往是短暂的,甚至是瞬间的,因而微型计算机在运行中出现“死机”时可先关闭微型计算机控制系统,待高峰电流过后可再重新启动,同时应注意提高微型计算机控制系统的抗干扰能力。

8.12.3 可编程控制器与微型计算机组成的集散控制系统

在一些大的建筑物或大的工业厂房内,有时可能会设置几套、十几套,甚至几十套空调系统,为了便于运行管理,各空调系统在现场采用可编程控制器进行各空调系统的就地运行调节控制,然后用总线将可编程控制器的通信接口与中央控制总站内的监控微型计算机联接,实现通信。各现场控制的软元件的数据和状态由可编程控制器送入控制总站内的微型计算机,由微型计算机采集这些数据,进行分析及运行状态监测,同时还可以利用控制总站内的微型计算机改变可编程控制器设备的初始值和设定值,从而实现计算机对可编程控制器的直接控制,这样便构成了由可编程控制器作为一级控制,由微型计算机作为第二级监控的集散控制系统(也称两级控制系统)。

由可编程控制器与微型计算机联接构成的两级控制系统,可以充分发挥可编程控制器作为工业控制机时的可靠性高,抗干扰能力强的特点,又可发挥微型计算机的数据处理,图形显示,打印报表的优势。

在由可编程控制器与微型计算机组成的两级控制系统中,计算机通常仅用于编程,修改参数,数据显示,统计制表,各空调系统运行状况的图形显示等系统管理方面,一般不直接参与控制过程。而可编程控制器在控制现场,直接对空调系统的运行调节进行控制,即使与中央控制总站的微型计算机脱开,或中央微型计算机发生故障也不会影响各空调系统的正常运行。

在这种两级控制系统中,中央控制总站以微型计算机为基础的CRT显示器与控制键盘组成的一个中央操作单元,它具有智能终端的功能,并有一套标准图面的选择性显示,以显示空调各系统的运行状态。标准图面一般有总貌显示、系统显示、局部显示、趋势显示、报表显示、报警显示等。中央控制总站的功能主要有以下几项:

- (1) 收集控制现场信息,建立和管理,保存数据库。
- (2) 利用中央控制总站的微型计算机控制所有各个空调系统的工作状态,并采取最优控制。
- (3) 在CRT操作显示屏上以多种画面显示过程状态,并进行装置图和流程图的显示。
- (4) 利用CRT操作屏、键盘完成对现场运行状态的遥控,监督运行参数的变化,切换控制方式,改变控制系统中的设定值。
- (5) 进行日常工作运行数据的统计、制表、记录。
- (6) 利用在线数据、内存的库存数据进行能量消耗、效率、成本的核算和统计。

8.13 空调系统露点动态特性的测定

我们知道,在恒温恒湿的空调系统中,系统露点温度的变化将直接影响空调房间内的相对湿度。实践证明,在温度为 20°C 的房间内,如果露点温度变化 1°C ,则室内相对湿度变化为4%左右。因此,在空调房间内散湿量变化不大时,控制系统的露点温度和室内温度,即可达到控制室内相对湿度的目的。

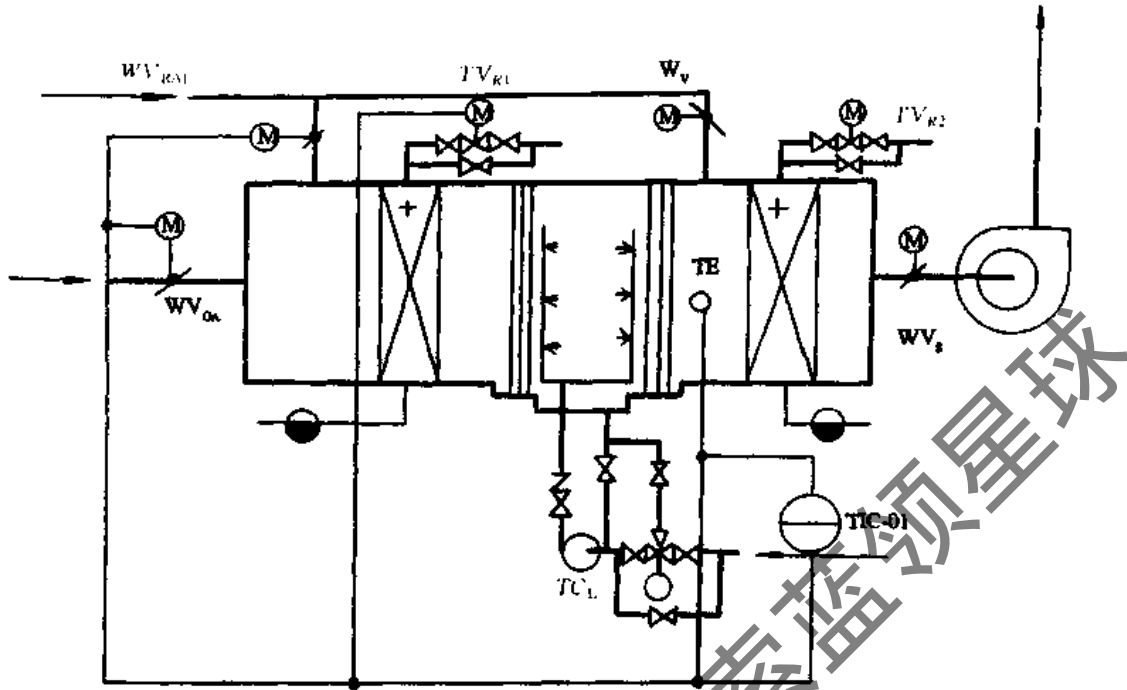


图 8-155 具有一、二次回风定露点自动控制原理图

8.13.1 露点的调节

目前,空调系统的露点控制一般均采用自动调节方式。

图 8-155 为具有一、二次回风定露点自动控制原理图。其露点的控制方法为:

1. 冬季露点控制

空调系统在冬季运行时,新风调节阀 WV_{RA} 处于最小开度,一次回风阀 WV_{RA1} 处于最大开度,二次回风阀处于关闭状态,喷水室中进行循环水喷淋,由温度传感器 TE 将露点温度信号送 TIC01 温度调节器,与系统露点设定值比较后发出调节指令,调节一次加热调节阀 TV_{R1} 的开度,以维持系统露点在要求值。

2. 过渡季露点控制

随着季节的变化,当室外气温达到一定值时,自动调节系统将关闭一次加热器,此时温度调节器 TIC01 将根据循环水喷淋后 TE 所测露点温度与设定值比较后发出调节指令,调节空调系统中新风与一次回风量的比例,达到控制系统露点的目的。

3. 夏季露点控制

空调系统在夏季运行调节中,新风阀处于最小开度,一次回风阀处于最大开度,由露点温度传感器 TE 所测得的温度值在 TIC01 调节器中与设定值比较后,发出调节指令,使三通(合流)调节阀改变两支路(即回水支路与冷水支路)的流量比而改变喷水温度,从而使系统的露点保持相对恒定。

8.13.2 露点动态特性的测定

对于露点温度调节系统,在新建、大修、改造后尚未

进行系统的运行和调整前,除了对调节仪表的特性进行单体试验外,还须测出调节对象的特性,以分析在实际的对象特性参数下,自动调节系统能否达到预计的调节精度,并作为对系统进行调整时的依据,同时还可根据对象的特性参数来检验所采用的自动调节系统的正确性。

露点动态特性的测定,一般可按冬季工况和夏季工况进行。但一般只测定夏季工况干燥冷却过程的对象参数。夏季工况空气的干燥冷却处理过程露点动态特性的测定,是在喷水室前空气的焓值不变的前提下,通过改变喷水温度确定其特性参数的。

在进行露点动态特性测定时,测定项目应包括:

- (1) 一次混合后空气的干、湿球温度。
- (2) 喷水初、终温度及喷水温差(即喷水与回水之间的温差)。
- (3) 露点初温、露点终温,露点温差。
- (4) 最后确定调节对象的滞后时间,时间常数和传递系数,并绘出露点下降飞升特性曲线。

露点动态特性的测定方法:

在夏季工况条件下,空气的冷却除湿处理过程露点动态特性的测定,是在喷水室前空气的焓(h)值保持不变的前提下进行的,通过改变喷水温度来确定其特性的,因此,在测定时,应在分风板(即前挡水板)之前,后挡水板之后分别设置测点,以测定一次混合后空气的干、湿球温度和系统露点温度。另外,可在喷水管、冷水管和回水管上设置测点,分别测定喷水温度,冷水温度和回水温度。

首先可关闭冷水系统进行循环水喷淋处理空气,使回水通过电动三通调节阀的一个支路由喷水泵进行喷淋,起等焓加湿作用。待系统露点基本稳定后(接近于喷

水前空气的湿球温度)时,可手动关闭回水阀,使冷水阀全开;或使冷水阀全关,回水阀全开,使其在此两种情况下水泵出口压力相等,从而使通过电动三通调节阀的冷水流量和回水流量相等,否则可调整三通调节阀的阀芯位置。调整后关闭冷水手动阀,全开回水手动阀,使露点温度稳定。

进行测定时,先以最快的速度关闭回水旁通阀和全开冷水旁通阀,由喷淋回水(即循环水)改为喷冷水,使空气的处理过程由等焓加湿而变为冷却除湿。这样露点温度将由稳定值急速下降。如果露点温度是由小量程温度自动记录仪来测定时,它会将露点温度随时间的变化曲线自动记录下来,直到露点温度达到新的稳定值。此时须注意:在关闭回水阀,全开冷水阀时应在温度自动记录仪上标出加阶跃干扰的时间记号,以便计算出调节对象的滞后时间。我们称露点温度从初始稳定值变化到终了的稳定值所记录下来的特性曲线称为露点温度下降飞升特性曲线。

如果使用电阻温度计或其他温度计测量露点时,应在最初4min内每隔5s记录一次露点温度值,4min后可每隔10s记录一次露点温度值,直至露点温度稳定时为止。

同时还应对喷水室前,空气在进行冷水喷淋之前测定一次干、湿球温度值,在关闭回水阀,全开冷水阀后每隔30~60s再测定一次,以便了解在测定过程中喷水室前空气焓值是否发生剧烈波动。

冬季工况露点动态特性的测定,则主要是测出空气等焓加湿过程的参数,并用一次加热器作为阶跃干扰,测出露点飞升特性曲线,进而求出对象特性参数。

特性参数的确定:

滞后时间:从加阶跃干扰起到露点温度开始变化的这段时间称为对象的滞后时间。在计算滞后时间时,通常将飞升特性曲线测得的时间减去开关阀门所用时间的一半。

时间常数的确定方法与敏感元件时间常数的确定方法基本相同。

传递系数(放大系数)等于露点温差与喷水温差之比值。

8.13.3 影响露点调节品质的因素

影响露点温度调节过程品质的因素很多,如传感器的热惯性(时间常数),调节器的不灵敏区,电动调节阀的线性度及其移动速度,露点对象的时间常数,滞后时间,传递系数(由喷水室的结构、风量、水量、冷水和回水温度等因素决定),以及一次混合后的空气温度等有关。由于在测定中,对于测定对象(喷水室结构,风量、水量、冷水、回水和一次混合后空气温度)实际上是固定不变的,因此调节器的不灵敏区,电动调节阀的移动速度,传感器的热惯性等则是造成露点温度等幅振荡的主要原因。

露点系统的等幅振荡工况不仅影响其后的自动调节系统(如二次加热后的温度)稳定性,而且也使控制系统中的调节器,电动三通调节阀动作频繁,影响设备的使用寿命。因此,一般采用增大调节器的不灵敏区,减少传感器的热惯性和改变电动调节阀的移动速度,使调节阀全行程的时间和调节对象的时间常数相匹配,或者在调节器与电动调节阀之间设一个脉冲校正装置(如脉冲开关、电子通断仪、晶体管通断仪等),逐渐改变脉冲校正装置的通断时间即可达到改变电动调节阀单位时间内的平均速度,通断比越小,电动调节阀单位时间内的平均速度就越低,相应露点温度变化速度就愈慢,只要合理地选择通断时间就可以消除露点调节的等幅振荡。

8.13.4 露点自动调节系统的调整

露点自动调节系统的试验调整的目的在于分析系统的运行效果,并考核系统在受到一定干扰情况下的调节品质指标。因此,一般分夏季、冬季和过渡季工况的运行效果进行测定,并试验加上扰动后的调节品质。

在进行调整时,对测点的布置数量可根据空调房间内温度允许波动的范围大小和现有仪器仪表情况确定。同时为了观察露点对二次加热后,收敛加热器后温度以及室温的影响,一般在喷水室的分风板(前挡水板)之前和后挡水板之后以及一次加热器后和喷水室的出口,喷水室的底池设置温度测定点,如图8-156所示。

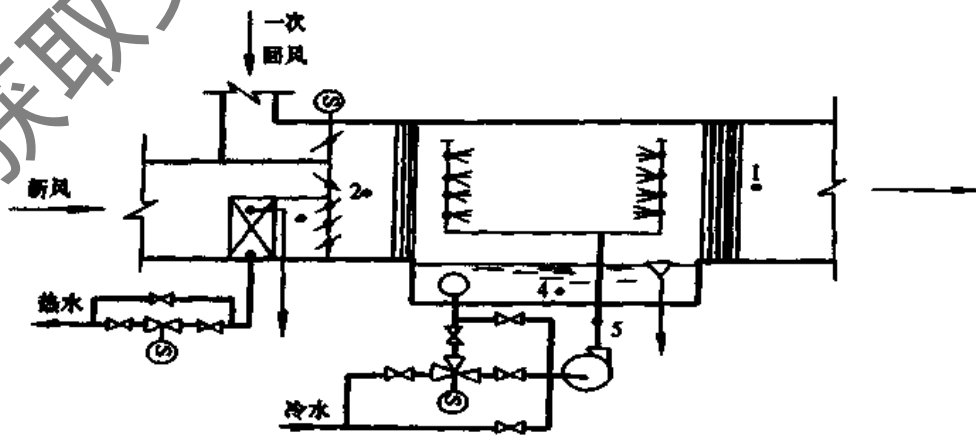


图 8-156 露点调节系统测点布置

在进行露点温度测定时,如果有条件可采用5~15℃量程的温度自动记录仪,用于自动记录露点温度的变化曲线。其他测点则可使用电阻温度计,多点温度自动记录仪,半导体点温计及半导体数字点温计等进行测量。

1. 夏季工况的试验调整

(1) 调节系统的运行效果调试。在进行调试时,应保持新风和一次回风混合比不变,先手动调节喷水温度使露点温度接近于设定值,之后将自动调节系统投入,使系统能稳定于设定值范围内或者建立衰减调节过程,并将测定结果绘制成变化曲线。

在调节中如果发生下述情况时,则应及时进行调整。

1) 系统失调。露点温度的变化如果一直偏离设定值的上限而不能回到设定值范围内。产生这种状况的原因主要是供冷量不足(冷水温度偏高或供冷水量不足)。另一种情况是露点温度偏离设定值的下限而回不到设定值范围之内,此种现象的原因主要是供冷量过剩,冷水温度过低或供冷水过量。

2) 等幅振荡过程。产生的原因及消除方法参考8.13.3节内容。

3) 非周期过程。产生这种现象的原因主要是脉冲装置的通断时间调节得不合适,接通时间太短,电动调节阀的补偿速度太慢。此时如果露点温度变化曲线的最大值和调节时间不超过允许范围,则可不需进行调整,否则可调整脉冲的通、断时间使之达到要求。

(2) 加上扰动后系统的调节品质。在露点调节系统的运行效果达到要求后,可对调节系统施加一干扰,以考核调节系统的抗干扰能力。如果调节系统的抗干扰能力较强,在加上一干扰后,露点温度在波动一段时间后便可回到原设定值范围内。否则,露点温度波动时间较长,甚至不能再回到设定值范围内,此时则应查明原因及时处理。

2. 冬季工况的试验调整

我们知道,冬季工况露点调节主要是在循环水喷淋的基础上调节一次加热器的加热量来保证冬季工况的露点温度。因此,影响冬季工况露点调节品质的因素则主要是调节器的不灵敏区,传感器的热惯性和执行调节机构(电动双通调节阀)的调节速度及流量特性的不合适而造成调节系统的失调或等幅振荡。

在进行冬季工况的测试调整时与夏季工况调整时一样,先手动调节加热阀来维持露点温度的稳定,之后采用自动调节方式。如果露点温度仍能稳定在给定值范围或建立起衰减过程,则可认为系统运行调节的效果是可以的,如果产生等幅振荡或非周期过程,则可查明原因采取措施进行处理。

在冬季工况露点调节过程中,其扰动主要来自一次加热的热源(如加热蒸汽压力的波动,热水加热器的热水温度变化等)。在施加扰动进行测试时,可先将一次加热器的手动调节阀关小,使一次混合空气的温度突然发生变化,而后投入自动调节系统,以考核系统的抗干扰能力。

3. 过渡季工况的试验调整

前面已经提到,过渡季的露点温度调节是在喷水室进行循环水喷淋的基础上调节新风与一次回风比来实现的。

在进行过渡季工况露点的试验调整时,首先用手动方式调节新风与一次回风混合比,使露点温度接近于设定值,之后将自动系统投入。此时系统如果能稳定在给定值范围内或建立衰减振荡过程则可,否则应予以处理。

在过渡季调节中,新风温度的变化是调节过程中扰动的主要来源,但不是影响调节品质的主要因素,影响调节品质的主要因素则是调节风阀的流量特性。如果风量调节阀的流量特性为等百分比、抛物线或快开特性时,可合理地选择脉冲装置的通断时间,同时处理风量调节阀的漏风,以满足露点调节的需要。

8.13.5 露点调节系统调试后数据的整理

在对露点调节系统试调后,应对测定数据进行统计整理,以便分析整个调节过程和调节品质,及时发现为题、解决问题,为调节系统的正确运行提供可靠保证。

测定数据的整理包括调节过程线的绘制,计算调节品质的各项指标,调节器的整定值,脉冲通断时间及测试工况,并将结果填写在一定的表格中。测试数据应包括以下项目:

测定时间;脉冲时间;接通时间,断开时间;调节器整定值:上限值,下限值,不灵敏区,整定值;露点温度品质指标:正波幅(℃),负波幅(℃),全波幅(℃),周期(min),平均温度,静偏差(℃);测试工况:新风(℃),一次回风(℃),一次混合风(℃),冷水温度;回水温度:全波幅,平均温度;喷水温度:全波幅,平均温度;风机前:全波幅,平均温度;风机后:全波幅,平均温度;三级加热前:全波幅,平均温度;三级加热后:全波幅,平均温度,衰减系数。

1. 调节过程曲线的绘制

如果露点温度的变化是采用小量程温度自动记录仪测得,则可从温度记录纸中将具有代表性的调节过程曲线取出;如果用热电阻温度计或其他温度计进行测量时,可以温度值为纵坐标,时间为横坐标,采用逐点描绘法绘制。

2. 调节品质指标

根据调节过程曲线求得。其正波幅是从温度整定值至最大波峰的数值;负波幅是从温度整定值至最大波谷的数值,全波幅是指调节过程中参数变化的最大值,等于正波幅与负波幅之和;周期是指调节过程中调节参数从正波幅到负波幅所用的时间;平均温度为正波幅、负波幅与调节器的整定值相加求得正负波幅的实际温度值,正负波幅的实际温度值的平均值即为露点的平均值。

3. 静偏差

在调节过程中,露点平均温度与整定值之差。

4. 衰减系数

衰减系数等于三次加热后空气温度的全波幅/露点温度的全波幅。

衰减系数愈小,则说明露点温度的波动对空调房间内温度的影响也愈小;反之,衰减系数愈大,露点温度的波动对空调房间内温度影响也愈大。

8.14 控制系统的调整

一个好的控制系统应具有足够的稳定性和精度,并

能快速动作。对控制系统的调整主要是对调节器的有关参数,如比例带、积分时间、微分时间的调整。

1. 控制系统的特性

控制系统的稳定性和快速性对控制系统来说是本质上相反的两种特性,如果一个控制系统的快速性优良,则其稳定性较差;如果稳定性较好,则其快速性就较差。在控制系统过渡响应中,当衰减系数与频率的乘积为一定值时,衰减系数的增大,则会改善系统的稳定性,但同时频率的减小,又会使其快速性变差。

2. 调节器参数的整定

调节器参数的整定的目的,是为了提高调节品质,满足空调系统正常运行的要求。常用的整定方式有以下两种:

(1) 试凑法。试凑法的整定步骤如下:

1) 将调节器的积分时间 T_I 置于最大位置,微分时间 T_D 置于最小位置(即 $T_D=0$),从大到小改变比例带 δ 直至得到较好的调节过程曲线。

2) 将上述比例带放大到 1.2 倍,从大到小改变积分时间 T_I ,以求得较好的调节过程曲线。

3) 积分时间 T_I 保持不变,改变(增大或减小)比例带,观察控制过程曲线是否改善,则继续调整比例带,若没有改善则可将原定的比例带减小一些,再变更积分时间,以改善调节过程曲线。如此多次反复,直至找到合适的比例带 δ 和积分时间 T_I 。

4) 初步整定比例带 δ 和积分时间 T_I 之后,引入微分时间 T_D ,引入微分后可适当减小比例带和积分时间,设置微分时间为积分时间的 $1/6 \sim 1/4$ 。观察调节过程曲线是否理想,如果不甚理想则可继续调整比例带 δ ,积分时间 T_I 和微分时间 T_D 。

(2) 临界比例带法。如果调节系统在纯比例调节作用下,开始做周期性的等幅振荡时,称调节系统处于“临界振荡”状态。此时调节器的比例带称为“临界比例带” δ_k ,此时的振荡周期称为“临界周期” T_{PK} 。

其整定步骤为:

1) 将积分时间 T_I 置于最大位置,微分时间 T_D 放在最小位置上(即 $T_D=0$),比例带取最大值;逐步减小比例带 δ ,直至被调参数的记录曲线出现等幅振荡时为止,这时得到临界比例带 δ_k ,积分时间 T_I 和微分时间 T_D 。

2) 根据“临界比例带” δ_k 、“临界周期” T_{PK} 之值,利用表 8-53 求得调节器各参数值 δ 、 T_I 和 T_D 。

表 8-53 用临界比例带法求调节器参数

调节品质要求	调节规律	调节的参数		
		δ	T_I	T_D
振幅衰减比为 4:1	P	$2\delta_k$		
	PI	$2.2\delta_k$	$0.85T_{PK}$	
	PID	$1.7\delta_k$	$0.5T_{PK}$	$0.125T_{PK}$

3) 在调节器上,取稍大于求得的比例带,再依次调整所需的积分时间和微分时间,最后把比例带放在上述计算值上。如果被调量记录曲线不符合要求,再适当调整调节器的参数。

临界比例带法整定调节器的参数比较简单方便。

(3) 响应曲线法。响应曲线法是根据调节对象的阶跃反应曲线进行的,不需要反复试凑,整定时间短。

对于相当数量的调节系统,其广义对象的阶跃反应曲线通常可近似看成带有纯滞后的一阶惯性环节,通过实验测得反应曲线,并求出滞后时间 τ ,放大系数 K 和时间常数 T ,再按表 8-54 的公式计算出相应衰减比为 4:1 时的比例带 δ ,积分时间 T_I 和微分时间 T_D 。

表 8-54 用响应曲线法求调节器参数

调节品质要求	调节规律	调节器参数		
		δ	T_I	T_D
振幅衰减比 4:1	P	$K\tau/T$		
	PI	$1.1 \frac{K\tau}{T}$	3.3τ	
	PID	$0.85 \frac{K\tau}{T}$	2τ	0.5τ

8.15 影响二次加热温度调节品质的因素

1. 加热系统中的电动调节阀特性及质量对调节品质的影响

二次加热器的加热量调节,常采用电动双通调节阀来调节通过调节阀的热媒流量以达到调节空气参数的目的。但是调节阀通过阀芯的内漏,将会使系统失调或产生振荡。一般造成此种情况的原因大多为调节阀的下限位开关位置调整不当或所用阀门口径过大所致。

恒速调节系统对调节阀的特性要求虽然不很严格,但是特性太差的调节阀其阀芯只能在全行程接近下限的一小部分起调节作用,而其余大部分几乎不起调节作用。这样就有可能使二次加热后空气温度的调节品质恶化。因此在二次加热系统的调节中最好使用直线流量特性或等百分比流量特性的调节阀。如果所使用的电动双通调节阀的阀径过大,也会产生调节阀的调节特性变坏,漏水(汽)量增加而使调节品质恶化。如所用阀径过大,而二次加热的最大负荷时的热媒量调节只占调节阀的较小调节范围,这样调节阀的行程只是在小范围内有效,开度稍大后即会产生调节系统的失调,调节品质的恶化。

因此在采用热水为热媒的二次加热系统中常用三通调节阀来取代双通调节阀,其原因是使用线性的三通调节阀时,由于通过调节阀的总流量比较稳定,因而可使加热系统的供水压力稳定。尤其对于一个换热器供应多个加热系统时,不会像使用双通调节阀那样,由于其中某一个加热系统所需的热水量发生变化而使供水系统的压力发生变化从而影响其他加热系统的正常工作。

2. 热水温度的变化对调节品质的影响

空调系统中的二次加热器所需之热水一般是由汽水热交换器或水—水热交换器提供,如果作为换热器出水温度控制的调节器发生故障而失灵时,将会使换热器的出水温度产生较大的波动,而热水温度的变化对二次加热器所处理空气温度的调节品质的影响是很大的。当热水温度偏高时,加热器的加热能力提高,加热量变大,

此时即使加热调节阀的开度不变,加热后的空气温度的变化速度也会加快,系统容易产生等幅振荡;当热水温度偏低时,加热器的加热能力将会下降,加热量减少,由于敏感元件的热惯性及调节对象的滞后所造成的超调量随着降低,如果热水温度过低,二次加热后的空气温度将会低于设定值范围而使加热系统失调。

3. 蒸汽压力变化对调节品质的影响

在蒸汽加热系统中,由于蒸汽压力的波动,对调节品质的影响是不可忽视的。我们知道,对于电动双通调节阀的同一开度,通过调节阀的蒸汽压力不同时,在相同时间内通过调节阀的蒸汽量是不同的,压力越高通过的蒸汽量就越多,压力越低通过的蒸汽量就越少。蒸汽压力波动越大,越频繁,加热器出口空气的温度曲线振荡就越频繁,振幅也越大。尤其是调节阀如产生阀芯与阀座的密封面接触不严密时,造成调节阀的内泄漏,系统将会失调。

在二次空气加热系统中,无论是以蒸汽为热媒还是以热水为热媒,如果用于加热量调节的电动调节阀有内漏现象,调节系统的调节品质都将会恶化,甚至失控。这是加热系统中尤其要注意的问题。

8.16 空调系统运行效果的测定

空调系统运行效果测定的目的,是为了考核自动控制系统投入运行后,经空调器热湿处理后的空气能否满足空调房间内温度、相对湿度以及气流速度的要求。

8.16.1 测定内容

(1) 为了考核系统在较长时间的联合运行过程中,空气处理设备的能力,核查制冷系统及供热系统所提供的最大冷量和热量能否满足处理空气的需要,因而需测定空气处理过程中各环节的状态参数,便于分析空调系统的运行工况及各工况点参数的变化对空调房间内温、湿度的影响。

一般空调系统运行效果测定分夏季工况和冬季工况。

二次回风式空调系统运行中,夏季工况测定内容为:

- 1) 室外新风的干、湿球温度(T_{wg}, T_{wv})。
- 2) 一次混合后的空气干、湿球温度。
- 3) 喷水室(或表面冷却器)处理后空气的干、湿球温度。
- 4) 二次混合后空气的干、湿球温度。
- 5) 二次加热处理后空气的干、湿球温度。
- 6) 三次加热处理后(或送风口处)空气的干湿球温度。
- 7) 总回风的干、湿球温度。
- 8) 供冷水温度和回水温度。
- 9) 供热媒水的温度和回水温度或蒸汽压力。

对于冬季运行工况,除应测定上述参数外还应测定一次加热处理后空气的干湿球温度。

(2) 为考核自动调节系统投入运行后,空调房间内工作区温湿度变化情况,还应测定下列参数:

- 1) 空调房间送风温度。

- 2) 恒温区内按工艺要求选择代表点处空气温度。

- 3) 空调区内中心位置测点温度。

- 4) 空调房间内控制点(即温度敏感元件处)的温度。

- 5) 空调房间内的相对湿度。

- 6) 空调房间回风口处的空气温度。

(3) 为了考核自动调节系统的安全、可靠性及调节精度是否满足要求,还应测定下列参数:

- 1) 露点温度。

- 2) 二次加热后空气温度和室内温度。

8.16.2 空调系统运行效果的测定

1. 测点的布置

(1) 各工况点的测点位置。

- 1) 新风测点,可布置在新风入口或新风管道上的测定孔处。

- 2) 一次加热后的测点可布置在一次加热器后 50~100mm 断面中央处。

- 3) 一次混合空气参数的测点可布置在前挡水板前温度分布测定时所确定的位置。

- 4) 喷水室后的测点可布置在“露点”温度分布测定时所确定的位置或敏感元件安装处。

- 5) 二次混合后测点布置在气流比较均匀的地方。

- 6) 二次加热后的测点布置在二次加热器后 50~100mm 处。

- 7) 总回风测点布置在回风机入口或回风机之后气流速度比较均匀的地方。

- 8) 三次加热后的测点可布置在三次加热器后的风管内(或送风口处)。

- 9) 喷水、回水及热水、回水温度测点可布置在相应的管道上。

(2) 空调房间内测点的布置。

- 1) 送、回风温度测点可布置在送、回风口处。

- 2) 恒温区内有代表性的测点可作为室内温、湿度测点。

- 3) 传感器处的测点布置在自动调节系统确定的传感器安装附近处。

- 4) 中心点测点布置在空调房间内的中心位置。

- 5) 房间内相对湿度测点布置在空调房间内气流的回流区或靠近工作点处,且距地坪 0.8~1.2m。

(3) 自动调节系统的测点布置在各自动调节环节,如露点温度、二次加热后温度及室温等控制的敏感元件附近。

2. 测定方法

空调系统在经过一段时间的运行,自动调节系统工作稳定,室内温度在允许波动范围内变化时,即可进行测定。各部位上的测点均应在同一时间内读取数据。刚开始测定时,可每隔 30min 读一次数据,以后随着系统的更加稳定,可每 60min 读一次数据。空调房间内温度波动范围 $\leq \pm 0.5^\circ\text{C}$ 时;可经 24~48h 的连续运行测定。

空调系统的整体运行步骤为:

- (1) 启动空调系统中的送风机、回风机、排风机。

- (2) 风机启动后开启水泵并调节喷水温度(或向

表面冷却器供应符合要求之冷水)。

(3) 根据实际情况分别投入一次或二次加热器。

(4) 采用手动调节方法使“露点”温度、二次加热器后温度、空调房间温度尽快趋于稳定。

(5) 投入自动调节系统。

在对空调房间内代表性测点进行温湿度测定时,可使用 $0\sim 50^{\circ}\text{C}$ 的标准水银温度计或经过统一校正的电阻温度计、半导体点温计、半导体数显点温计进行逐点测定。也可以使用小量程自动温度记录仪进行测定。对于室温允许波动较大的房间则可使用 DZJ-1 型温、湿度自动记录仪进行测定。

对于系统中各工况点参数的测定可根据现有的测量仪器仪表进行,但要做到准确、方便。

在对系统进行测定时,应随时分析测定数据的正确性,如发现明显的测定数据错误时,则应及时查明原因予以纠正。

8.16.3 测定数据的整理与分析

空调系统运行效果测定后,应将测定的大量原始数据进行计算、整理,同时将整理后的数据填入有关表格内或绘制成曲线,并将这些数据和设计规定指标进行比较,评

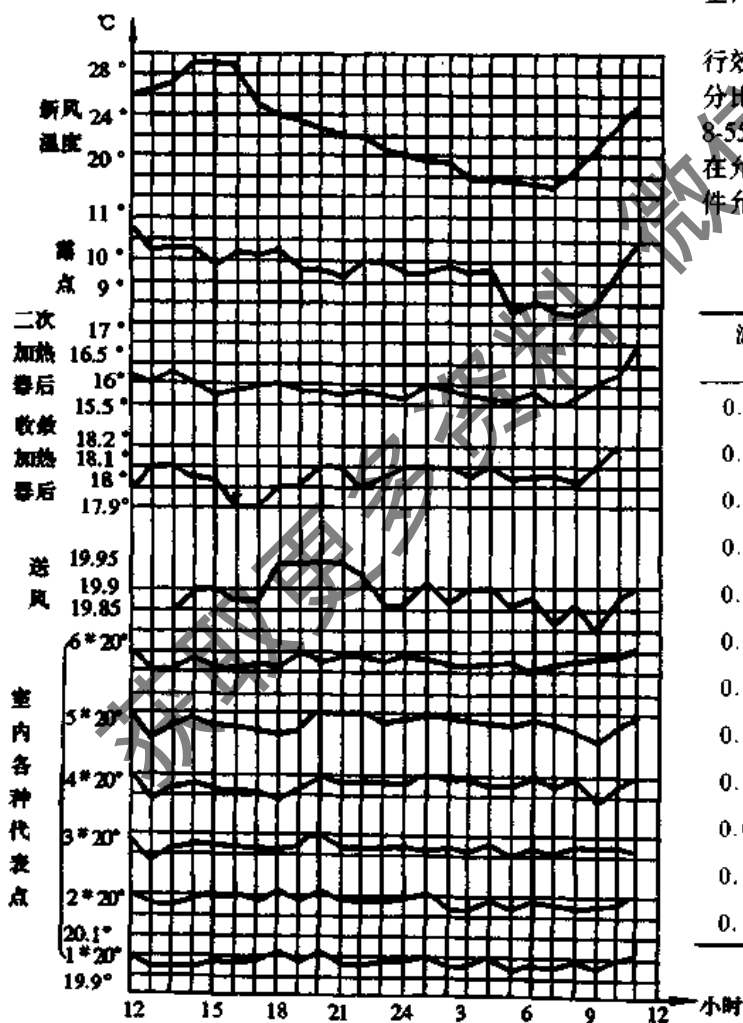


图 8-157 各环节参数变化曲线图

价系统运行效果能否满足设计要求,对系统中存在的问题制定改进措施,从而达到安全、可靠地运行的目的。

1. 系统各环节参数变化曲线

系统各环节参数的变化曲线,是将所测得的各工况点的参数及空调房间内各代表点的参数绘制在一张以温度为纵坐标,时间为横坐标的图上,绘制曲线时要做到图面清晰、紧凑。由于参数的变化曲线可以反映各参数的变化情况,因而由曲线图可以较为明显地看出各参数之间的相互关系。图 8-157 为某空调系统运行效果所测参数绘制的各环节参数变化曲线图。从图 8-157 中可明显看出,室外气温的变化对露点温度调节品质产生了直接的影响,甚至影响到二次加热后的空气温度。

2. 空调房间内各代表点温差和温差累积曲线

如果空调房间内的生产工艺对室内的区域温差有一定要求时,为了检验空调系统运行效果能否达到设计要求,可将测定出的数据进行计算,并且整理出各代表点与控制点之间的温差和温差累积百分比,并根据百分比绘制温差累积曲线。

在进行各代表点与控制点之间的温差和温差累积百分比计算时,以敏感元件(即控制点)处的平均温度作为室内基准温度值。

例如某恒温工程室温允许波动范围为 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$,将运行效果测定后的数据整理出各代表点的区域温差所占百分比数及区域温差累积曲线见表 8-54 和图 8-158。由表 8-55 及图 8-158 可看出:房间内区域温差有 94.54% 的点在允许波动范围内 ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)。如果空调房间内工艺条件允许,则可认为符合要求。

表 8-55 各代表点的区域温差的百分数

温差值 ($^{\circ}\text{C}$)	所占点数 (个)	所占百分比数 (%)	累积百分比数 (%)
0.00	0	0	00
0.01	22	10	10
0.02	22	10	20
0.03	16	7.28	27.28
0.04	26	11.8	39.08
0.05	27	12.27	51.35
0.06	22	10	61.35
0.07	25	11.36	72.71
0.08	18	8.18	80.89
0.09	19	8.65	89.54
0.1	11	5.0	94.54
0.1 以上	12	5.46	100.00

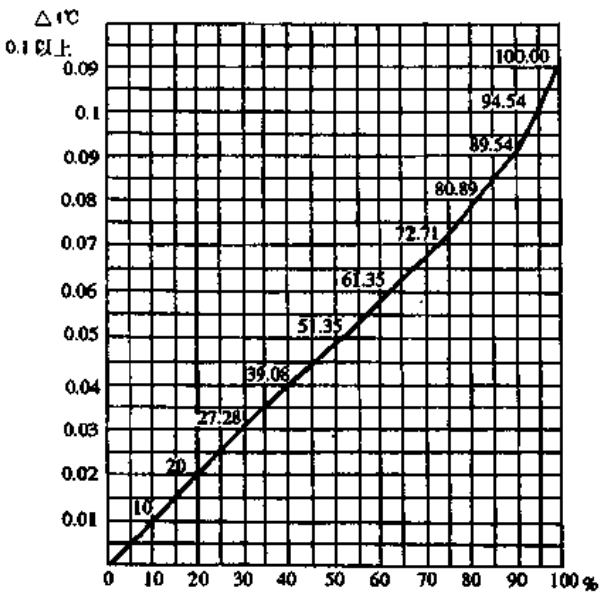


图 8-158 区域温差累积曲线图

3. 各环节自动调节系统调节过程参数

根据自动调节系统所测得的数据,应分别整理出各环节自动调节系统正常运行时调节品质指标。调节品质指标主要包括动态偏差、静态偏差和调节时间,并将其填入适当表格内,用以评价调节系统是否能达到运行调节要求。

4. 其他数据的整理

(1) 对于高精度的恒温恒湿系统,影响房间温度波动的因素除各工况点参数外,还有技术夹层、套间以及走廊的温度变化都将形成对空调房间温度的干扰,因此将它们温度变化情况整理成平均值和波动范围并填入一定的表格内,对分析空调房间内温度变化的因素是有益的。

(2) 空调系统在最不利条件下(如夏季的高温高湿天气和冬季的最低气温时间),为保证空调房间所要求的温度值时系统运行调节所需的冷量和热量与设计指标相比较,还需将供冷水温度,回水温度,空气加热器进、出口处的热水温度在最不利条件下所测得数据进行整理,并求出平均温度和波动范围,为以后的正确运行提供必要的依据。

(3) 选择室外最高温度(夏季)或最低温度(冬季)状态下所同时测出的其他各工况点参数,填入一定的表格,并将其作为绘制系统运行空气处理过程线的依据。

5. 绘制空调系统运行调节空气处理过程线

根据空调系统在运行中所测得有关数据在湿空气的焓(h)-湿(d)图上绘制空调系统运行调节的实际空气处理过程线,其目的在于将实际的空气处理过程与设计工况下的空气处理过程相比较,从中找出区别,分析造成差异的原因,以便在运行调节时注意和克服不利因素,保证空调系统的运行满足工艺条件的要求。

将空调系统在室外空气温度最高(夏季)或最低(冬季)状态下所同时测得的各工况点参数分别标在焓(h)-湿(d)图上,连结必要的状态点即为空调系统实际运行过程线。

获取更多资料

9 集中式空调系统的运行调节

9.1 空调系统的送风量

9.1.1 空调房间内的冷(热)负荷

前面已经提到了,空调的目的就是为了维持空调房间内(或房间内某一区域)的空气参数(温度、相对湿度、空气的流动速度以及空气的清洁程度等)在一定范围内。对于一个空调房间(或房间内的某一区域)内,总是存在着一些干扰因素,使房间(或房间内某一区域)内的空气温度、相对湿度、气流速度及气流流向和清洁程度发生变化。例如:由于在全年内四个季节气候周而复始的变化,即使在全天的24小时内,也会有阴、晴、雨(或雪)的变化。因此空调房间内的空气参数也要经受室外气温的波动和变化以及太阳辐射的大小的干扰,即室外气温的波动及太阳辐射热的变化都将直接影响到空调房间(或房间内某一区域内)空气状态参数(主要是空气温度和相对湿度)的变化。当室外空气温度高于(或低于)空调房间内的温度时,由于室内外空气存在温差,因此就会有热量通过空调房间的外墙(或内墙)、屋顶、地面,以及门、窗等围护结构进行热量的传递。空调运行调节的目的就是采取一定的措施来消除一切不利因素对空调房间内空气参数的影响,以维持空调房间内空气温度和相对湿度的相对恒定。

1. 空调房间内的温、湿度标准

空调根据所服务的对象不同,一般分为舒适性空调和工艺性空调。前者主要是从人体生活舒适角度来确定空调房间内的温、湿度标准,后者主要是为了满足工艺过程对环境的温、湿度的要求,同时兼顾人体生理要求而规定空调房间内的温度和湿度标准。

人体的舒适状态是由许多因素决定的。在较为恒定的体温情况下,人体的散热量必须和人体内新陈代谢过程中产生的热量相平衡,而新陈代谢产生的热量又主要

取决于人体的健康状况和劳动强度等。

人体的散热方式为:传导、对流、辐射和蒸发水分散热。通常人体散热量为,对流散热量占20%~30%,辐射散热量占40%~50%,蒸发散热量占20%~25%,传导散热占比例很小,一般可忽略不计。通常人体通过自身的生理调节机能来保持正常的体温。如果气温较低,皮肤温度下降,散热量就会减少;反之亦然。但此时人体表面的对流和辐射散热随着周围环境温度的提高而减少,当人体接受外界热量过多,体内多余热量将难以散发时,会在体内蓄存起来,导致体温的上升,人体因热平衡的破坏而生病。另一方面,在冷的气候条件下,人体散热增多,当人体温度降到27℃以下时就会有生命危险。

空气中相对湿度越高,空气中水蒸气分压力越大,人体的汗液就越不容易蒸发。因此增加室内空气的相对湿度,在高温时会增加空气对人体的热作用,在低温时,会因导热的增加而加剧空气对人体的冷作用。通过汗液的蒸发可以增加人体的散热量,在一定程度上补偿了人体对流和辐射散热量的减少,从而维持人体热平衡,但此时人体并不感到舒服。

人体周围的空气流动速度是影响人体对流和蒸发散热的主要因素之一,而周围表面温度又决定着人体辐射散热强度。

此外,人体的舒适感还与人的生活习惯、衣着以及年龄等因素有关。因此舒适性空调则根据人的生活习惯决定空调房间内的温度、相对湿度及空气的流动速度。我国舒适性空调室内设计参数见表9-1。1990年我国颁布实施的《办公楼建筑设计规范》JGJ67—1989和《旅馆建筑设计规范》JGJ62—1990对温湿度参数均作了规定,见表9-2和表9-3。

对于工艺性空调,室内设计空气参数则根据各种工艺条件的具体要求而定。是以保证工艺的正常进行和兼顾人体的舒适而制定的。工艺性空调各有关实例的室内参数要求见表9-4、表9-5。

表 9-1 民用建筑空调室内设计参数的推荐值

建筑类型 (房间名称)			夏 季			冬 季			新风量 (m ³ /h)	噪声声级 NC (dB)	空气中含尘量 (mg/m ³)				
			<i>v</i>	<i>φ</i>	<i>t</i>	<i>v</i>	<i>φ</i>	<i>t</i>							
			(m/s)	(%)	(℃)	(m/s)	(%)	(℃)							
旅游 旅馆	客 房	一级	0.25	55	24	0.15	50	24	100	30	0.15				
		二级		60	25		40	23	80	35	0.30				
		三级		65	25		30	22	60	35	0.30				
		四级		70	26		—	22	30	50					
	餐 厅、 宴会厅	一级	0.25	65	24	0.15	40	23	40m ³ /h·人	40	40	0.30			
		二级			25			21					25m ³ /h·人	40	0.30
		三级			25			21					18m ³ /h·人	50	
		四级			26			20							

(续表)

建筑类型 (房间名称)		夏季			冬季			新风量 (m ³ /h)	噪声声级 NC (dB)	空气中含尘量 (mg/m ³)		
		v	φ	t	v	φ	t					
		(m/s)	(%)	(℃)	(m/s)	(%)	(℃)					
旅 游 馆	会议室、 办公室、 接待室	一级	0.25	55	25	0.15	50	24	50m ³ /h·人 30m ³ /h·人	30	0.15	
		二级		60	26		40	23				
		三级		65	27		30	22				
		四级		70	27		—	22				
旅 游 馆	商店、 服务机构	一级	0.25	65	0.15	40	23	18m ³ /h·人	50	0.30		
		二级									24	21
		三级									25	20
		四级									26	20
旅 游 馆	门厅、 走道、 中庭、 四季厅	一级	0.30	65	0.30	30	20	走道、中庭、 四季厅为 18m ³ /h·人, 门 厅为0	40	0.30		
		二级							25		18	
		三级							26		17	
		四级							27		16	
旅 游 馆	美容、理发室	0.15	60	26	0.15	50	23	30m ³ /h·人	35	0.15		
	健身房	0.25	60	24	0.25	40	19	80m ³ /h·人	40	0.15		
	保龄球房	0.25	60	25	0.25	40	21	40m ³ /h·人	40	0.30		
	室内游泳池	0.15	65	26	0.15	50	24	30m ³ /h·人	40	0.15		
旅 游 馆	弹子房	0.25	60	27	0.25	40	22	30m ³ /h·人	40	0.15		
	舞厅、 酒吧	非跳舞时	0.15	60	26	0.15	40	25	18m ³ /h·人	40	0.30	
		跳舞时	0.15	65	23	0.15	50	18	40m ³ /h·人			
	餐厅、宴会厅 (非用餐时间)	0.15	60	25	0.15	40	21	18m ³ /h·人	40	0.30		
客房(晚间睡眠时)	0.15	60	26	0.15	50	22	分别减少 20m ³ /h	30	0.30			
公 寓	卧 室	高级	0.25	60	25	0.15	40	23	30m ³ /h·人	30	0.30	
		一般		70	26		—	22	20m ³ /h·人	35	0.30	
	起居室	高级	0.25	60	25	0.15	40	23	90m ³ /h·人	35	0.30	
		一般		70	26		—	22	70m ³ /h·人	40		
医 院	高级病房、CT 诊断	0.25	60	25	0.15	40	23	20m ³ /h·人	35	0.30		
	手术室	0.15	60	25	0.15	50	25	20m ³ /h·人	35			
大会堂、体育馆、展览厅	0.25	65	26	0.20	40	20	10m ³ /h·人	50				
办公大楼、银行	0.25	65	26	0.15	40	20	20m ³ /h·人	40				
商业中心、百货大楼、商场	0.25	70	27	0.25	35	18	10m ³ /h·人	55				
影剧院、剧院、候机厅	0.25	65	26	0.15	40	20	15m ³ /h·人	40				

表 9-2 旅馆建筑(JGJ62-1990)

参数	房间类型	一级建筑		二级建筑		三级建筑		四级建筑		五级建筑		六级建筑	
		夏	冬	夏	冬	夏	冬	夏	冬	夏	冬	夏	冬
温度(℃)	客 房	24~25	22	25~26	22	26~27	20	27~28	20	—	18	—	18
	餐 厅 宴会厅	24~25	22	24~25	22	26~27	20	26~27	20	—	18	—	18

(续表)

参数	房间类型	一级建筑		二级建筑		三级建筑		四级建筑		五级建筑		六级建筑	
		夏	冬	夏	冬	夏	冬	夏	冬	夏	冬	夏	冬
相对湿度(%)	客房	50~60	40~50	55~65	40~50	<65	≥40						
	餐厅 宴会厅	55~65	40~50	55~65	40~50	<65	≥40						
停留区风速 (m/s)	客房	≤0.25	≤0.15	≤0.25	≤0.15	≤0.25	≤0.15						
	餐厅 宴会厅	≤0.25	≤0.15	≤0.25	≤0.15								

表 9-3 办公楼建筑(JGJ67-1989)

房间名称	夏季		冬季	
	温度(℃)	相对湿度(%)	温度(℃)	相对湿度(%)
一般办公室	26~28	<65	18~20	不规定
高级办公室	24~27	<60	20~22	≥35%
会议室、接待室	25~27	<65	16~18	不规定
电话总机房	25~27	<65	18~18	不规定
计算机房	24~28	≤60	18~20	不规定
复印机房	24~28	≤55	18~20	不规定

表 9-4 电子工业部分工作间内空气温湿度基数及允许波动范围

工作间名称	空气温度基数及其允许波动范围(℃)		空气相对湿度范围(%)	备注
	夏季	冬季		
1. 无线电元件工厂 电解电容器、薄膜电容器车间	≥26~28	16~18	40~60	这些车间主要是控制室内空气的含湿量
2. 仓库 密封性成品 非密封性成品	≥28	≤5	≥70 ≥70	
3. 无线电整机工厂 部装车间的密封焊接间 部装车间的精密部件装配间 总装车间的测试间 成品包装间 精密铸造的制模及涂料间	25±½ 20±5 20±5 23±½ 18~25	16~18 16~18 16~18 16~18 18~25	50±10 50±10 60±10 60±10 50±10	
4. 厂仪器室 仪器校准室 仪器储存室 电气测量实验室	20±2 25±½ 20±1	20±2 16~18	50±10 50±10 50±10	
5. 半导体器件工厂 精缩间 翻版间 光刻间 扩散间 蒸发、钝化 外延	22±1 22±1 22±1 23±5 23±5 23±5	22±1 22±1 22±1 23±5 23±5 23±5	50~60 50~60 50~60 60~70 60~70 60~70	有很高的净化要求

(续表)

工作间名称	空气温度基数及其允许波动范围(℃)		空气相对湿度范围(%)	备注
	夏季	冬季		
6. 电真空器件工厂				
黑白显像管涂屏间	25±1	25±1	60~70	
装架间	24±2	22±2	60~70	
热操作间	<30		<70	
阴极、热丝涂覆	24±2	22±2	50~60	

表 9-5 电子计算机房空气温湿度要求

房间名称	空气温度(℃)		空气相对湿度(%)	备注
	夏季	冬季		
电子计算机房	20~28±1~2 26±1~2	20~22±1~2	50±10	磁盘、磁鼓机室对净化有较高的要求
辅助房间				
卡片、磁带、纸带贮存	18~24	18左右	40~60	
穿孔机室	23~26	21~23	40~60	
磁鼓磁带室	10~32		40~60	

2. 空调房间内的冷(热)负荷

空调房间的送风量,一般是按夏季室内冷负荷确定的,这主要是因为按夏季冷负荷所计算的送风量比冬季大,同时夏季向空调系统供冷所需的设备投资比冬季向房间供热所需设备投资大得多。

空调房间的得热量是指房间在某一时间内进入房间的总热量。这些来自于室内外温差引起的传热量,由于太阳辐射而进入房间的热量以及室内照明、人员、设备的发热等。得热量按是否随时间变化分为稳定得热和瞬变得热,按其性质又可分为显热得热和潜热得热。而显热又包括以对流方式和辐射两种方式传递的得热。

空调房间的冷负荷则是指为了连续保持室温的稳定,在某时刻需要向房间提供的冷量或从室内排除的热量。

在空调房间的瞬时得热中,以对流方式传递的显热得热和潜热得热部分,直接放散到房间内的空气中,则立即构成房间的瞬时冷负荷,而显热得热中借助辐射方式传递的得热量,首先投射到具有蓄热性能的房间围护结构和室内的家具等物体上,并被它们所吸收,只有当这些围护结构和家具等室内物体表面因吸热而温度升高到高于室内空气温度后,所蓄存的一部分热量再以对流方式逐渐放出,对室内空气进行加热而成为房间的滞后冷负荷,另一部分被围护结构所蓄存。因此,空调的冷负荷为这两部分冷负荷之和。

(1) 空调房间的建筑冷负荷。空调房间的建筑冷负荷主要是由空调房间的围护结构得热量形成的冷负荷,它包括:

1) 空调房间的外墙、屋顶、地面、门(包括与其相邻的非空调房间的隔墙、内门等)由于内外温差所造成的传热得热形成的冷负荷。

2) 通过空调房间的外窗而进入室内的温差传热和辐射得热所形成的冷负荷。

(2) 空调房间的室内冷负荷。空调房间的室内冷负

荷包括:

- 1) 室内人员散热形成的冷负荷。
- 2) 室内照明散热形成的冷负荷。
- 3) 室内设备、器具及其他室内热源散热形成的冷负荷。
- 4) 室内物料散热所形成的冷负荷。
- 5) 由空调房间的门、窗缝隙渗入空气散热所形成的冷负荷。

6) 伴随各种散热过程产生的潜热所形成的冷负荷。综上所述,空调房间的冷负荷为(1)、(2)两项之和。

3. 空调房间内的湿负荷

空调房间内的湿负荷主要由以下几项构成:

- (1) 空调房间内人员的散湿量。
- (2) 室外空气经空调房间门、窗缝隙进入室内空气中的湿量。
- (3) 室内工艺过程的散湿量。
- (4) 各种潮湿表面、液面或液流的散湿量。
- (5) 食品或其他物料的散湿量。
- (6) 设备的散湿量。

4. 空调系统的冷负荷

空调系统的冷负荷由以下各项组成:

- (1) 空调房间的冷负荷。
- (2) 空调系统中处理新风的冷负荷。
- (3) 风系统通过送回风管和送回风机产生温升引起的附加冷负荷。
- (4) 制冷装置的附加冷负荷。
- (5) 水系统通过水管、水泵、水箱产生的附加冷负荷。

5. 民用建筑空调系统的夏季冷负荷

空调系统夏季冷负荷的计算是一项繁杂、且工作量较大的事,作为一个空调运行管理人员一般并不需要也无必要去做详细的计算。但有时为了核算制冷系统的产

冷量与空调系统是否相匹配,也要对空调房间及空调系统的冷负荷做一概略的计算或估算。

对空调系统冷负荷的估算有以下方法:

(1) 空调系统冷负荷的面积法。根据国内已有的一些空调工程单位面积冷负荷套用,按空调的建筑面积进行计算,国内部分建筑空调冷负荷设计指标见表 9-6,也可采用下面方法。

以旅馆为基础,对其他建筑物乘以修正系数 β

旅馆	81~93W/2m ²	办公楼	$\beta=1.2$
图书馆	$\beta=0.5$ (按总面积)		
商店	$\beta=0.8$ (只含营业厅空调)		
	$\beta=1.5$ (全部空调)		
体育馆	$\beta=3.0$ (按比赛馆面积)		
	$\beta=1.5$ (按总建筑面积)		
大会堂	$\beta=2.0\sim 2.5$		
影剧院	$\beta=1.2$ (电影厅空调)		
	$\beta=1.5\sim 1.6$ (大剧院)		
医院	$\beta=0.8\sim 1.0$		

表 9-6 国内部分建筑空调冷负荷设计指标的统计值

序号	建筑类型及房间名称	冷负荷指标 (W/m ²)
1	旅游、旅馆:客房(标准房)	80~110
2	酒吧、咖啡	160~180
3	西餐厅	160~200
4	中餐厅、宴会厅	180~350
5	商店、小卖部	100~160
6	中厅、接待	90~120
7	小会议室(允许少量吸烟)	200~300
8	大会议室(不允许吸烟)	180~280
9	理发、美容	120~180
10	健身房、保龄球	100~200
11	弹子房	90~120
12	室内游泳池	200~350
13	舞厅(交谊舞)	200~250
14	舞厅(迪斯科)	250~350
15	办公	90~120
16	医院、高级病房	80~110
17	一般手术室	100~150
18	洁净手术室	300~500
19	X光、CT、超诊断	120~150
20	商场、百货大楼、营业室	150~250
21	影剧院:观众席	180~350
22	休息厅(允许吸烟)	300~400
23	化妆室	90~120
24	体育馆:比赛馆	120~250
25	观众休息厅(允许吸烟)	300~400
26	贵宾室	100~120
27	展览厅、陈列室	130~200
28	会堂、报告厅	150~200
29	图书阅览	75~100
30	科研、办公	90~140
31	公寓、住宅	80~90
32	餐馆	00~350

注:建筑物总面积 $F < 5000\text{m}^2$ 时,取上限值, $F > 10000\text{m}^2$ 时取下限值。

按上述指标确定的冷负荷即为制冷机容量。这样,空调系统的冷负荷就等于空调房间的建筑面积乘以单位面积冷负荷指标即可。

(2) 以空调房间的冷负荷为基础的系统冷负荷法。建筑物空调系统的冷负荷为:

$$Q_L = (Q_w + 116n) \times 1.5(W) \quad (9-1)$$

式中 Q_w ——空调房间建筑冷负荷(W);

n ——空调房间内总人数。

9.1.2 空调房间的送风量和送风状态点的确定

1. 空调房间的送风量

前面我们已经提到:在空调房间室内与室外存在温度差和含湿量差时,就会不断地产生内外的热量传递,使空调房间内的空气状态遭到破坏,即使室内的温度、相对湿度发生改变。为了维持一定的室内空气状态,满足人们生活和生产的需要,必须将一定状态的空气连续地送入室内以消除由于各种原因所产生的干扰因素,来维持室内空气参数于一定范围内。

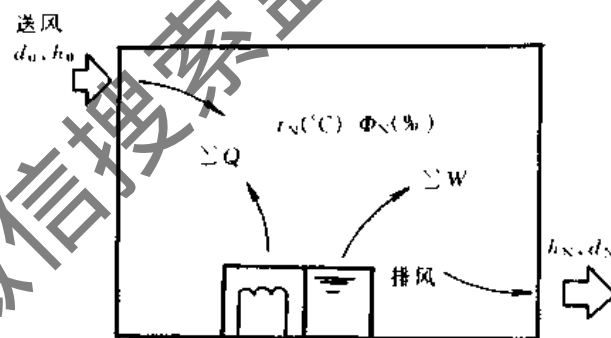


图 9-1 空调房间内的热湿平衡

图 9-1 表示一个空调房间送、排风示意图。我们假定空调房间内要求的空气参数为: t_N, d_N, h_N , 送入房间内的空气参数为 h_0, d_0 , 送风量为 $G(\text{kg/h})$, 室内的冷负荷为 $\Sigma Q_L(\text{kW})$, 散入室内的湿量为 $W(\text{kg/h})$ 。送入室内的空气吸收室内的余热和余湿后排出室外, 因此有:

$$Gh_0 + Q_L = Gh_N \quad (9-2)$$

或
$$h_N - h_0 = \frac{Q_L}{G} \quad (9-3)$$

由于送入室内的风量同时吸收室内的余热和余湿, 所以:

$$G = \frac{Q_L}{h_N - h_0} = \frac{W}{d_N - d_0} \quad (9-4)$$

或
$$\frac{Q_L}{W} = \frac{h_N - h_0}{d_N - d_0} = \epsilon \quad (9-5)$$

状态参数为 h_0, d_0 的空气, 送入空调房间后将吸收室内的余热 Q_L 和余湿 W 将会沿空调房间内的热湿比线 ϵ 变化至室内空气状态点 N 。由式(9-3)可看出, 在空调房间内参数 t_N, h_N, d_N 为一定值(即室内状态点不变时), 送风量 G 和送风状态点参数 h_0, d_0, t_0 可以有一系列的组合, 即送风状态点可沿空调房间内的热湿比线 ϵ 移动, 且 $h_0(d_0, t_0)$ 的大小取决于送风量 G 的大小。送

相同的送风量,只是改变送风状态点 O 在焓(h)-湿(d)图上的位置。

9.1.3 空调系统中的新风量

对于一个空调系统,为了消除空调房间内的余热和余湿,必须连续地向房间内送入一定参数的空气(风量)。一般情况下(除空调房间内产生有毒有害或易燃易爆气体外),送风空气量应由室内循环空气和室外新风组成。在空调的全年运行中,为了最大限度地节省运行费用,减少能量消耗,一般尽量减少新风的使用量。而在过渡季,尤其在室外空气状态参数(主要是温度和相对湿度)接近空调系统的送风状态点参数时,希望尽可能多的使用新风,甚至全部使用新风运行。

给空调房间送入必需的新风量,是保证室内工作人员身体健康的必要措施,如果空调系统送入的新风量不足,那么室内工作人员的患病率将会明显增加,这是实践证明过的。空调系统中究竟有多少新风为适宜呢?国家对民用空调房间所需最小新风量规定如表 9-8 所示。

表 9-8 民用建筑空调房间最小新风量

房间名称	每人最小新风量 (m ³ /h)	吸烟情况
影剧院、博物馆、体育馆、商店	8	无
办公室、图书馆、会议室、餐厅、舞厅、医院门诊部和普通病房	17	无
旅馆客房	30	少量

对于工业性工艺空调系统,空调房间内每个工作人员所需新风量不小于 30m³/h;如果室内有排风系统,则空调系统新风量不小于局部排风量。因此对于工业性空调系统,房间所需新风量为三者之中最大者。

9.2 空气温度与湿度之间的关系

对于一般的空调系统,其性能好环主要是考核系统在运行中能否保证各空调房间内达到设计所规定温度、相对湿度、气流速度及空气的洁净度指标。至于空气在处理过程中所发生的变化,一般来讲是比较复杂的,尤其在全天 24 小时的运行中空气状态是在不断地发生着变化的。我们在使用湿空气的焓(h)-湿(d)图尽管比较方便,但在空调的实际运行中一般只注意空调房间内温度和相对湿度是否满足要求,对于空气在处理过程中的内在变化(如空气的焓值、含湿量等)一般不太注意。有时使用空气的 $h-d$ 图就显得有些繁杂。因此在空调的实际运行中,只要了解空气的温度 t 、相对湿度 ϕ 和水蒸气的分压力三者之间的关系并进行控制,就能较好地满足室内的要求。

由空气的 $h-d$ 图可知,当空调房间内(或系统送风)状态点确定后,那么该状态点的水蒸气分压力也就确定了。例如在图 9-4 中, A 状态的空气参数 $t_A = 20^\circ\text{C}$, $\phi_A = 40\%$ 时,有 $t_{AS} = 12.6^\circ\text{C}$ 和 $t_{AL} = 6.2^\circ\text{C}$, $d_A = 5.9\text{g}/\text{kg}$, 此时 A 状态点的水蒸气分压力 $p_q = 8.2 \times 10^2 \text{Pa}$ 。(注:大气压为 $993.25 \times 10^3 \text{Pa}$, 即 745mmHg)。

我们知道,只要知道了空气的任意两个状态参数,就

可以在空气 $h-d$ 图上确定空气状态点的位置。由热力学可知: $d = 622 \times \frac{p_q}{B - p_q}$, 即当大气压力 B 为一定值时,空气的含湿量 d 取决于空气中水蒸气分压力大小。由此可认为:控制空气中水蒸气分压力其实质就是控制了空气的含湿量,在干球温度一定时,也就是控制了空气的相对湿度。如果在空调系统的运行中,能够控制空气的干球温度和水蒸气分压力也就可以控制空气状态点不会发生偏移,即可保证在此点的空气相对湿度等不变,也就达到了运行调节的目的。

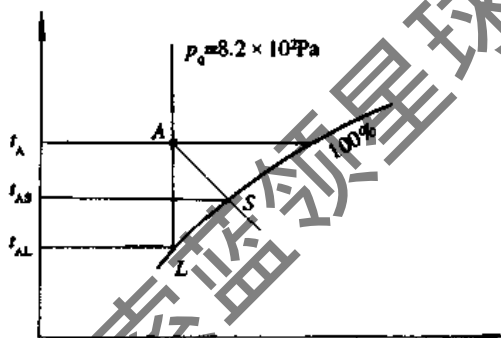


图 9-4 空气的水蒸气分压力与含湿量

因此在空调的实际运行中,只要掌握住空气温度 t 、相对湿度 ϕ 和水蒸气分压力 p_q 三者之间的关系,就能比较准确地保证室内要求的参数。将 t 、 ϕ 、 p_q 之间的关系绘制成图,对运行控制就更为有利。如图 9-5 所示即为三

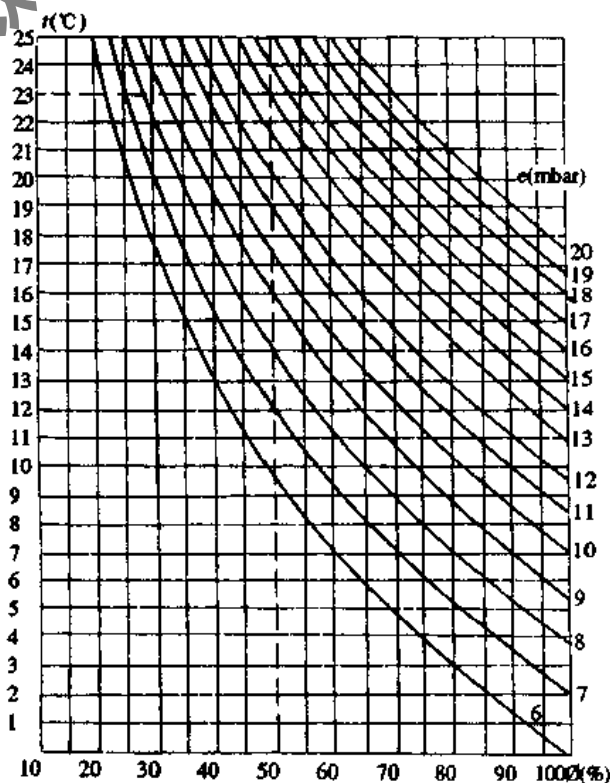


图 9-5 温度(t)相对湿度(ϕ)与水蒸气分压力(p_q)之关系

者关系图。

(1) 当空气水蒸气分压力 p_q 不变时, 空气的温度 t 愈低, 相对湿度 ϕ 就愈大; 反之, 空气温度 t 愈高, 相对湿度 ϕ 愈小。如空气中的水蒸气分压力 $p_q = 14 \times 10^2 \text{ Pa}$ 时, 当空气的温度 $t = 12^\circ\text{C}$ 时, 空气处于饱和状态, 即相对湿度 $\phi = 100\%$; 而当空气温度 $t = 23^\circ\text{C}$ 时, 空气的相对湿度 $\phi = 50\%$ 。如果空气中的水蒸气分压力 p_q 和其温度 t 保持不变, 则此时空气的相对湿度 ϕ 即为一确定值而保持不变。

(2) 当空气的相对湿度 ϕ 保持不变, 空气的温度 t 愈低, 空气中的水蒸气分压力 p_q 也就愈小, 反之, 空气温度愈高, 空气中的水蒸气分压力 p_q 也就愈大。如空气相对湿度 $\phi = 50\%$, 当其温度 $t = 10^\circ\text{C}$ 时, 其水蒸气分压力 $p_q = 6.2 \times 10^2 \text{ Pa}$; 而当空气温度升高到 20°C 时, 则其空气中的水蒸气分压力 $p_q = 11.8 \times 10^2 \text{ Pa}$ 。

(3) 如果空气的温度 t 保持不变, 则空气中的水蒸气分压力 p_q 愈大, 空气的相对湿度也就愈高; 反之, 空气中的水蒸气分压力 p_q 愈小, 则空气的相对湿度也愈低。如在空气温度为 23°C 的条件下, 当其水蒸气分压力 $p_q = 20 \times 10^2 \text{ Pa}$ 时, 空气的相对湿度 $\phi = 71\%$; 而当其水蒸气分压力 $= 14 \times 10^2 \text{ Pa}$ 时, 则空气的相对湿度 $\phi = 50\%$ 。因此在空调系统的运行中, 空调房间内的空气温度 t_N 为一定值时, 要保证空调房间内的相对湿度相对恒定, 则只要控制空调房间内空气的水蒸气分压力 p_q 稳定在某一确定值就可以了。我们知道, 空气在其状态的变化过程中, 如空气的等温加湿, 等湿升温, 干燥冷却等, 其状态参数: 空气温度 t , 相对湿度 ϕ 和其水蒸气分压力三者之间, 只要其中有两个参数固定不变, 则其另一个参数也就固定了。因此对于空调房间来讲, 房间内温度 t , 相对湿度 ϕ 相对稳定, 房间内水蒸气分压力也就相对固定了。同样道理, 对其他参数的控制也是如此进行。

9.3 空调运行图

前面已提到, 空调房间的送风量是按夏季室外最不利情况下计算出来的。但在空调的全年运行中, 处于空调房间最大冷负荷的时间毕竟是很短的, 而在大部分时间内, 由于天气的变化及室内工作人员的增减, 设备使用的多少及室内照明灯具开启的数量等都导致了空调房间内冷(热)负荷及湿负荷的变化。因此对于全年运行的空调系统并非都能按设计要求条件来运行调节。所以对空调运行管理人员来说, 如何根据实际情况采用不同的运行调节方案, 做到既能满足空调房间所要求的参数又能节能则是一项重要任务。

一般采用的调节方法为:

(1) 根据室外空气的温、湿度及室内余湿量, 调节喷水室的喷雾状态或通过水冷式表面冷却器内的冷水温度及冷水量, 或调节干蒸汽加湿器的加湿量或者控制新、回风比例及一次加热器的加热量以控制空调系统送风状态点的含湿量或水蒸气分压力, 从而保证空调房间内相对湿度。

(2) 根据室内散热状况和室外空气温度调节二次加

热器的加热量或二次回风量, 控制系统的送风温度, 有的还需调节空调系统的末端加热器(精加热器, 又称三次加热器)的加热量, 从而保证空调房间内温度。

(3) 对于变风量空调系统, 可根据室内外温、湿度条件在转换季节运行方式基础上, 改变空调房间的送风量来调节室内参数。

由于室内余热、余湿和室外气象条件是在时刻变化的。因此在空调的具体运行中, 要制定出既能满足空调房间状态参数的要求, 又能节省能量降低运行费用的合理方案, 则必须根据当地的实际气象条件, 把室内外各有关参数有机的联系起来, 以直观的方法将各自的变化曲线绘制在一张图上。根据关系图便可比较容易地确定供热、供冷的时间区间, 选择合理的运行方案或最佳运行方式。如图 9-6 就是空调运行管理者根据当地的具体条件和自己积累的运行经验编制出的一种全年运行图。它把室外空气的温度、送风参数以及室内要求等空调运行需要掌握的参数, 按月份绘制在同一张图上, 利用该图就可以比较方便地确定出一年不同时间的运行调节方法。

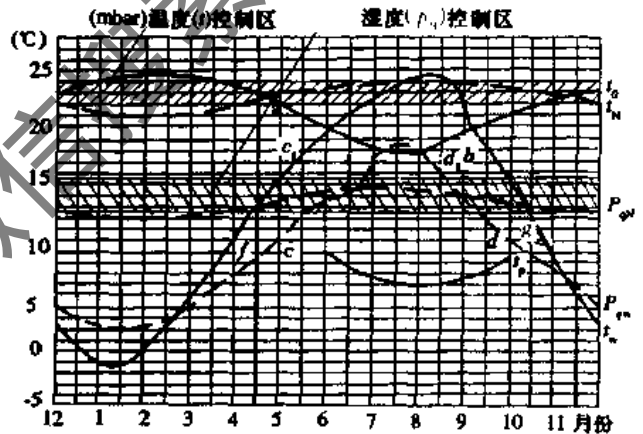


图 9-6 空调系统运行图

t_0, t_N, t_w —分别为送风、回风、室外温度;
 p_{qN}, p_{qw} —分别为回风、室外水蒸气分压力

图中纵坐标表示温度 t 和水蒸气分压力 p_q , 横坐标表示月份。图内几条曲线均根据编制者几年每天运行记录绘制。图上表示的房间恒温恒湿参数为: $t_N = 23 \pm 1^\circ\text{C}$, $\phi_N = 50 \pm 5\%$ (图内绘出的湿度要求是 23°C 时相对应的 $\phi = 45\% \sim 55\%$ 的水蒸气分压力 $p_q = 14 \pm 1.5 \text{ mbar}$ 。如按 $22 \sim 24^\circ\text{C}$ 均保证 ϕ_N 在 $55\% \sim 45\%$ 范围内, 那么 p_q 应为 $14 \pm 0.6 \text{ mbar}$)。图中没有绘出送风状态水蒸气分压力曲线, 这是因为该图表示的是“非”产湿车间。对于精密机械加工、精密仪表装配以及许多工业部门, 车间余湿量非常小, 所以可认为送风含湿量就是车间保持恒湿要求的水气量, 可把室内要求湿度范围作为送风控制温度, 这种车间可称之为“非”产湿车间。如果产湿量比较大, 可以记录绘出送风状态的水蒸气分压力曲线。

利用送风温度曲线(t_0 线)可以确定不同月份送风温度的控制范围, 利用回风温、湿度曲线(t_N, p_{qN} 线)和室

外温、湿度曲线(t_w, ϕ_w)线,可以确定出新、回风的混合状态,利用喷水温度曲线(t_p 线),可以确定出在使用冷冻水期间,不同月份所需要的冷冻水温度。

1. 对于直流式(即全新风的)空调系统

(1) 当室外气温 t_w 在 a 点(六月初)到 b 点(九月初)这段时间内,高于系统的送风温度 t_0 。因此,空调系统必须采用喷水室或水冷式表面冷却器对空气进行降温处理。在 ab 区间以外均为加热过程。

从室外水蒸气分压力曲线 p_{qw} 可看出, G 点(六月下旬)到 d_1 点(八月下旬)这段时间内,室外水蒸气分压力 p_{qw} 高于空调房间内湿度要求的水蒸气分压力 p_{qN} , 因此空调系统在这段时间内运行时,应采用喷水室或水冷式表面冷却器调节供水温度和供水量进行去湿处理。

因此,空调系统在运行中由于存在着空气温度和相

对湿度的关联性,在既要保证空调房间内的温度,又要保证其相对湿度,所以在这段时间内空调系统在运行调节中既要采用喷水处理或水冷式表面冷却器处理空气,又要保证空调系统的机器露点的稳定,冷水温度可根据供水曲线进行选择。

(2) 从室外湿度的变化情况,在 c 点(五月中旬)到 a 点(六月上旬)和 b 点(九月初)到 d 点(九月中)这段时间内,湿度在室内湿度范围内波动,且室外温度低于空调系统的送风温度。因此,空调系统在运行中,只须对新风进行加热处理后送入室内即可。

(3) 除上述区间(五月中到九月中)以外的时间里,均为加热加湿的处理过程。

以上三种空气处理方式的过程及过程线如图9-7所示。

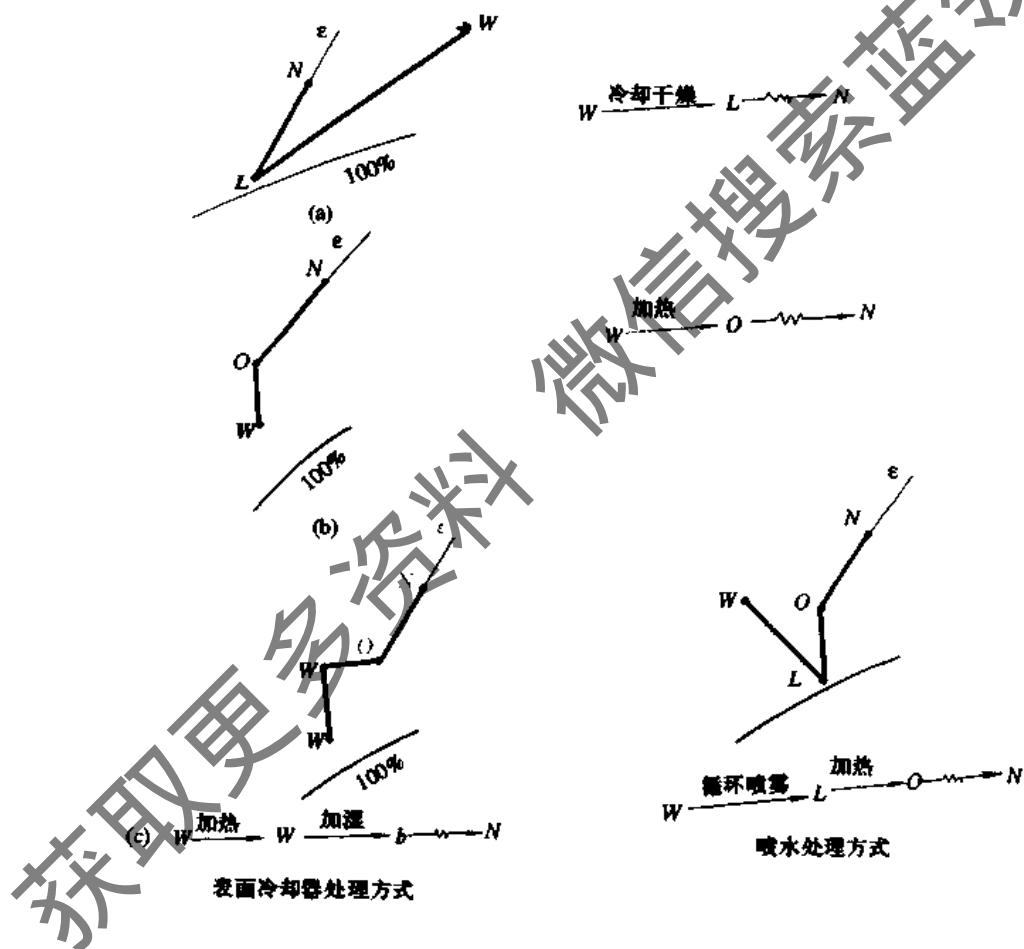


图 9-7 直流式空调系统空气处理过程

2. 可调新风的一、二次循环的空调系统

(1) 从六月到九月上旬,其空气的处理方式与直流式系统的第一种情况相同,即采用供冷水的降温去湿过程,其不同点是调节新风与一次回风的比例,一般此时采用允许的最小新风,以降低降温去湿处理前的空气温度,节省冷量的消耗,降低运行费用。当室外温度 t_w 高于回风温度时,一般采用最小新风和最大回风比,当室外空气温度 t_w 低于室内温度 t_N 时,则应调节新风比例,以提

高新、回风的混合温度,甚至采用全新风运行,其处理过程如图9-8所示。

(2) f 点(四月中)—— a 点(六月初)和 b 点(九月上旬)—— g 点(十月中旬)在空调系统的运行中,可停止供冷,则调节新风回风比例,使送风含湿量(或水蒸气分压力)在要求范围内,用二次加热调节送风温度,但系统的新风量不得小于空调系统所要求的最小新风量。如图9-9所示。

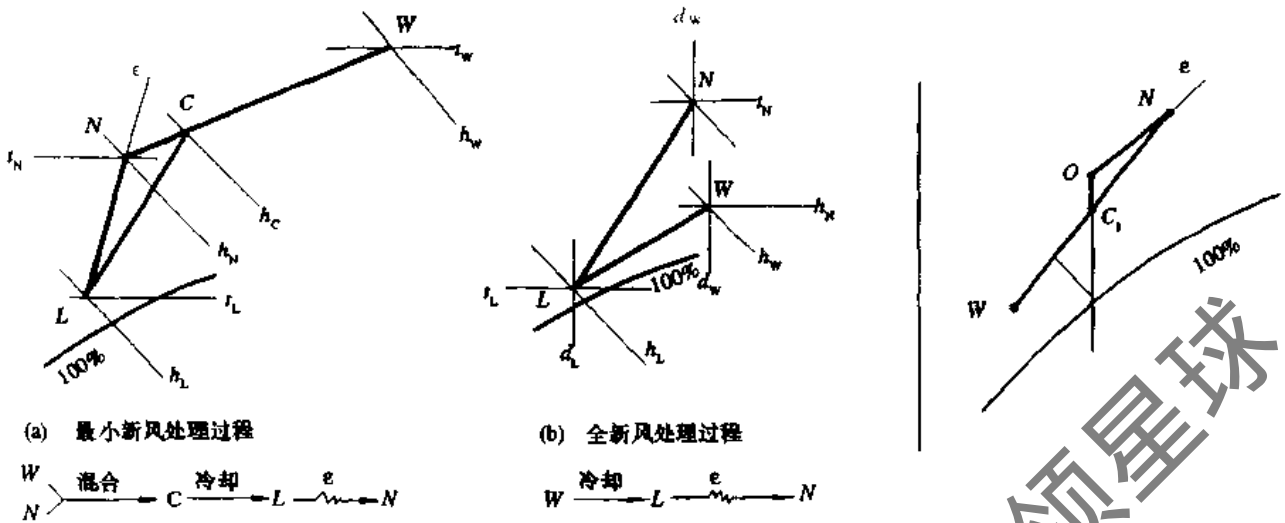


图 9-8 空气的降温去湿处理过程

图 9-9 调节新风回风比例保证相对湿度

(3) 在其余时间内(四月中旬以前、十月中旬以后)空气的处理均为加热加湿处理过程,即通过喷循环水或喷干蒸气加湿以保证送风空气状态的水蒸气分压力,调

节二次加热量或二次回风量来保证送风温度,同时调节新风回风比以节省热量的消耗。其处理过程及处理过程线如图9-10和图9-11所示。

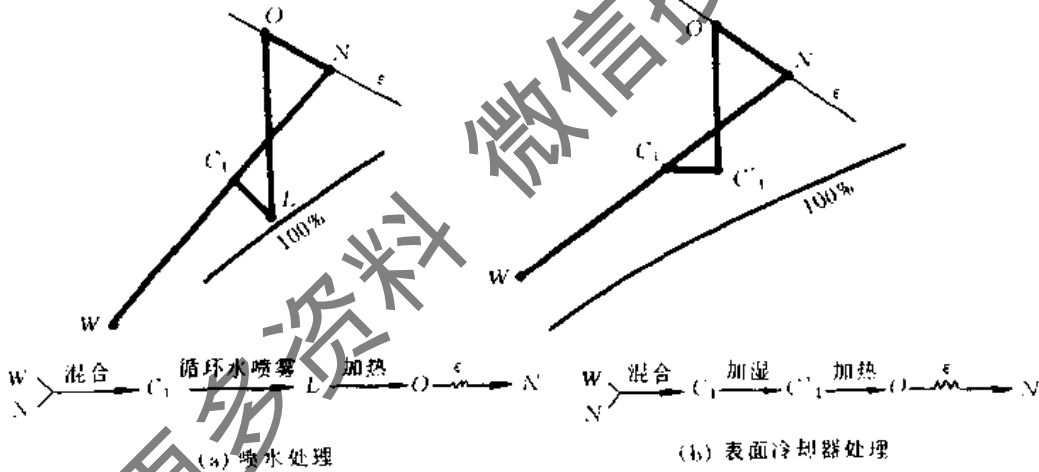


图 9-10 空气的加热加湿处理

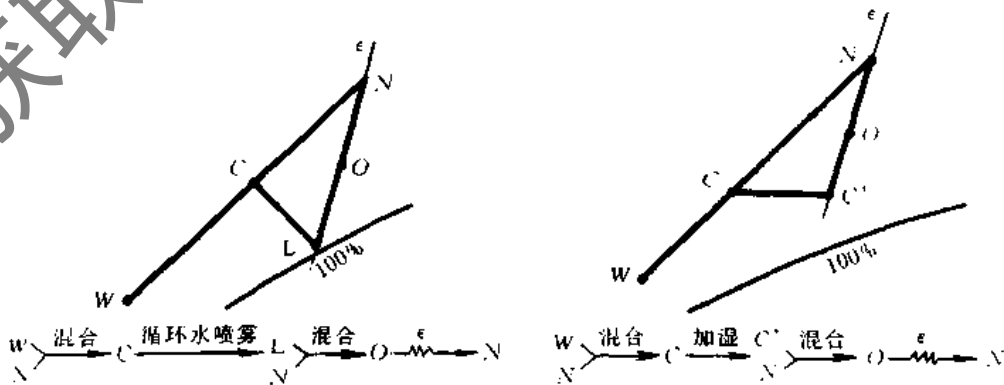


图 9-11 空调的二次回风调节

3. 对于定新风的一、二次回风空调系统

在一些净化空调系统中,由于净化房间有一定的正压要求,常采用补充新风的方法来解决。即为定新风的一、二次回风空调系统。在净化空调系统的运行调节过程中,由于所补充的室外新风中含尘量比较大,因此采用按工艺和卫生要求以补充排风及保证室内正压要求的新风量。这一新风量基本为一定值。因而这种空调系统的运行调节在保证系统总送、回风量不变情况下采用调节一、二次回风的比例来调节系统的送风状态点,以达到满足室内要求的温湿度。

因此,我们认为空调系统的年运行图对于大体上制定运行方案,选择运行工况是比较有利的。但是由于室外气象条件的千变万化,即使在一天之内室外的气温和相对湿度的变化也是极大的,就是使用如图 9-6 那样的全年运行图也无法确定一天内的运行方案。如果能绘制出一天 24 小时内的当地气象变化图,根据 24 小时内室外温度和相对湿度的变化情况,来制定运行调节方案则更为方便。这就需要空调运行人员根据数年或更长时间的对室外气象资料的统计,进行数理统计、分析和整理,找出规律来指导运行。某单位的空调运行管理人员根据多年测定的室外气象资料进行整理和分析发现,室外全天平均水蒸气分压力 \bar{p}_q 与早上 8:00 时的室外温度 t_{w8} 有一定关系,图 9-12 就是他们根据所测定资料整理出白天(8~18 时)全天平均水蒸气分压力 \bar{p}_{qw} 同早上 8:00 室外气温的关系图。利用该图,只要知道早上 8:00 的室外气温 t_{w8} 就可以比较准确地(上下偏差在 1.5mbar 以内)查出当天平均水蒸气分压力 \bar{p}_{qw} 。例如,已知早上 8:00 室外温度 $t_{w8} = 10^\circ\text{C}$,查图可知全天平均水蒸气分压力 $\bar{p}_q = 11.2\text{mbar}$ 。在当天的空调系统运行中,即可将 \bar{p}_{qw} 与系统送风状态点(或空调房间内空气状态点)的水蒸气分压力进行比较,以确定对空气的处理方式。

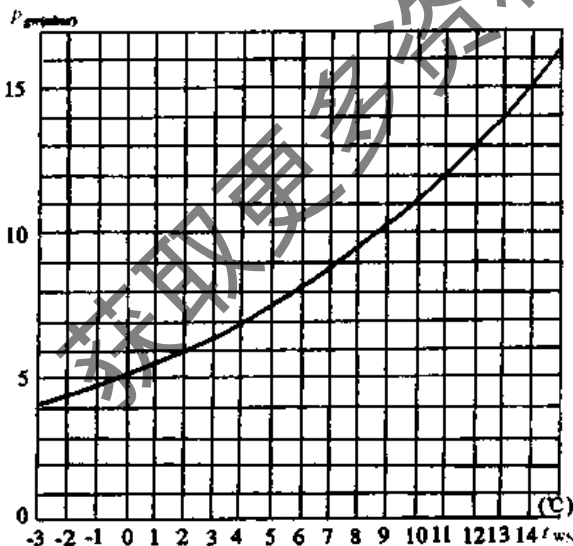


图 9-12 室外白天平均水蒸气分压力与 8 时室外温度(t_{w8})关系图

9.4 利用焓(h)-湿(d)图进行空调运行分析

对于一个处于运行状态的空调系统,由于室内外的各种条件每时每刻都在发生着变化,因此空调系统中的各个调节,执行机构均在频繁地进行着调整,以满足空调房间对空气参数的要求。

9.4.1 室外空气状态变化时的运行调节

室外空气状态的变化可以引起送风状态的变化和空调房间内冷负荷的变化,这两种变化均会影响空调房间内的空气状态参数。为讨论问题的方便,设定下面条件:

(1) 空调房间的室内冷负荷(即工作人员的多少,运转设备的台数、电热设备以及照明灯具开启的数量等)保持不变。

(2) 空调房间在全年的使用中所要求的空气状态参数,温度 t_N ,相对湿度 ϕ_N 均为一定值。

(3) 空调系统在全年运行中其送风状态(t_0, h_0, d_0)和送风量不变。

空气的焓值是以空气所具有的热量多少为标志,因此在进行空调运行的分析中,将空气的焓(h)值作为其状态的一个指标是比较方便的。

室外空气状态的变化主要从两个方面来影响室内的空气状态参数。一方面是当空气处理设备如果不能做相应的调整时,将会引起空调系统送风状态点的改变,从而造成空调房间内空气状态参数的波动;另一方面,由于室外空气参数的变化,引起空调房间内热、湿负荷的变化,导致室内空气状态参数的波动。

尽管空调房间室内的热、湿负荷保持不变,但由于室外空气的温、湿度在全年中随着季节和天气情况的变化而导致空调房间热、湿负荷的变化,从而使空调房间的热湿比 ϵ 也在变化。室外空气参数在全年的变化中,当室内温度 t_N 大于室外温度,即空调系统处于冬季运行状态时,由空调房间室内外温差的作用,空调房间将失去一部分热量,使其热湿比 $\epsilon < 0$;当室内温度 t_N 小于室外空气温度时,在室内外温差的作用下,空调房间将获得一部分热量,使其热湿比 $\epsilon > 0$ 。

图 9-13 为在室外设计空气参数下的一次回风空调系统的流程及冬夏季的处理工况。按照室外空气状态全年的变化情况,将全年室外空气状态所处的位置划分为四个区域,即四个工况区,按照全年室外空气状态所处的四个区域,空调系统的运行调节分为四个阶段。

设 h_{wx}, h_N, h_L, h_{wf} 和 h_{wi} 分别为夏季室外空气状态点、空调房间室内状态点,空调系统机器露点及冬季室外空气经一次加热后的状态点和冬季室外空气状态点的焓值,它们的等焓线将全年室外空气状态点出现的区域分为 I、II、III、IV 四个部分。如图 9-13 所示。即空气处理的四个工况区。下面分析在室外空气状态点位于每个工况区内时的空气处理方法。

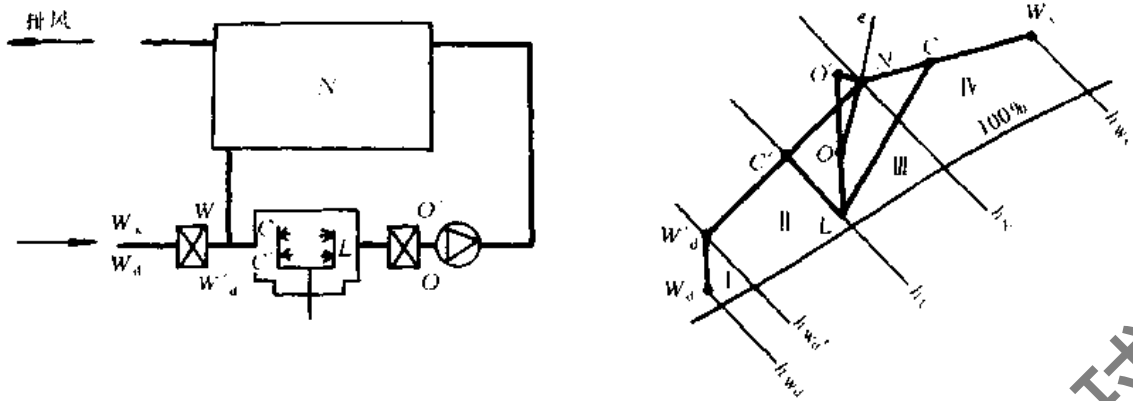


图 9-13 一次回风式空调系统的空气处理过程

(1) 第一区域(即第一工况)运行调节方法。当室外空气状态点出现在第一区域时,则有 $h_{w1} \leq h_{wd}$, 在此条件下运行时将采用最小新风的方法,同时开启系统的一次加热器(即空气预热器),将新风处理至 W_d' 点,经过预

热的新风与一次回风(属于固定新风回风比)混合后达到 C' 点,一次混合后的空气经循环水喷雾后处理至系统机器露点 L ,再经二次加热器加热将空气处理至送风状态点 O' 后送入室内。该处理过程如图 9-14 所示。

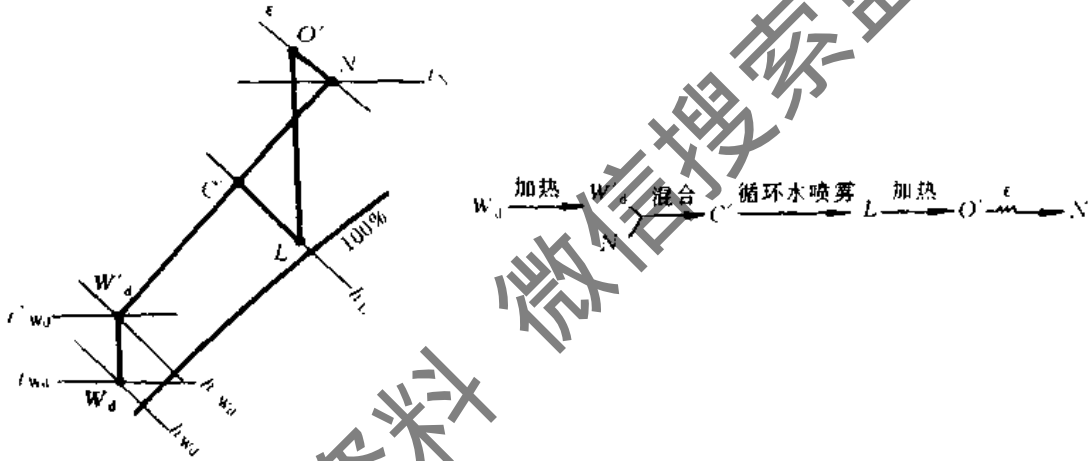


图 9-14 室外空气状态点处于第 I 工况区的处理过程

在冬季运行中,随着室外空气温度 t_{wd} 的不断升高,不断地减少一次加热器的加热量,直至室外空气温度等于 t_{wd} 时,可关闭一次加热器。

(2) 第二区域(即第二工况)的运行调节方法。随着天气的变化,当室外空气状态点位于第二工况区时,则有 $h_w < h_{w'} < h_L$, 所以此时可调节空调系统的新、回风比例,使其混合状态点 C'' 位于 h_L 的等焓线上,而后进行循环水喷淋处理使之达到机器露点 L ,再采用二次加热器将空气处理至系统的送风状态点 O' 后送入室内即可。该工况处理过程如图 9-15 所示。

随着气候的变化,室外空气温度不断升高,当在某一时刻室外状态点 W'' 位于系统的机器露点的等焓线上时,则可关闭一次回风(原来的回风可作为排风处理),只要直接将室外空气经循环水喷雾处理至机器露点,再经过二次加热器加热升温至送风状态点 O' 后送入房间即可满足系统运行调节的需要。这就是全新风的运行方式。如果室外空气状态点位于过系统机器露点的等焓线上时,继续采用一次回风方式运行时,不论其回风比例为

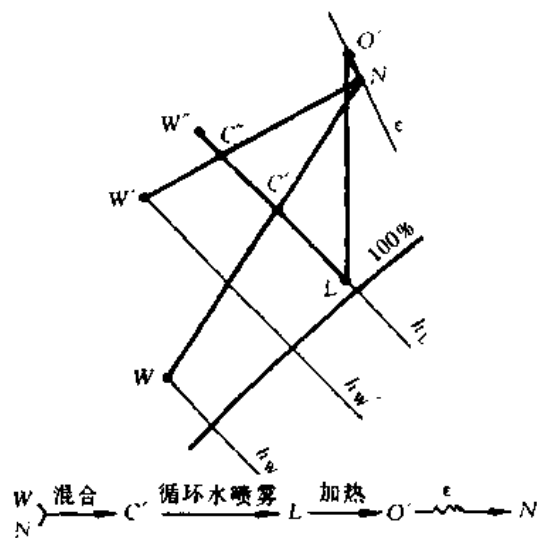


图 9-15 室外空气状态点处于第 II 工况区时的处理过程

何值(除为0,即关闭一次回风),其混合状态点C的焓值 h_c 都会大于 h_L ,而此时要保证系统在要求参数下运行时,就要利用冷源,从而加长了冷源的运行时间,多消耗了冷量,因此这种运行调节方式是不经济的。

(3) 第三区域(即第三工况)的运行调节方法。当室外空气状态W位于等焓线 h_L 与 h_N 之间,即室外空气状态点位于第三工况区时:

如果简单地讲,由于在第三工况区内有: $h_L < h_w < h_N$,因此,此时的运行调节需使用冷冻水,开启制冷设备进行降温或降温去湿处理。但如果由送风状态点的等湿线 d_0 将第三工况区划分为Ⅲ₁和Ⅲ₂两部分,如图9-16所示。

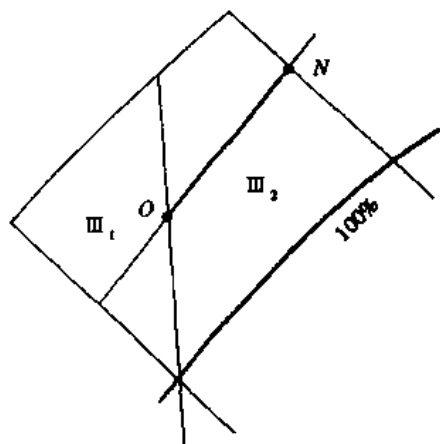


图9-16 第Ⅲ区域可分为Ⅲ₁和Ⅲ₂两个工况区

1) 当室外空气状态点W位于Ⅲ₁时,则有: $h_w > h_L, d_w < d_0$,此时可采用下面两种运行调节方法。

① 直接使用全部新风(关闭一次回风),采用调节冷冻水与循环水的比例对空气进行喷淋处理直接处理至L点,然后再经二次加热器升温后送入空调房间即可,如图9-17所示。

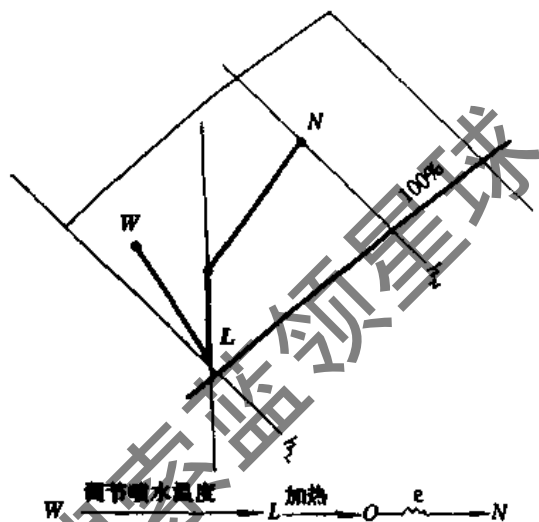
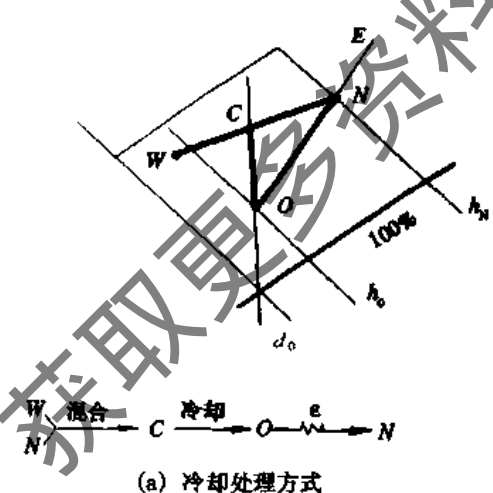
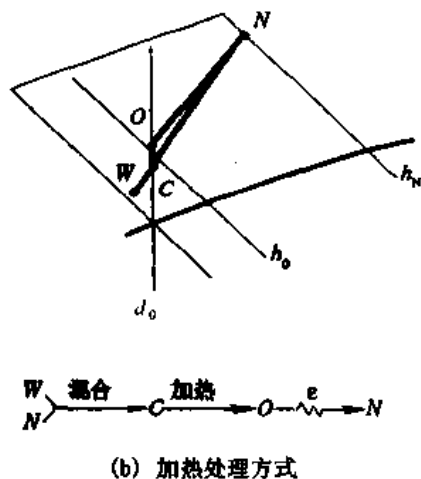


图9-17 室外空气状态点处于Ⅲ₁工况区时处理方法一

② 采用一次回风的处理方式。此时也可通过调节新、回风比例,使其混合状态点C位于过送风状态点O的等湿线上,然后采用等湿降温(或等湿升温)方法处理至送风状态点O后进入空调房间。如图9-18所示。



(a) 冷却处理方式



(b) 加热处理方式

图9-18 室外空气状态点处于Ⅲ₁区时处理方法二

在这种处理方式中,由于 $h_w < h_0$,而新回风混合状态点的焓值有可能大于送风状态点的焓值,即 $h_c > h_0$,因此处理方法会比①中消耗的冷量多。所以是不经济的。

2) 当室外空气状态点W位于Ⅲ₂时,则有 $h_L < h_w < h_N, d_w < d_0$,此时空调系统的空气处理方式

是:直接对新风进行降温去湿处理,然后采用二次加热升温至送风状态点O后送入空调房间即可。一般不再采用一次回风的调节方式,因为如果采用一次回风调节时,其新回风混合状态点的焓值 h_c 均会大于 h_w ,因此是不合理的。如图9-19所示。

(4) 第四区域(即第四工况区)的运行调节方式。当

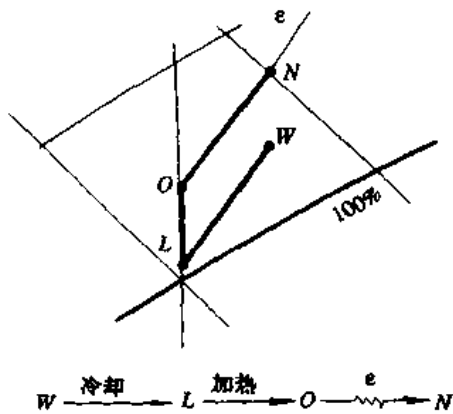


图 9-19 室外空气状态点处于 III₂ 区时空气处理方法

室外空气状态点位于第四区域时,也就是空气状态处于全年的高温高湿季节。即 $h_w > h_N, d_w > d_N$, 此时一般采用最小新风与一次回风进行混合后经降温去湿处理和二次加热后送入空调房间。如图 9-20 所示。

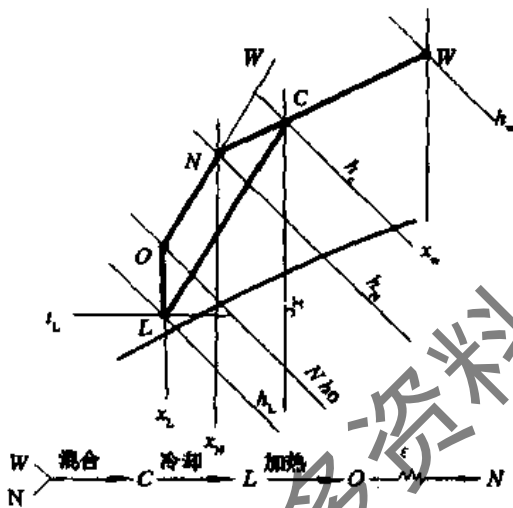


图 9-20 室外空气状态点处于 IV 区时处理方法

由于室外空气状态 W 无论处于第四工况区内的任何位置, 都有 $h_w > h_N > h_0$ 和 $d_w > d_N > d_0$, 这就决定了此时空气处理时必须采用最小新风的方法, 即使在系统使用最小新风时也还仍有 $h_c > h_N > h_0$ 和 $d_c > d_N > d_0$, 因此必须采用温度低于 t_L 的冷水对空气进行降温去湿处理才能满足空调房间所要求的空气参数。

9.4.2 室内热、湿负荷变化时的运行调节

空调房间内由于工作人员的多少, 照明灯具以及工艺生产设备投入的多少, 生产工艺过程的改变以及室外气象条件的变化都会影响空调房间内冷(热)负荷、湿负荷的变化。为了满足空调房间内所要求的温、湿度参数, 就必须对空调系统的运行进行相应的调节。

1. 关于送风状态

(1) 当空调房间内的余热量变化, 而余湿量不变时

的送风状态。假定某空调系统的原设计条件为:

送风状态点为 O, 系统的机器露点为 L, 空调房间内热湿比为 ϵ , 室内空气状态点为 N。

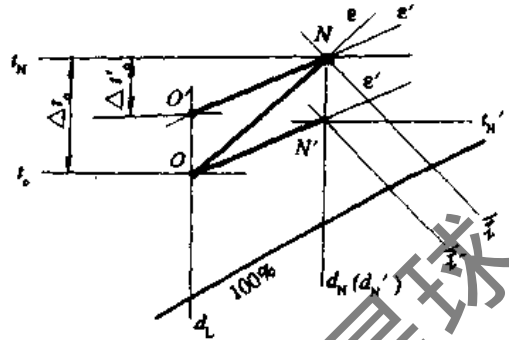


图 9-21 室内余热量变化而余湿量不变时室内状态点

当室内余热量减小(由于设计条件是按最大冷负荷计算的, 因此在变化中, 其冷负荷只有减小的可能, 而不可能大于原设计值), 而余湿量不变时, 其室内热湿比

$\epsilon = \frac{Q}{W}$ 将会变小, 设由 ϵ 减小到 ϵ' , 如果房间送风量 G 保持不变, 系统的送风状态点 O 也保持不变, 空调系统在此状态下运行时, 处于 O 状态点的空气进入房间后, 室内的空气状态将会沿着热湿比线 ϵ' 变化至 ϵ' 与等湿线 d_N 的交点 N' 处(如图 9-21 所示)。此时有 $h_{N'} < h_N, d_{N'} = d_N$ 。其结果为空调房间内的实际控制状态的温度 $t_{N'} < t_N, \phi_{N'} < \phi_N$ 。因此要满足空调房间内的温、湿度参数保持原要求值而不发生变化时, 则应调节再热量使送风状态点由 O 变为 O', 此时有 $t_{O'} > t_O, \Delta t_{O'} < \Delta t_O, d_{O'} = d_O$ 。

(2) 空调房间内余热量和余湿量均发生变化时空调系统的送风状态。如果空调房间内余热量和余湿量均发生变化时, 则室内的热湿比 ϵ 也将随之发生变化(除非余热量和余湿量成比例的变化)。如果空调房间内的余热量和余湿量同时减少时, 根据两者的变化程度不同, 则有可能使变化后的热湿比 ϵ'' 大于原热湿比 ϵ , 也有可能小于原热湿比, 如图 9-22 所示, $\epsilon' < \epsilon, \epsilon'' > \epsilon$ 。当空调房间送风量不变时, 如果不改变空调系统原来的送风状态点

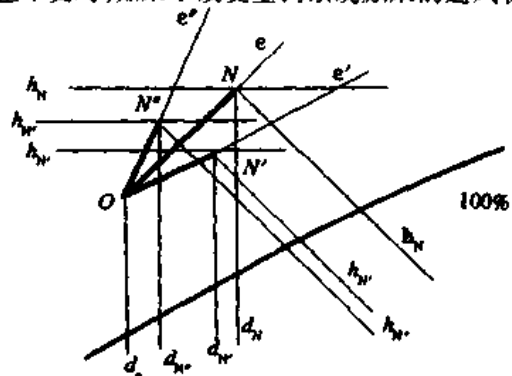


图 9-22 室内余热量和余湿量均发生变化时的送风状态点

0, 则根据变化后的热湿比 ϵ' 和 ϵ'' , 空调系统运行的结果将会使室内空气沿 ϵ' 线和 ϵ'' 线变化至 N' 状态点和 N'' 状态点, 由于余热量和余湿量均减少, 则有: $h_{N'} < h_N, d_{N'} < d_N$ 和 $h_{N''} < h_N, d_{N''} < d_N$, 即室内空气状态将会按焓和含湿量都变小的方向变化。要保证室内空气状态在要求值范围内, 就必须改变空调系统送风状态的含湿量和焓值, 即改变系统送风状态点的位置。

1) 在室内余热和余湿量均发生变化时, 其热湿比 $\epsilon' < \epsilon$ 时的送风状态点。过空调房间内原设计空气状态点 N 作热湿比线 ϵ'_1 平行于 ϵ' , 作 d'_0 等湿线且平行于 d_0 , 使 $d'_0 - d_0 = d_N - d_{N'}$, 则 ϵ'_1 和 d'_0 线相交于 O' 点, O' 点即为室内热、湿负荷均发生变化且 $\epsilon' < \epsilon$ 时空调房间保持原设计空气参数时系统新的送风状态点, 见图 9-23 所示。这样则有: $\Delta h = h'_{O'} - h_{O'} = h_N - h_{N'}$, $\Delta d = d'_{O'} - d_{O'} = d_N - d_{N'}$ 。

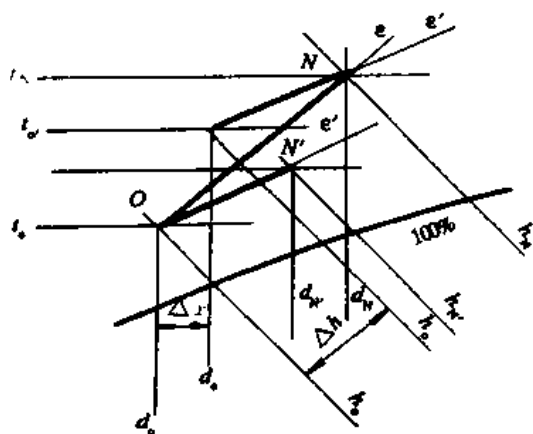


图 9-23 热湿比减小时送风状态点的位置

2) 在室内余热和余湿量均发生变化, 且热湿比 $\epsilon'' > \epsilon$ 时送风状态点。同 1) 道理方法一样, 我们同样可得出在空调房间内热、湿负荷均发生变化且热湿比 $\epsilon'' > \epsilon$ 时空调系统送风状态点的确定方法, 如图 9-24 所示。

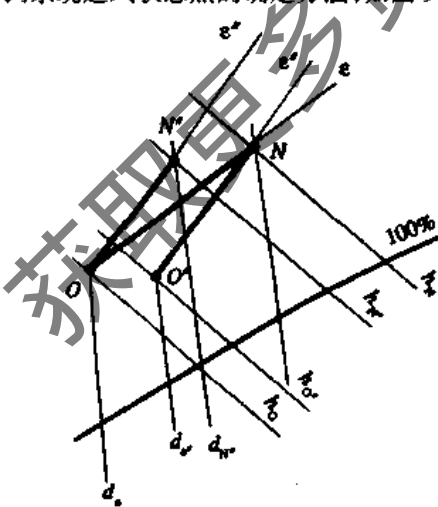


图 9-24 热湿比增大时送风状态点的位置

2. 室内热湿负荷发生变化时运行调节

上面我们分析了在空调房间内热、湿负荷发生变化时为了保持空调房间内的设计状态参数不变时, 空调系统在运行调节时送风状态点的变化情况。下面我们对送风状态点改变以后, 分析系统运行调节方法。

(1) 调节空调系统的再热量(即二次加热量)。

1) 在室内余热和余湿量均发生变化而余湿量保持不变时的运行调节。一般对于室内余热和余湿量均发生变化而余湿量保持不变时的运行调节常采用系统处理的定露点调节再热量的方法来满足空调房间对温、湿度的要求。如图 9-21 所示。此时只要适当调节空调系统中的二次加热器的加热量, 将送风状态点沿等湿线 d_L 由 O 提高到 O' 后送入室内即可满足空调房间内对温、湿度的要求。

2) 空调房间内余热和余湿量均发生变化时的运行调节。如果空调房间内余热和余湿量均发生变化时, 为了保证空调房间内对空气温湿度保持不变的要求, 一般采用变露点和改变二次加热量的方法来达到运行调节的目的。

下面以一次回风式喷水室空调系统说明变露点调节的方法:

① 调节一次加热器的加热量。假定空调房间内要求的空气状态点为 N , 设计条件下的热湿比为 ϵ , 空调系统的机器露点为 L , 则在设计条件下的空气处理过程为:

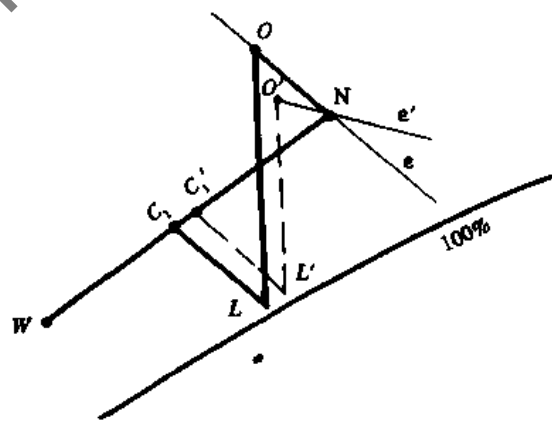
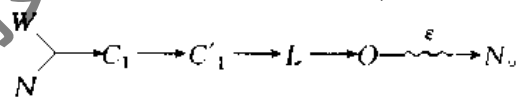
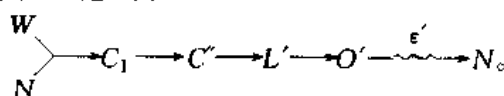


图 9-25 调节一次加热量

当空调房间内的热湿负荷发生变化后, 设其变化后的室内热湿比为 ϵ' 。由图 9-25 可知: 此时可采用调节一次加热器的加热量, 使一次加热后的空气状态点由 C'_1 点等湿升温而变化到 C'' 点, 再经循环水喷水处理至新的机器露点 L' , 调节二次加热量使之处于新的送风状态点 O' 即可。其处理过程为:



② 调节新回风混合比。由于室内热、湿负荷的变化, 使室内热湿比由 ϵ 变化至 ϵ' , N 为空调房间内空气状态点, 设计条件下空调系统的空气处理过程线如图

9-26所示,其处理过程为:

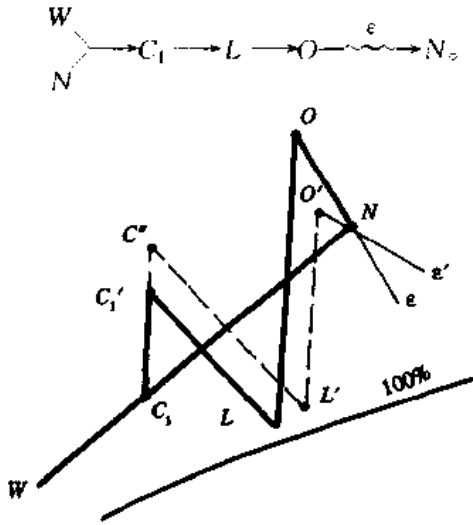
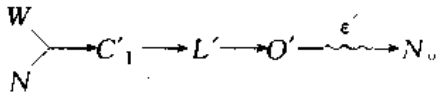


图 9-26 调节新回风比

当室内热湿负荷发生变化后,其热湿比由 ϵ 变为 ϵ' , 要保证空调房间内所要求的空气参数保持不变,此时则应调整系统新回风比,使其混合状态点为 C_1' , 经喷循环水后,其机器露点为 L' , 然后调节二次加热量至送风状态点 O' 即可,其处理过程为:



③ 调节喷水温度。我们知道:在喷水式空调系统中,通过改变喷水温度,便可改变系统的机器露点。

设在空调房间内热、湿负荷发生变化后,其热湿比由 ϵ 变化到 ϵ' , N 为空调房间设计的空气状态点,且设计条件下空调系统的空气处理过程线如图 9-27 所示,其处理过程为:

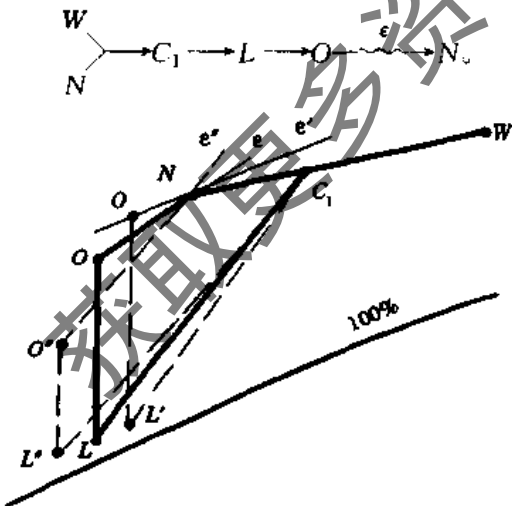
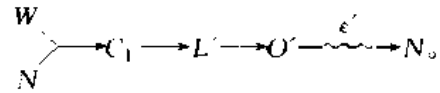


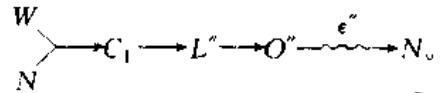
图 9-27 调节喷水温度

当空调房间内的热湿负荷发生变化后, $\epsilon' < \epsilon$ 时,要满足保证室内温、湿度(即室内状态点)不变,其送风状态点根据上面分析应为 O' 点。由图 9-27 可知,此时空调

系统的机器露点应由 L 点移至 L' 点,而要做到这一点,则需改变喷水温度。其处理过程为:

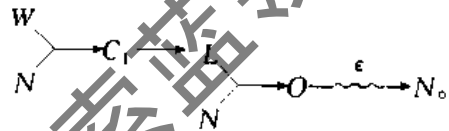


但如果当 $\epsilon'' > \epsilon$ 时,其喷水温度 t_w 则应比设计条件为低,即降低冷水温度,其处理过程为:



(2) 改变一、二次回风比的调节方法。对于具有一、二次回风的空调系统,可以采用调节一、二次回风比的方法。在室内热、湿负荷发生变化时,可不同程度地利用二次回风的热量来代替二次加热量,以达到满足室内空气温、湿度不变所应具有新的送风状态点。

1) 定露点调节。假定二次回风式空调系统在设计负荷时空气的处理过程为:



在室内热、湿负荷发生变化时,其热湿比由原来的 ϵ 变为 ϵ' , 这时可调节一、二次回风的比例(如果空调系统的总回风量为定数,那么加大二次回风量就意味着一次回风量的减少),使新风与一次回风混合后的空气经冷却处理至空调系统的机器露点 L , 此后位于 L 点的空气与二次回风混合后达到室内热湿比改变后所需的送风状态点 O' , 将 O' 状态点的空气送入室内即可满足要求。

采用此种处理方法时,由于二次回风并不经降温去湿处理,对于空调房间内散湿较大的系统,会使室内相对湿度有所增加,但只要 ϕ_N 在原来的要求范围内还是允许的,如图 9-28 所示。同时由于一、二次回风比例的变化,因而通过降温去湿处理的一次回风量也将发生改变,所以要保持原来的机器露点不变,则须调节进入降温去湿的冷水温度和水量。

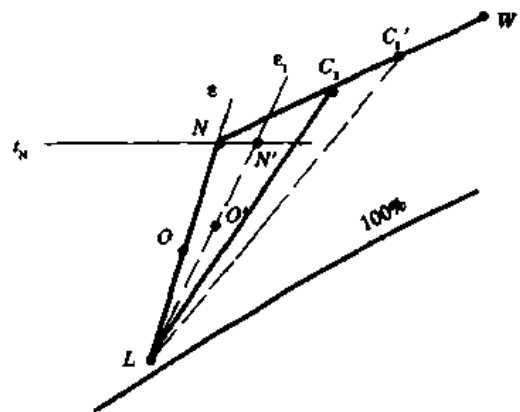
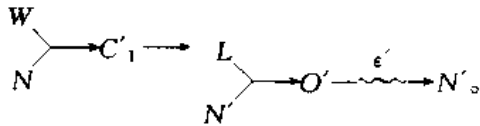


图 9-28 定露点的一、二次回风调节

改变一、二次回风混合比的定露点调节的处理过程为:



2) 变露点调节。如果在改变一、二次回风比后,由于通过冷却处理的空气量的变化,此时如不改变原来用于冷却空气的冷水温度和冷水量,将会有如图 9-29 所示的变化,其空气处理过程为:

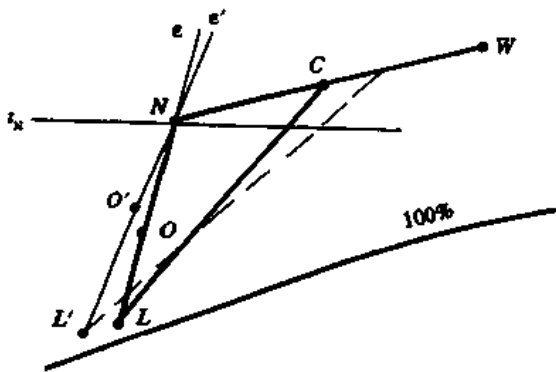
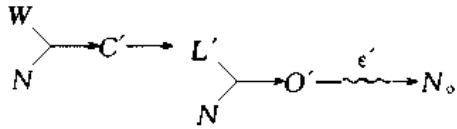


图 9-29 变露点的一、二次回风调节

从而实现变露点调节以保证空调房间要求空气参数。

(3) 调节旁通风与处理风混合比。对于设有旁通风的空调器,新风与室内回风混合后,除部分经过喷水室或表面冷却器处理外,其余部分流经旁通风门,然后该两部分空气混合后送入室内。根据室内负荷的变化,可调节旁通风门与处理风门的联动,以改变旁通风与处理风的

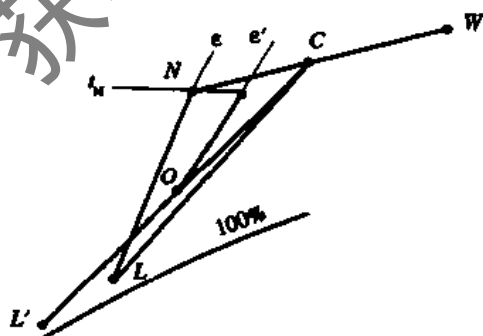
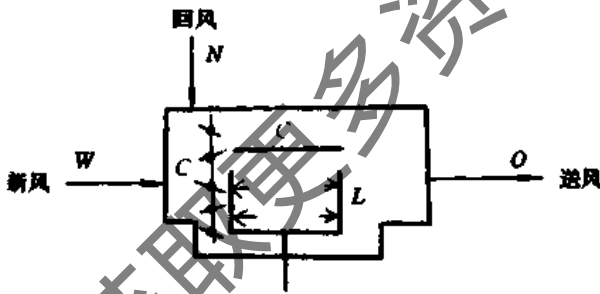
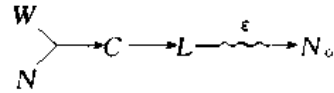
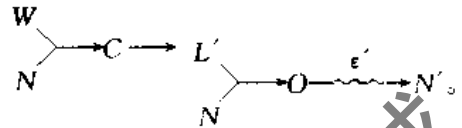


图 9-30 旁通风量的调节处理(一)

混合比,来改变送风状态。如图 9-30 所示,在设计工况时,旁通风门关闭,空气的处理过程为:



如果在某时刻,室内之热湿比由 ϵ 变化到 ϵ' 时,其处理过程如下:



由图 9-30 我们可看出:采用此调节方法,要求处理的系统机器露点温度 $t_L > t_C$,因此要求较低的冷水温度;此时,由于部分室外空气未经降温去湿处理就经旁通风门被送入室内,因此,室外空气参数对室内空气参数影响较大。但是此调节方法类似于一、二次回风比调节法,也可避免或减少冷热量的抵消,以利于节约能量,降低运行费用。尤其是在过度季节更为显著。如图 9-31 所示,该调节方法是一部分空气经绝热加湿到 L,再与经旁通的部分空气混合到 O 点,而后送入室内到 N,空气调节过程为:

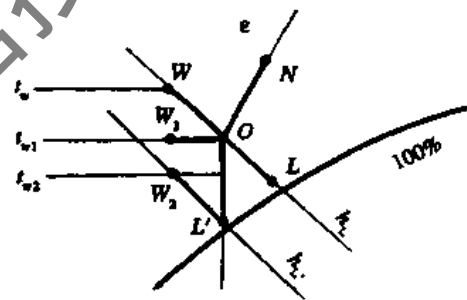
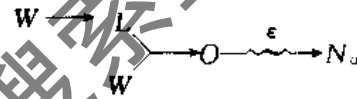


图 9-31 旁通风量的调节处理(二)

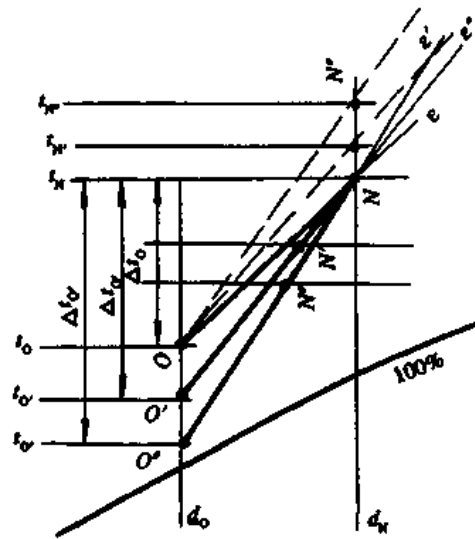


图 9-32 $(d_N - d_0)$ 不变时变风量调节方法

它与空气处理过程：

$W \rightarrow W_1 \rightarrow O \xrightarrow{\epsilon} N$ (无露点控制)和
 $W \rightarrow W_2 \rightarrow L' \rightarrow O \xrightarrow{\epsilon} N$ (露点控制)相比，
 均可省去冷却和再热(或再湿)。而改变旁通风与处理风
 混合比的运行调节方法可以不消耗冷量和热量。由此减
 少了制冷系统运行的费用和热能的消耗费用。

(4) 调节送风量。

1) 室内热负荷变化而湿负荷保持不变时的调节。
 假定空调室内要求的状态为 N ，设计工况条件下的室内
 热湿比为 ϵ ，由于在运行中某一时刻室内热负荷发生变
 化而湿负荷不变时的热湿比为 ϵ' 和 ϵ'' ，原设计送风状态
 点为 O ，送风量为 G ，如图 9-32 所示。

如果仍按原来的送风状态点的空气参数进行送风，
 则室内状态点将会变成 N' 、 N'' ，将不能保持室内原要求
 的状态点而发生偏差(如果在要求范围内，则可不必再进
 行调整)。如果将 O' 、 O'' 分别作为热湿比 ϵ' 和 ϵ'' 时的系
 统送风状态点，按原系统送风温差 $\Delta t_0 = t_N - t_0$ 来进行
 空调运行，不能保证原来的室内的状态点，那末要保持室
 内原状态不变，就必须改变系统的送风温差为 $\Delta t'_0 =$
 $t_N - t'_0$ 和 $\Delta t''_0 = t_N - t''_0$ 。

我们前面已经提到，系统的送风量

$$G = \frac{Q}{h_N - h_0} = \frac{Q}{c(t_N - t_0)}$$

在 $\Delta t'_0 > \Delta t_0$ 和 $\Delta t''_0 > \Delta t_0$ 时，就有在新条件下空调系统
 的送风量 $G' < G$ 和 $G'' < G$ ，也就是在空调房间内热湿
 比发生变化时，如果保持系统在运行时露点 L 不变，就
 必须改变系统的送风量来满足运行调节的需要，但在调
 节送风量时，应避免风量过小，以免空气处理设备处理后
 空气脱离 X_0 线和 t_0 发生变化，从而导致室内气流组织
 的恶化而影响空调效果。

2) 室内的余热、余湿均发生变化时的运行调节方
 法。假定原空调系统的送风状态点、机器露点为 O 、 L ，
 空调房间状态点为 N ，热湿比为 ϵ ，室内热湿负荷变化后
 的热湿比为 ϵ_1 或 ϵ_2 。此情况下，如果在空调系统的运行
 调节中，送风温差 $\Delta t_0 = t_N - t_0$ 保持不变，那末这时的运
 行调节就必须采用变风量的方法方可满足空调房间内的
 要求。我们过 O 点作 ϵ_1 或 ϵ_2 的平行线交 t_N 于 N_1 或
 N_2 点，即说明如果在运行中按原送风状态点不变进行运
 行调节，则室内状态点将会变成 N_1 或 N_2 。为了消除运

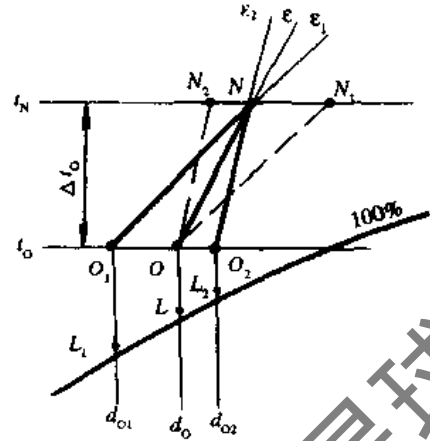


图 9-33 变露点调节

行中空调房间状态点的偏差，则我们可将图 9-33 中之
 O_1 点或 O_2 点作为室内热湿负荷变化后的送风点。空
 调系统的送风量 $G = \frac{W}{d_N - d_0}$ ，那么在 O_1 或 O_2 点为送
 风点时，送风量 $G_1 = \frac{W}{d_N - d_{01}}$ 或 $G_2 = \frac{W}{d_N - d_{02}}$ 。由图 9-
 33 知 $d_N - d_{01} > d_N - d_0$ 和 $d_N - d_{02} < d_N - d_0$ ，因此
 $G \neq G_1$ 和 $G \neq G_2$ ，即系统应为变风量。同时机器露点
 将变为 L_1 和 L_2 。所以系统的调节方法应为保持送风温
 差 Δt_0 不变前提下 ($\Delta t_0 = t_N - t_0$)，调节系统的机器露点
 和改变送风量来适应室内热湿负荷变化时保持室内参数
 的稳定。

(5) 直接调节送风状态的含湿量。直接改变送风状
 态的含湿量，冬、夏季可以采用不同的空气处理方式。冬
 季可采用喷蒸汽加湿法；夏季可采用前面叙述的调节喷
 水室(或表面冷却器)旁通风量的方法，或者采用改变喷
 水温度和水量的方法，此外还可以采用吸湿剂(固体或液
 体)减湿。

1) 冬季处理方式。在冬季，以一次回风空调系统为
 例，采用喷蒸汽加湿时，为了达到新的送风状态，除喷蒸
 汽外，还须用加热器配合以改变其加热量。这里有两种
 情况，即先加热后喷蒸汽(图 9-34a)和先喷蒸汽后加热
 (图 9-34b)。这两种方法均用无露点控制法，即不必把
 空气先处理到机器露点而后再加热到送风状态，而是只
 要改变相应的加热量和喷蒸汽量，就可以得到所需的送
 风状态，以满足室内空气参数的要求。

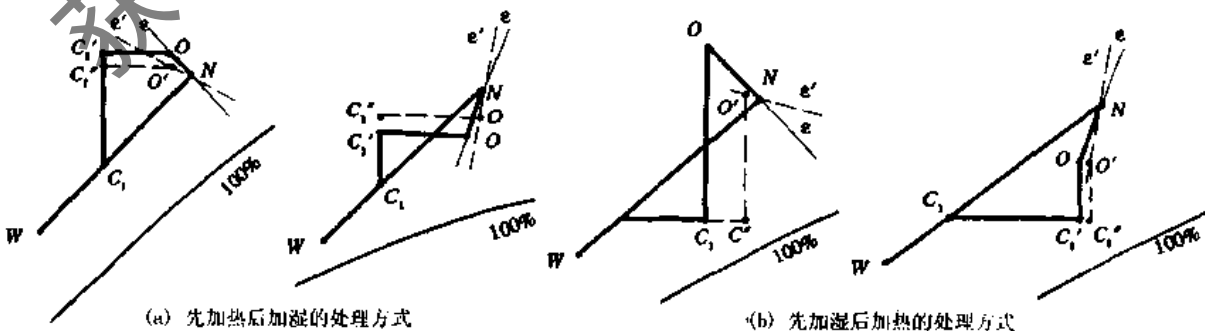
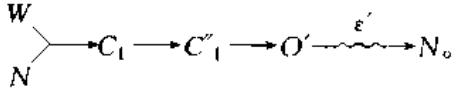


图 9-34 调节送风状态的含湿量

在图 9-34 中,设计工况时,空调系统的空气处理方案为: $W \rightarrow C_1 \rightarrow C'_1 \rightarrow O \xrightarrow{\epsilon} N$ 。在运行中,如果室内热、湿负荷发生变化时,即热湿比由 ϵ 变化到 ϵ' 时,其空气处理方案为:



2) 夏季处理方式。在夏季,如果采用固体吸湿剂处理空气时,空气先沿等焓线干燥升温,然后再经表面式冷却器等湿降温处理到要求的送风状态。如图 9-35 所示,图中设计工况时空气的处理过程为:

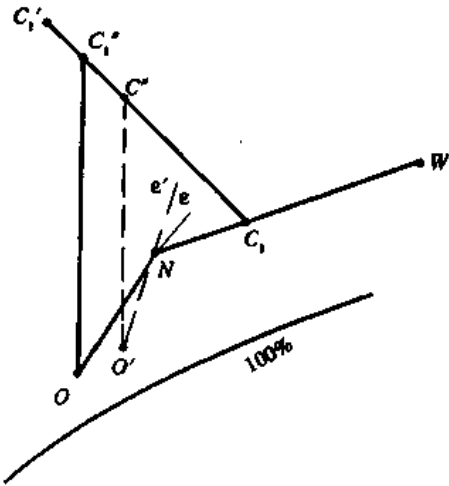
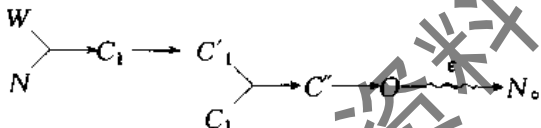
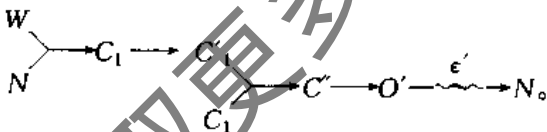


图 9-35 使用固体吸湿剂时调节方法



当室内热湿负荷发生变化,由 ϵ 变化到 ϵ' 时,空调系统的运行调节中的空气处理过程为:



在空调的运行调节中,由于使用固定式固体吸湿设备时,除湿剂的更换和再生比较麻烦,因此一般采用循环再生的转轮式除湿机。

如果采用液体吸湿剂进行空气处理,液体吸湿剂须经过冷却设备的冷却,所以在处理空气时,将会使空气直接被降温去湿而处理至系统的送风状态点。因此在系统的运行调节中,只要改变液体吸湿剂的温度,就可以有不同的送风状态。如图 9-36 所示,在设计工况时,空气的处理过程为:

当热湿负荷发生变化时,即 $\epsilon \rightarrow \epsilon'$ 时,其空气的处理过程为:

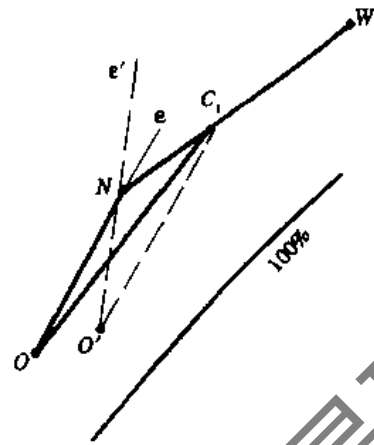
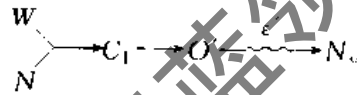


图 9-36 使用液体吸湿剂时的调节方法



(6) 多房间空调系统的运行调节。前面我们所介绍的空调系统运行调节方法,都是属于一个空调系统服务于一个空调房间的情况。但是,在实际工程中,一个集中式空调系统往往要同时为几个甚至十几个空调房间服务。在此情况下空调系统的运行调节方法如下:

1) 几个空调房间所要求的室内空气参数相同,但其热湿比各不相同。设某空调系统包括三个空调房间, No1、No2 和 No3,且空调房间内所要求的空气参数均为 t_N, ϕ_N ,室内状态点为 N_1 。同时空调系统的机器露点为 L_1 ,送风状态点为 O_1 ,送风温差 Δt_0 ; $\Delta t_0 = t_N - t_0$,三个房间内的热湿比分别为 ϵ_1, ϵ_2 和 ϵ_3 。空调系统在运行中可以完全满足 No1 房间的要求。

由前面所介绍的可知,如果按系统的送风状态点 O 送入三个空调房间,除 No1 房间外,而 No2 和 No3 房间的空气状态点将会分别为 N_2 和 N_3 ,如图 9-37 所示。如果 No2 和 No3 房间的参数偏差在要求范围内,则认为此种运行调节方式是合适的。此种运行调节方法一般用在几个空调房间内的热湿比相差不大的场合,同时由图 9-37 可知,由于 $d_{N1} - d_{02} < d_{N2} - d_{02} < d_{N3} - d_{02}$,故三个房

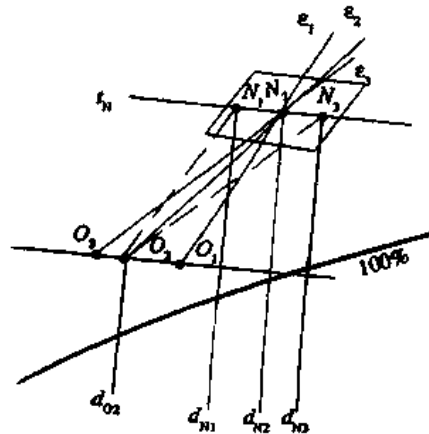


图 9-37 送风状态点不变的运行调节方法

间的送风量也不一样。

如果采用上述方法,不能同时满足几个空调房间内所要求的温、湿度,则应改变调节方法。在系统运行中,如果各房间内热湿负荷不同(或发生变化),可采用定露点调节再热量,改变各自的送风状态点,则可达到满足各空调房间空气参数要求。如图 9-38 所示。

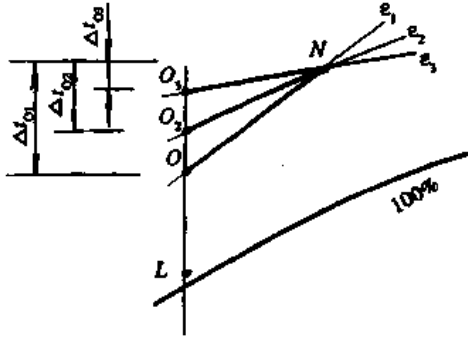


图 9-38 定露点调节再热量的处理方法

假定某空调系统中有三个空调房间,室内要求状态点均为 N ,热湿比分别为 $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$,系统的送风状态点为 O_1 ,由图 9-38 我们可以看出,要使系统的机器露点 L 和送风状态点 O_1 不变,同时保持另两个房间要求参数不变,必须使送风状态点分别为 O_2 和 O_3 ,此时就必须调节各自送风支管上的三次加热器的加热量才能达此目的。同时,由于 $\Delta t_{01} > \Delta t_{02} > \Delta t_{03}$ 知各房间之送风量不同。

2) 几个空调房间的要求参数不同,各自的热湿比也不同。如果有一个空调系统共有三个房间 No1、No2 和 No3,其室内状态点分别为 N_1, N_2, N_3 ,热湿比分别为 $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$,系统的机器露点和送风状态点为 L 和 O_3 ,在运行时按系统运行状态正好满足第三个房间的参数需要,对于第一、第二个房间,图 9-39 可知,送风状态点分别为 O_1, O_2 时才能满足要求。因此对于第一、二两个房间必须在系统送风状态的基础上,调节支风管上三次加热器的加热量才能达到室内要求参数。此调节方法与

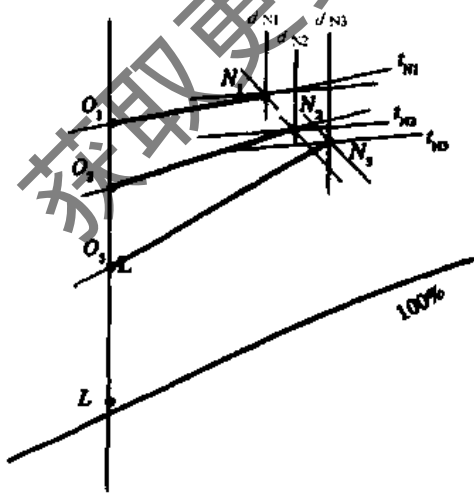


图 9-39 送风状态点不同的空调系统

1)中的第二种调节方法相同。

9.5 空调房间内温度的调节方法

对于空调系统的运行调节,保证空调房间内温度稳定在一定范围内是空调运行管理者的主要任务之一。要保证空调房间内的温度波动在要求范围内,就必须对空气进行适当的热、湿处理。对空气热湿处理的方法,取决于空调机组内热、湿处理设备的排列、组合方式。同样的热、湿处理设备的排列组合方式不同,其空气处理的过程线就不同。例如要实际对空气的等焓加湿处理,就必须采用喷水室且进行循环水喷雾处理方式,若采用表面式冷却器或其他处理设备则不可能实现等焓加湿的处理过程。因此,空调运行管理者在空调系统的运行调节中,必须根据空调设备的配置情况决定其运行调节方式,同时应充分发挥现有设备的作用。

目前,在空调的运行调节中,对空调房间内温度的调节,常采用以下几种方法。

1. 控制空调系统的送风温度

我们知道,在定风量集中式空调系统中,送风量与送风温差之间有: $G = \frac{Q}{C \cdot \Delta t}$ 的关系。也就是说,在空调房间内的余热量 Q 为定值时,系统的送风量与送风温差成反比。如果空调房间内的送风量为一定值,则空调房间内的余热量与送风温差成正比,即 $Q = G \cdot C \cdot \Delta t$ 。由于空调系统在设计条件下所采用的房间热负荷为最大值,那么在空调系统的实际运行中,随着空调房间室内外条件的变化,其热负荷必然在最大值至最小值之间进行变化,为了保证空调房间内设定空气参数的稳定,则空调系统的送风温度(也就是送风温差)就必须进行相应的调整。

例如某空调系统设计条件下的送风温度为 t_0 ,送风温差为 Δt_0 ,送风状态点为 O ,空调房间内热湿比为 ϵ ,室内空气状态点为 N 。在空调系统运行一段时间后,室内的热、湿负荷发生了变化,其热湿比由 ϵ 变化到 ϵ' 。如果在保持空调系统处理空气的机器露点 L 不变时,由图 9-40 可知,要满足室内状态点 N 不变,则空调系统的送风状态点必须由 O 变化到 O' 点。送风温差由 Δt_0 减小到 $\Delta t'_0$ 。但要保持空调系统送风温度和送风温差均不变,要保持空调房间内状态点不变,则必须调节系统的机器

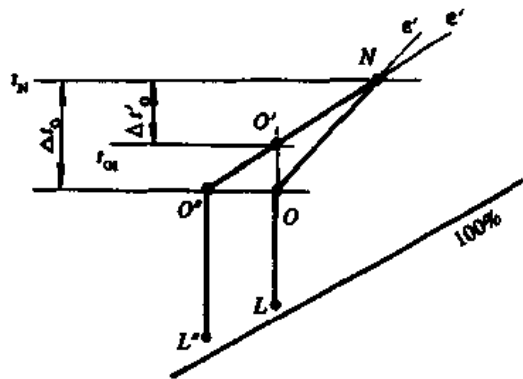


图 9-40 控制送风温度的调节方法

露点由 L 变化到 L' 点。采用此种调节方式时,必须改变喷水室的喷水温度(或改变通过水冷式表面冷却器的冷水温度)往往是不方便的。因此改变系统的送风温度则是方便可行的。

调节空调系统的送风温度,常用的方法为:

(1) 调节二次加热器的加热量。

1) 调节通过二次加热器的热媒量(即量调节方法)。

在一般的空调系统中,二次加热器所采用的热媒一般为热水或水蒸气,空调房间内温度波动范围(即空调精度) $\geq \pm 1^\circ\text{C}$ 时,一般常用高压蒸汽,蒸汽压力 $>0.07\text{MPa}$ 和低压蒸汽,蒸汽压力 $\leq 0.07\text{MPa}$ 及高温热水,水温大于 100°C 或低温热水,热水温度等于或低于 100°C ,作为加热空气的热媒;对于空调精度为 $< \pm 1^\circ\text{C}$ 的空调系统,常采用低压蒸汽或热水作为加热空气的热媒。

我们知道,当热媒温度一定,空气通过加热器后的温度取决于通过加热器内的热媒流量,空气被加热前后的温差 $\Delta t = t_2 - t_1$ 越大,通过加热器的热媒就越多,反之则越少。在自动调节系统中,通过加热器的热媒量是依靠装在热媒入口管路的双通调节阀在调节器的作用下来完成的。在调节过程中,由双通调节阀开度的变化来实现量的调节。如图9-41所示。

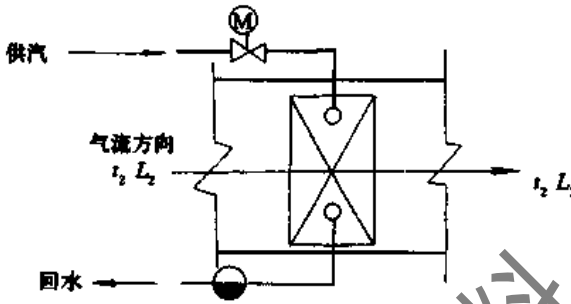


图 9-41 蒸汽加热器的量调节

对于热水加热器的量调节,一般是在空气加热器的热媒入口安装一分流三通调节阀来实现的。三通调节阀的直流通支路接加热器的入口,旁流支路接加热器回水管路,如图9-42所示。加热器在运行中,由调节器控制分流三通调节阀直流通支路和旁通支路的不同开度来达到变流量的调节目的。

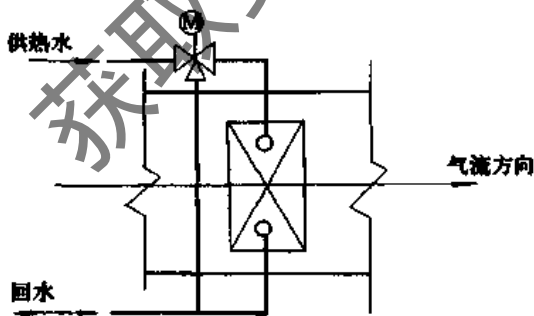


图 9-42 热水加热器的量调节

不过在热水加热器的量调节系统中,也有的将三通调节阀安装在加热器的出口处,但此时所使用的三通调

节阀一般为合流三通阀(其原理可参阅有关部分)。

2) 调节通过二次空气加热器的热媒温度(即质调节方式)。对于以热水作为热媒的空气加热器的质调节一般有两种方法。一种方法为在供水量稳定情况下由自动调节系统直接控制进入空气加热器的热水温度,以达到控制系统送风温度的目的,另一种方法为热源供应恒定温度的热水和恒定温度的冷水(相对于热水而言),通过自动调节系统调节安装在空气加热器入口处合流三通调节阀的两个支路的不同开度,调节通过三通调节阀冷、热水的不同比例,从而改变进入空气加热器的水温,以实现送风温度的改变。如图9-43所示。

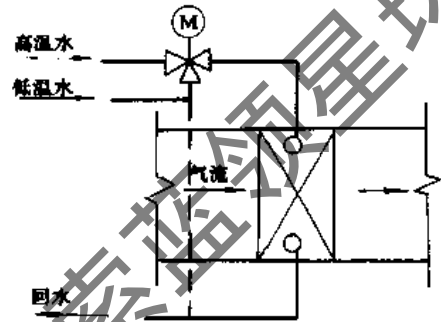


图 9-43 热水加热器的质调节

在有的空调系统中,于加热器入口处安装一合流三通,直流通支路接加热器入口管,旁通支路接加热器回水管,如图9-43中的虚线所示。随着空调房间内热湿负荷的变化,由自动控制系统控制合流三通调节阀两个支路的开度,使供、回水按一定的比例混合来改变进入加热器的水温,达到调节送风温度的目的。

(2) 对于具有空调旁通的二次加热系统送风温度的调节方法。对于具有二次空气加热器旁通风门的空调系统,在供加热空气所用的热媒温度和流量稳定条件下,可调节通过空气加热器的空气量(而另一部分空气则从旁通风门通过)。由于通过空气加热器空气量的减少,导致通过空气加热器的质量流速 v 减少和加热器的传热系数降低,因而空气所得到的热量也就小,加之另一部分空气不经过空气加热器的加热,所以两种空气混合温度的改变也就改变了送风点的温度,如图9-44和图9-45所示。

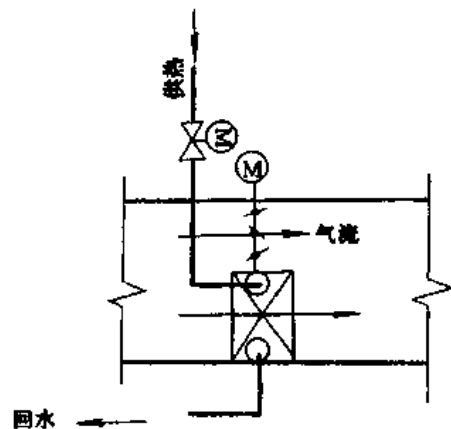


图 9-44 空气旁通的调节方法

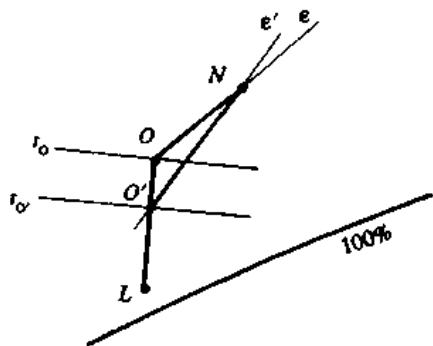


图 9-45 空气旁通调节时的处理过程线

原设计条件下的室内空气状态点为 N ，系统的机器露点为 L ，送风状态点 O ，室内的热湿比为 ϵ 。当空调房间内的热湿比由 ϵ 变成 ϵ' 时，可调节二次空气加热器的旁通风门，使一部分空气经过加热器处理，其温度为 t_0 ，状态点保持原设计条件下的送风状态点 O ，另一部分空气从旁通风门通过，不经加热器加热，两种空气混合后其混合点 O' 即为热湿负荷改变后的系统送风状态点，送入室内即可满足系统的调节需要。

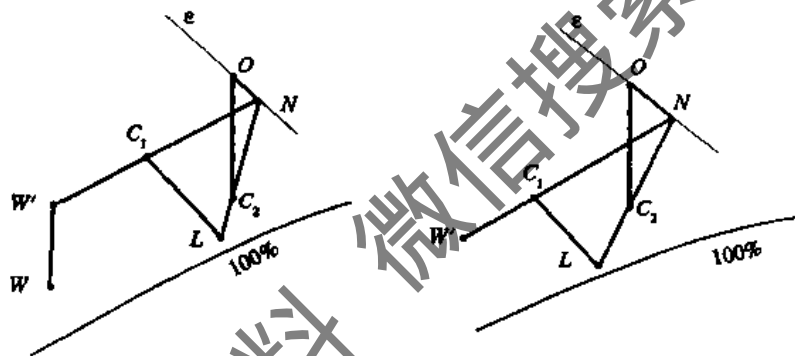
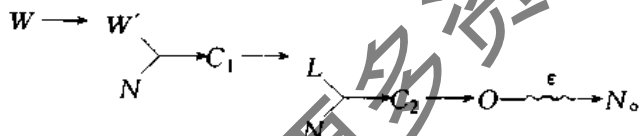


图 9-46 喷水室二次回风空调系统冬季空气处理方法



在喷水处理的二次回风系统的冬季运行中，在保持机器露点稳定的前提下，采用适当的新回风比，随着室外气温的逐渐升高，在一定条件下须采用全新风运行方式，此时一次回风将关闭，这时利用二次回风是最有利的。如图 9-47 所示。

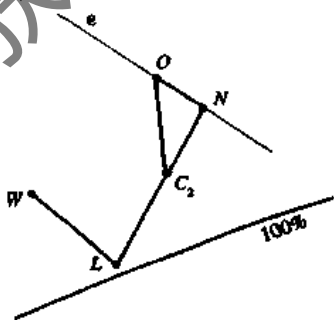


图 9-47 关闭一次回风的运行调节

采用上述(1)的调节送风温度时，其特点为：被调房间内温度的升降变化快，送风温度随着室内温度的变化波动较大。

对于采用上述(2)的调节方法时，其特点为：被调房间内温度升降比较缓慢，送风温度波动较小，稳定性比较好。

2. 充分利用二次回风来保证系统的送风温度

对于具有一、二次回风的空调系统，在可能条件下应尽量采用调节二次回风的方法来保证空调系统的送风温度，以代替空调系统中的二次加热器的加热量(或部分加热量)，来节约能量，降低运行费用。

(1) 喷水室处理空气的二次回风空调系统的空气处理方案。

1) 冬季空气处理方案。喷水室处理空气的二次回风空调系统的冬季处理方案有两种。如图 9-46 所示，即一种为具有一次加热的空气处理方式，另一种为没有一次加热的空气处理方式。其特点是利用二次回风和二次加热器共同调节送风温度，可以节省部分二次加热量。

由图 9-46 可知，采用二次回风时的空气处理过程为：

喷水式二次回风的空调系统在冬季运行调节中，尽管可以利用二次回风代替一部分二次加热量，但由于此时送风温度要求较高，因此二次回风还不能完全代替二次加热器的作用。

2) 二次回风空调系统的夏季运行调节。二次回风空调系统的夏季运行调节如图 9-48 所示。一、二次回风的空调系统，在夏季运行的某一段时间内，为了节省能

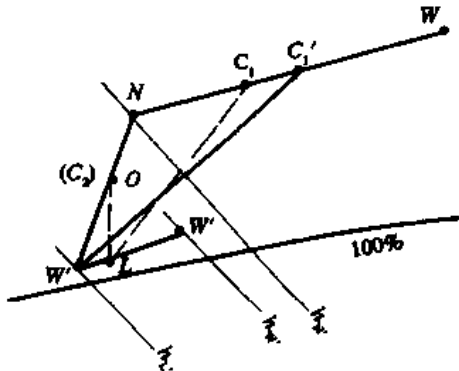


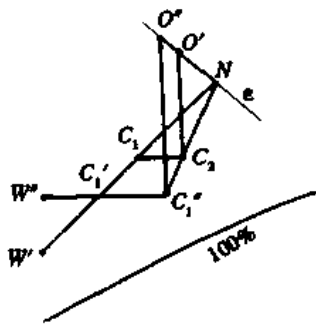
图 9-48 二次回风的夏季运行调节

耗,需采用最大一次回风和最小新风运行方式,但随着室外气温的逐渐降低,则可适当降低一次回风量,利用二次回风来调节系统的送风状态点,满足系统运行要求。

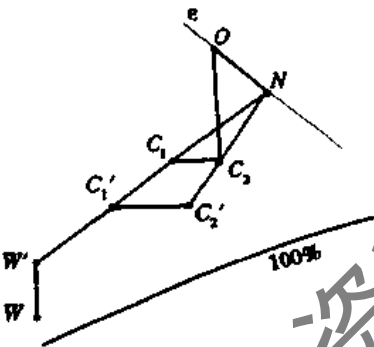
当室外状态点处于某一位置时, $h_w < h_N$, 此时在系统的运行中需关闭一次回风,可以最大限度的利用二次回风来调节系统的送风点,以二次回风代替二次加热器的作用,不过要降低冷却处理时的冷水温度。此种调节方法在空调房间内热湿比越大则越有利。

(2) 表面冷却器处理空气的二次回风式空调系统的运行调节。设表面冷却器的二次回风空调系统的冬季处理过程线如图9-49所示。

采用最小新风时:

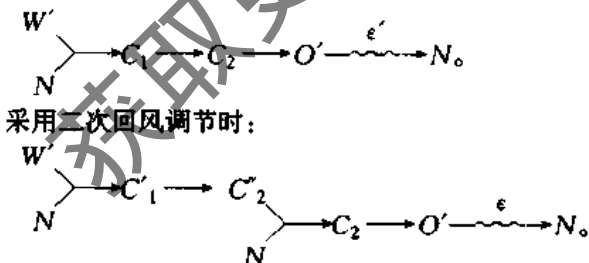


(a) 不设空气预热器的空调系统



(b) 设置空气预热器的空调系统

图 9-49 设置表面冷却器的二次回风式空调系统冬季运行调节



采用二次回风调节时:

冬季运行中,当室外空气状态点处于设计条件下的位置时,系统的运行调节采用最小新风和最大的一次回风,以利用节约能量。随着室外空气温度的升高,则应逐渐加大新风量,减少一次回风量,此时则可利用二次回风调节以减少二次加热量,甚至可以关闭一次回风,直接将室外空气由 W' 直接经等温加湿处理至 C_1' 后采用二次回风调节至 C_2 状态点,再经二次加热处理至送风点 O'

后送入室内即可。

其夏季的运行调节同 2. 中的(1) 2)部分。

对于不具备自动控制的空调系统,在系统运行中二次回风量不经常改变,多采用季节性调整,风量大小的调节是用二次回风调节阀(多采用对开式多叶调节阀)的开度大小来完成的。对于具有一、二次回风的空调系统,其运行中系统总风量一般是固定不变的,如果加大二次回风量则势必会减少一次回风量,加大一次回风量将会减少二次回风量,如果二次回风量达最大且等于系统总回风量,则一次回风量将等于零,同样一次回风量达最大且等于系统总回风量,则二次回风量将等于零。因此一、二次回风在设计时采用连杆将其连结起来,同时开启时互为反向,以达到调节的目的,对于自动控制系统,则采用互为反向的控制方法来达到调节目的。尽管采用二次回风的调节方法,在某种程度上可以代替或部分代替二次加热器的作用,但在什么情况下使用二次回风比较合理,即运行费为最低,则应进行分析比较。如在全年的冬、夏季运行中,一般系统采用最小新风量运行,即一次回风量为最大,以减少系统在运行中的能量消耗。但对于夏季热源停开的空调系统,为了提高系统送风温度,则必须采用二次回风方式进行调节,否则将无法满系统的运行需要。

3. 调节三次加热器的加热量来达到调节室温的目的

前面曾提到,对于集中式多房间的空调系统,由于各房间内的热、湿负荷不同,因此要同时满足每个房间的恒温要求,就必须调节安装在通往各个房间支风管上的三次加热器,否则是不可能的,而作为集中处理的空气送风状态只能满足室温最低房间的恒温要求。

三次加热器目前用得较多的为电加热器和热水加热器。

对采用电加热器的空调系统的运行调节,对于手动控制系统可根据室内温度的偏差而决定投入运行电加热器的组数,而对于自动控制系统,由自动调节系统根据室内温度的偏差自动地将电加热器逐组投入,以达到调节房间温度的相对稳定。

对于采用热水加热器作为三次加热器的加热量的调节方法同前所述。

9.6 空调房间内相对湿度的运行调节

当室内空气的含湿量为一定值时,其相对湿度值将会随室内温度的变化而变化,温度升高则相对湿度降低,温度降低则相对湿度升高。但在某些条件下,人们还没有一种简单、可靠的测量和控制仪表能够直接测量和控制相对湿度。因而目前空调系统中所用的室内和回风相对湿度的测量控制基本上还是采用间接方法,即通过直接测定室内或回风的干、湿球温度,而后再由有关的指示、调节仪器进行转换、对比,计算后显示出相对湿度值。我们知道,只要测出某状态下空气的干、湿球温度,即可在湿空气的焓(h)-湿(d)图上确定该状态的位置,同时确定其相应的状态参数(如相对湿度 ϕ 、焓值 h 、含湿量 d 以及露点温度 t_L 和水蒸气分压力 p_0 等),因此在空调

系统的运行调节中,对室内或回风状态的相对湿度的调节和控制,可以转化为在一定条件下的露点、湿球温度、含湿量及水蒸气分压力的调节和控制。

目前常用的室内相对湿度的调节和控制有以下几种方法:

1. 控制空调系统的机器露点以保证空调房间内的空气相对湿度

我们知道,一次状态的空气中所含有的水蒸气量(即含湿量 d)为一定值,如果对其进行冷却降温处理,在其含湿量不变的前提下,当空气的温度达到一定值时,就会使空气达到饱和状态,出现结露现象,这时的空气温度就是该状态下的空气露点温度。在具有相同含湿量的空气,无论其所处的状态如何,均有相同的露点温度;如果空气的含湿量不同,无论空气所处的状态如何,其露点温度也不相同。

在空调系统的运行调节中,当空调房间内的空气湿度和相对湿度及热湿比已定,系统的送风湿差和送风量固定时,则其系统的机器露点也就成为一定值。因此在运行调节中可采用控制空调系统的机器露点的方法,来达到控制空调房间内相对湿度的目的。

例如,某空调房间内要求的状态点为 N , 系统在运行中送风状态点为 O , 送风湿差为 Δt_0 , 机器露点为 L , 室内热湿比为 ϵ , 其空气变化的过程线如图 9-50 所示。如果系统在运行的某时刻,由于喷水(或通过表面冷却器)的水温(或水量或二者)发生变化,经喷水室(或表面冷却器)进行热湿处理后,其系统的机器露点由 L 点移至 L' (或 L''), 在送风温度 t_0 和送风量保持不变时,其送风状态点将会移至 O' (或 O'')点,室内的空气状态点也将移至 N' (或 N'')点。此时则有 $t_{N'} > t_N$ ($t_{N''} < t_N$)。由此我们可看出,要使空调房间内空气状态点 N 保持不变,就必须使系统的机器露点 L 相对稳定。而要使空调系统机器露点的相对稳定,则必须在空气的处理过程中供喷水室或表面冷却器的冷水温度和冷水量相对稳定,否则将是不可可能的。

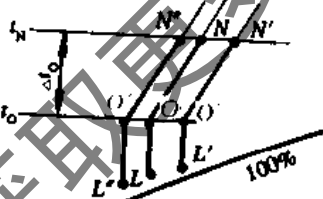


图 9-50 系统机器露点变化时空调房间内控制点的偏移

(1) 喷水室处理空气的露点控制方法。

1) 冬季运行时循环水喷雾处理。设一次回风喷水处理空气的空调系统冬季空气处理过程线如图 9-51 所示。处理过程为:

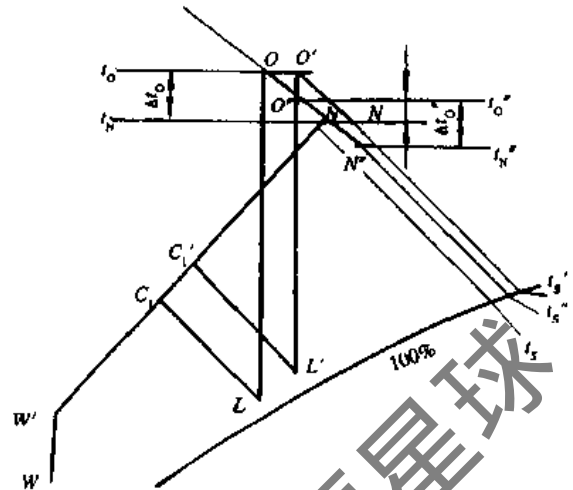
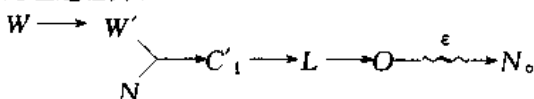


图 9-51 一次回风喷水式空调系统的室内相对湿度控制

空调系统在运行中,如果某一时间内一次回风调整不合适(即新回风比不合适),其一次回风状态点由 C_1 点移至 C'_1 点,经过喷水室循环水喷雾后,其系统的机器露点将会由 L 点移至 L' 点,此时如果仍保持原送风温度不变,其送风状态点将会由 O 点移至 O' 点,那么将 O' 状态点的空气送入室内,其室内状态点将会由 N 点移至 N' 点,则会有: $t_{N'} = t_N$, 但 $\phi_{N'} > \phi_N$, 如果 $\phi_{N'}$ 超出控制范围则是不允许的。但如果送风状态点由 O 移至 O' 点,在保持系统送风湿差和送风量不变前提下,其室内温度将会达 $t_{N'}$, 显然有 $t_{N'} < t_N$, $\phi_{N'} > \phi_N$, 不能满足房间使用要求。

由上述可知,在一次回风喷水室处理空气的空调系统中,控制空调房间内相对湿度恒定的关键是控制系统的机器露点不变,而要使机器露点不变的主要因素则是合理地调节系统一次回风与新风的比。系统在运行中,如果室内相对湿度高于要求值,则应加大新风量,如果低于室内要求的相对湿度,则应减少系统的新风量,从而达到室内相对湿度的恒定。

2) 过渡季的喷水处理。随着天气的变化,室外空气的温、湿度逐渐升高,当无论如何调节一次回风混合比,其混合点的焓值均大于系统机器露点的焓值时,系统便进入过渡季运行阶段,此时单靠采用循环水喷淋处理已无法满足系统所要求的参数时,则应采用全新风方式同时调节喷水的水温(此时需启动制冷系统运行),如为两级喷水时则应第一级喷冷冻水使空气等湿降温,第二级喷循环水等焓加湿,以保证空调系统机器露点的相对稳定。当发现室内相对湿度偏高时,则应降低喷水温度,以保证系统机器露点,反之则可提高喷水温度。

3) 夏季的喷水处理。当空调系统进入夏季运行时,一般采用最小新风运行方式,即所使用的新风量为所允许的最小值,而一次回风则为最大,以利于节省处理空气的能量,同时对一次混合后的空气进行降温去湿处理,调节喷水温度以保证空调系统的机器露点,从而保证空调房间所要求的相对湿度。

如果室外空气焓值小于空调房间内所要求空气状态的焓值,此时则应当关闭一次回风,采用全新风运行方式,以减少处理空气的耗能量。

(2) 采用表面冷却器处理空气的空调系统的露点控制
 采用水冷式表面冷却器等处理空气的空调系统,其夏季运行与喷水室处理空气方式一样,依靠调节通过水冷式表面冷却器的水温来满足系统露点控制的需要。在冬春季节运行调节中一般为调节系统喷蒸汽加湿量来满足空调房间的相对湿度的要求,为无露点控制。

2. 控制空调房间内的湿球温度以保证其相对湿度

我们知道,如果空调房间内所要求的空气温度、相对湿度已定,那么室内空气的湿球温度也就为一定值。

对于湿球温度可用湿球温度计直接测出,如果对空调房间内的湿球温度按要求控制在一定范围内,在室内干球温度保持不变前提下,则空调房间内的相对湿度也就可以控制在一定的范围内。

(1) 水冷式表面冷却器处理空气的空调系统的湿球温度控制。

1) 水冷式表面冷却器处理空气的空调系统的湿球温度控制。图 9-52 为水冷式表面冷却器处理空气的空调系统冬季运行的空气处理过程线。W 点为冬季运行采用最小新风时的室外空气状态点,其空气处理过程为:

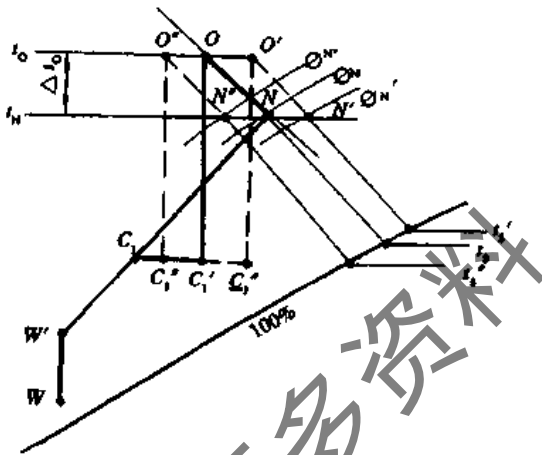
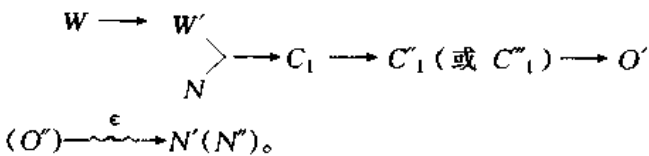


图 9-52 冬季运行的湿球温度控制



设空调房间内空气状态点的湿球温度为 t_s 。如果在冬季的运行调节中,空调系统的送风量,送风温差 Δt_0 送风温度 t_0 及空调房间内的空气温度 t_N 均保持不变,某时刻室内空气相对湿度由 ϕ_N 变化到 ϕ'_N (或 ϕ''_N),而此时空调房间内的湿球温度则为 t'_s (或 t''_s),其空气处理的过程线为:



由此我们不难看出,在此条件运行时要保证空调房间内的相对湿度在要求范围内,就必须正确地调节空调

系统中干蒸汽的加湿量。而相对湿度的大小则直接由室内湿球温度的高低所反映出来,因此在空调系统的运行调节中,可由室内湿球温度的变化来决定加湿量的大小。

2) 过渡季空调系统运行时室内湿球温度的控制。
 空调系统在过渡季运行中或采用新、回风比例调节,或采用全新风运行调节,同样由系统中加湿器加湿量的调节来控制空调房间内的湿球温度,进而保证其相对湿度。

3) 夏季空调系统运行时室内湿球温度的控制。
 空调系统在夏季运行调节中,在保持室内温度为一定值时,只要其湿球温度保持不变,室内的相对湿度也就保持了恒定。相对湿度的过高必然反映到其湿球温度的升高。如图 9-53 所示,由于 $\phi'_N > \phi_N$, 因此 $t'_s > t_s$ 相对湿度的控制也就是湿球温度的控制,只要湿球温度不变,室内的相对湿度也就不会发生改变。控制湿球温度的关键就是控制通过水冷式表面冷却器内的水温和水量。关于这一点与控制系统露点温度相似。

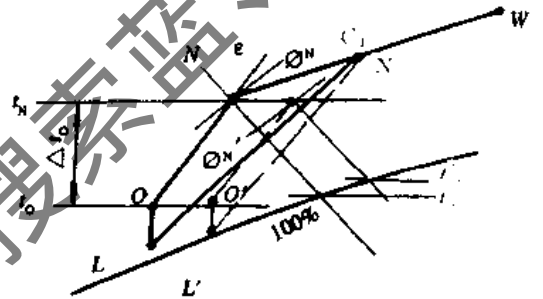


图 9-53 夏季运行的湿球温度控制

目前在空调房间相对湿度控制中所采用的 TH 湿度传感器与 TS-A、(TS-B 及 TS-C) 相对湿度调节器所组成的自动调节系统,由于 TH 传感器是采用干、湿球温度信号发送,经 TS-A 相对湿度调节仪进行转换,对比和调节,以相对湿度的形式表现出来,但其实质则仍是湿球温度的调节。

(2) 喷水室处理空气的空调系统的湿球温度控制。
 喷水室处理空气的空调系统,在冬季运行调节中,在房间内温度 t_N 为一定值,要保持室内相对湿度的稳定,同样必须保持其湿球温度的稳定。而保持湿球温度不变则必须合理地调节新、回风比,控制了新回风混合状态点在过机器露点的等焓线上,也就控制了室内的湿球温度,进而保证了房间内的相对湿度。参阅图 9-51。夏季的运行调节与水冷式表面冷却器空调系统室内湿球温度控制方法相同。

3. 控制送风状态的水蒸气分压力来控制室内的相对湿度

我们知道,只要保证空调房间内空气的温度 t_N 和相对湿度的一定对应关系,那么室内空气的水蒸气分压力也就确定了。例如空调房间内如果要求其空气温度 $t_N = 23^\circ\text{C}$, 相对湿度 $\phi_N = 50\%$ 时,房间内水蒸气分压力 $p_q = 14\text{mbar}$ ($14 \times 10^2\text{Pa}$); 而在 $t_N = 20^\circ\text{C}$, $\phi_N = 60\%$ 时,室内水蒸气分压力 $p_q = 14\text{mbar}$ ($14 \times 10^2\text{Pa}$), 因此在空调系

统的运行调节中,只要能控制住室内温度 t_N 和相对湿度 ϕ_N 的对应关系,也就是控制空气的干、湿球温度的对应关系,就能保证其水蒸气分压力 p_q 在允许范围内波动。只要把送风水蒸气分压力控制在室内相对湿度要求的范围内,就能保证空调房间内的相对湿度。如某空调房间内要求的空气状态参数为 $t_N = 23 \pm 1^\circ\text{C}$, $\phi_N = 50 \pm 5\%$, 那么我们就可知其水蒸气分压力 p_q 应为 $14 \pm 1.5\text{mbar}$ 。对于空调房间散湿量很小的场合,只要把送风水蒸气分压力限制在这个范围内(如果空调房间内余湿量较大,则应从送风中扣除这部分余湿),就能保证室内相对湿度。如图 9-54 所示。空调房间内的热湿比趋于 ∞ , 此时只要将送风状态点的水蒸气分压力处理至与空调房间内要求的空气状态点的水蒸气分压力基本相等时,即可保证室内的相对湿度。

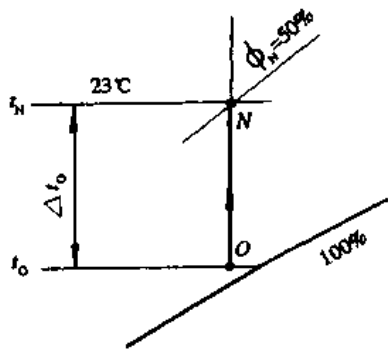


图 9-54 热湿比 $\epsilon = \infty$ 时的送风点

又如某空调房间内要求的空气状态参数为, $t_N = 23^\circ\text{C}$, $\phi_N = 57\%$, 水蒸气分压力 $p_q = 16\text{mbar}$, 室内余湿量为 W , 室内热湿比为 ϵ , 房间内的送风量为 L 。我们知道, 空调房间内的送风量 $L = W / \rho(d_N - d_0)$, 则 $d_0 = d_N - \frac{W}{L \cdot \rho}$ 。

在空调系统的正常运行中(即空调房间内保证要求的空气状态参数), 则空调房间内的余湿量 W , 房间送风量 L , 室内空气状态的含湿量 d_N 均为一定值。因此空调系统送风状态点的含湿量也就为定数。送风状态下的水蒸气分压力也就为定数, 如图 9-55 所示。所以空调系统在运行调节中, 如果控制住了送风状态下的水蒸气分压力, 空调房间内的相对湿度也就得到了相应的控制。

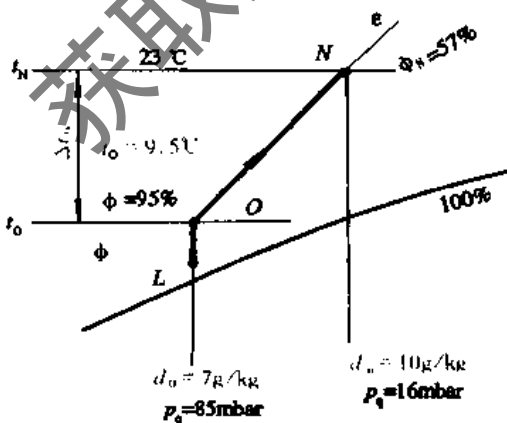


图 9-55 送风点水蒸气分压力控制

直接控制送风状态的水蒸气分压力的方法, 一般是在送风管路内或靠近送风机入口处的空调箱中间室内安装干、湿球温度计(或自动记录温、湿度计), 以监督送风状态的水蒸气分压力的变化。

空调系统在夏季运行中, 对于一次混合后的空气进行等湿降温或降温去湿处理时, 无论是采用冷水喷雾还是水冷式表面冷却器的表面处理, 均需调节水温以保证干、湿球温度的对应关系, 用于湿球温度在有关图表中查出其水蒸气分压力, 如果此时水蒸气分压力大于要求值时, 则应降低冷水温度, 调节冷水流量; 如果此时水蒸气分压力小于要求值, 则可提高冷水温度, 调节水量。同时应使用最小新风以减少能量消耗。

在冬季运行中, 对于喷水式空调系统中采用不饱和和循环水喷雾, 调节水量使经喷水处理后的空气相对湿度低于 95%, 温度高于露点温度, 采用改变喷水量的方法, 以此来保证水蒸气分压力与要求的送风状态水蒸气分压力相等, 如果此时送风状态点水蒸气分压力小于要求值, 则可加大喷水量; 如果此时送风状态点水蒸气分压力大于要求值, 则可减少喷水量。对于采用表面冷却和干蒸汽加湿的空调系统, 只需控制系统加湿量即可控制送风状态的水蒸气分压力。

在夏、冬之间运行中, 此段时间内会有一定时间可以调节一次混合后的空气状态下水蒸气分压力在系统送风状态要求的水蒸气分压力范围之内, 但温度低于送风状态要求的温度, 此时停开冷水系统, 只需启动二次空气加热器, 以提高送风温度即可。另外在冬、夏之间, 也有一段时间可调节一次混合后空气状态下水蒸气分压力会在系统送风状态要求的水蒸气分压力范围之内, 但温度会高于要求的送风温度, 此时则可调节冷水系统的流量和温度使一次混合后的空气温度降至系统送风状态点的温度即可。

在空调系统的运行中, 如果被处理空气的温度高, 湿度也大, 由 $h = 1.01t + d(2500 + 1.84t)\text{kJ/kg}$ 知此时空气的焓值也大, 降温去湿时需要带走的热量也多, 因此需要的冷水量大, 水温低。如果被处理空气只是温度高, 湿度并不大(即干、湿球温度差较大), 此时空气的焓值相对会小些, 处理时消耗的冷量也相应会小一些, 需要的冷水量和冷水温度就不如前一种情况要求的严格。

采用直接控制水蒸气分压力与采用控制露点温度相比有以下优点:

(1) 冬季可节省一部分加热空气的耗热量。对于露点控制, 为了满足系统露点的要求, 必须调节一次混合后的空气温度, 使一次混合状态点位于系统露点的等焓线上, 如果处理后空气的露点温度高于要求值则必须增加系统的新风量, 降低其混合点温度; 如果处理后空气的露点温度低于要求值则必须减少系统新风, 加大回风量, 以提高混合点的空气温度。相反采用循环水喷雾并且调节水量则不必调节一次混合状态点使之位于过露点的等焓线上, 并且可以在允许范围内尽量减少新风量, 加大回风量, 提高一次混合点的温度, 因此可以节省二次加热量, 尤其在过渡季时, 效果更为显著。例如要求送风水蒸气分压力 $p_q = 14\text{mbar}$, 送风温度 $t_0 = 24^\circ\text{C}$, 用露点控制

方法时 $t_L = 12^\circ\text{C}$ ，如果用不饱和水喷淋，喷水室出口空气温度假设为 $t_L = 18^\circ\text{C}$ ， $\phi = 68\%$ ，水蒸气分压力仍为 14mbar。如图 9-56 所示。由于两者水蒸气分压力(即含湿量)相同，送入空调房间内也一定可以满足相对湿度的要求。但对于二次加热器来说，显然把 18°C 的空气加热到 24°C 要比把 12°C 的空气加热到 24°C 节省一半热量。即：

$$\frac{Q_{18}}{Q_{12}} = \frac{0.24G \cdot (t_0 - t_L)}{0.24G \cdot (t_0 - t_L)} = \frac{6}{12} = 0.5$$

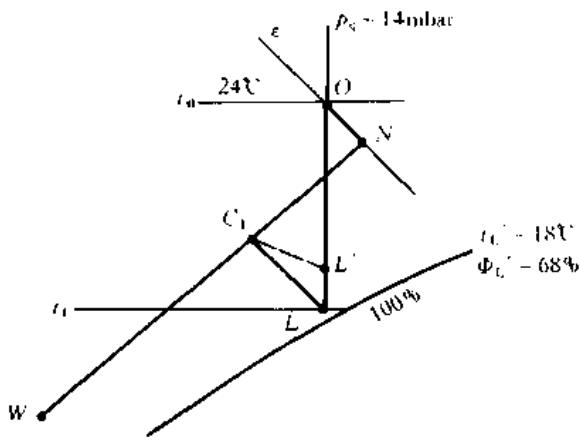


图 9-56 冬季运行可节省二次加热量

(2) 夏季节省冷量。由于控制水蒸气分压力，只在空气进行等湿降温或降温去湿处理时才使用冷冻水，因此比露点控制大大缩短了使用冷水的时间。在 $h-d$ 图上如果我们以 h_L 为绝热喷水时的等焓线， d_L 线为等湿线， t_0 线为等温线，送风含湿量线和送风温度线可组成如图 9-57 中三角形。如果采用露点控制法，在一次循环的空调系统中，如果系统的新回风混合状态点的焓值 $h_{C1} > h_L$ ，运行时则必须采用冷冻水喷雾的处理方法。而对于控制水蒸气分压力法，只有当新、回风混合状态点位于等湿线 d_0 左侧， t_0 线以上时才采用冷冻水喷雾的处理方法。而在 d_0, h_L, t_0 三线所围成的三角形内的一次混合状态点的空气，要保证空调房间内所要求的空气状态参数的相对稳定，则必须进行加湿处理，因此可采用不饱和喷水把空气加湿到 d_0 线上，如果一次混合后的空气状态点位于 d_0 线和 t_0 交点以下的 d_0 线附近(在允许室内湿度波动范围以内时)即可不开喷水系统。这样就

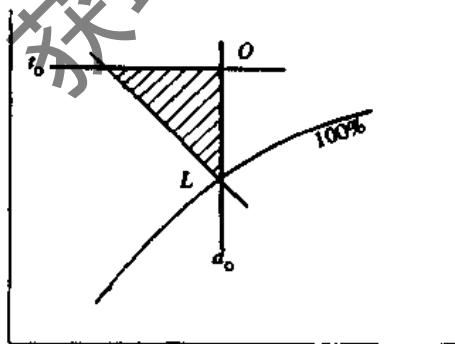


图 9-57 不同湿度控制法在 $h-d$ 图上比较

把为保持空调系统的露点而需要喷冷冻水的区域分成三部分，因此减少了全年运行中喷冷冻水的时间，从而节省了冷量和耗电量，降低了运行费用。

(3) 喷水方法比较灵活，可以节省一定的动力。由于在采用不饱和喷水时的喷水量较小，一般在运行中对于两排对喷的喷水室关闭顺喷的一排管，同时调节逆喷排管的水量即可满足要求，虽然此时水泵的效率降低，但相对而言耗电量还是会减少的。如果不采用水泵进行喷水而改喷自来水(可把自来水接到总喷水管上，或在喷水室布置钻有许多 $\phi 2.5 \sim 3\text{mm}$ 的排管喷自来水)，此时虽然在运行中加大了耗水量，但可以不开水泵而节省动力，从而达到降低运行费用的目的。

(4) 用一次加热器调节送风温度。在采用热水作为热媒的具有一次加热器的空调系统中，如果热水温度较低，二次加热器的加热量又不能满足送风温度的要求时，可采用一次加热器来提高系统空气的温度，这时的一次空气加热器并不是为了用来调节系统的露点温度，而是起到调节送风温度的作用。

(5) 对于表面冷却式空调系统，用控制送风水蒸气分压力来控制对空气的等湿降温或降温去湿以及加湿设备的加湿量，即可做到稳定可靠的保证室内的相对湿度。

但是，采用控制送风状态点的水蒸气分压力的最大缺点是运行调节比较困难，对于经验丰富的运行人员来说能够做到，而对于缺乏运行经验的人来说则比较困难。在夏季运行时可采用系统的露点控制方法，而在冬季对于不饱和水喷水的喷水量的大小，却不易准确掌握，因为对于安装于喷水系统的手动闸板阀或截止阀的开启度与通过的流量并不一定是线性的。同时为了准确控制送风状态的水蒸气分压力，必须测出送风的干球温度和送风相对湿度，或测出送风的干、湿球温度，再查算有关的图表，然后再去调节喷水量，对于手动调节系统而言，确实不易做到，而对于自动化程度较高的空调系统则有可能实现。

对于全年运行的空调系统，一般在夏季可按室内要求的空气状态参数的上限进行调节，而在冬季可按下限值进行调节，从而可减少能量的消耗，也便于整个系统的运行管理。

9.7 空调系统的分区多工况调节

根据室外空气的状态变化情况，在 $h-d$ 图上将室外空气状态出现的范围划分成若干个气象区域。对于空调系统的空气处理，在每一个气象区域内都有一种方式(对于一定的空调系统——指空调器的各功能段组合方式一定时，也只能有一种空气处理方式)。每一种空气处理方式称为空调系统的一个工况，每个气象分区称为一个工况区。在各个区域内采用不同的空气处理方式，这样一个空调系统就可以根据全年室外空气状态所位于的气象区域不同而采用不同的运行调节方式即不同的工况调节。

9.7.1 空调运行工况划分的原则

对于一已定的空调系统来讲，工况的划分一般应满

足以下条件:

(1) 在运行中必须能保证空调房间所要求的温、湿度、静压等条件。

(2) 运行调节工况应能使系统在全年运行中最经济、合理。即冷量、热量及电能消耗为最小,并尽量利用室外空气本身所具有的能量(冷、热能等),减少全年冷冻系统的运行时间和供热时间。

(3) 应使各调节工况下所选用的调节机构均能满足全年运行调节需要,保证空调运行参数在要求范围内。

(4) 在满足运行调节的前提下,应使参与各调节工况的调节机构最少(即控制、调节环节少),方法简单。

(5) 工况与工况之间的区域分界线应是调节过程中前一调节工况的临界线,创造工况相互转换的有利条件。

工况与工况之间的转换条件一般是采用位置条件和参数条件两种。位置条件就是采用执行机构的极限位置作为工况转换条件,参数条件就是利用参数的极限值作为工况转换条件。其参数条件一种是采用室内参数(室内送风、回风的温、湿度),另一种是室外参数。

空调系统全年运行调节工况按处理设备 & 空气的处理方法不同可分为喷淋式空调系统及表冷空调系统,全新风直流系统,一次回风系统或一、二次回风系统及具有旁通的系统,定露点、变露点及无露点控制等。

9.7.2 空调系统全年运行工况的划分方法

(1) 按照室内外空气的热焐值进行空调工况分区。一般是在 $h-d$ 图上过空调室内状态点、送风状态点、系统的机器露点及冬季最小新风状态点分别作等焐线,将 $h-d$ 图分为几个区域,以此决定空调系统在运行中是降焐还是增焐。

(2) 按照室内外空气的含湿量法进行分区。即在 $h-d$ 图上分别过空调室内状态点、送风状态点或其他特殊状态点作等湿线将 $h-d$ 图分成几个区域,以决定空调系统在运行中是增湿还是去湿处理。

(3) 按照室内外空气的热焐值和含湿量值进行联合划分空调工况分区。

9.7.3 采用水冷式表面冷却器处理空气的空调系统工况分区方法和运行调节

采用水冷式表面冷却器处理空气的空调系统常用工况分区有以下几种:

1. 全年运行采用三个工况的分区调节

(1) 直流式空调系统的运行工况分区调节

直流式空调系统三个工况运行调节的分区方法为:

过空调系统送风状态点 O 的等湿线 d_0 和等温线 t_0 将全年室外空气状态点所处区域划为 1、2、3 个区,如图 9-58 所示,则每一个区为一个运行调节工况区。对应于每一个工况区,在空调系统的运行调节中均有一种空气处理方式。

因此,直流式空调系统三个工况运行调节方法为:

1) 当室外空气状态点 W_1 位于第 I 工况区时,由于 $t_{w1} < t_0, d_{w1} < d_0$,因此对空气的处理方法为:先将室外空气由状态点 W_1 加热升温至 W'_1 ,使 $t_{w1} = t_0$,然后对

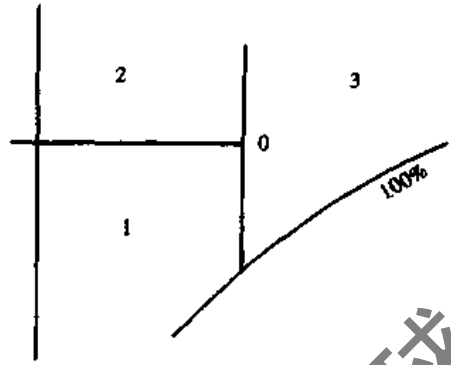


图 9-58 直流式恒温恒湿空调系统运行工况分区图

处于 W'_1 状态点的空气进行喷蒸汽加湿至送风状态点 O ,即可送入室内。如图 9-59 所示。其处理过程为:

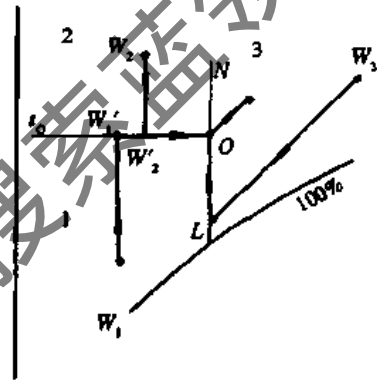


图 9-59 直流式系统的空气处理过程线

$$W_1 \rightarrow W'_1 \rightarrow O \xrightarrow{\epsilon} N_0$$

如果 W_1 点位于 d_0 的等湿线上,且有 $t_{w1} < t_0$ 时,则可将 W_1 状态点空气直接加热至 O ,送入室内即可;如果 W_1 点位于 t_0 的等温线上,且有 $d_{w1} < d_0$ 时,则可直接对其进行喷蒸汽加湿至 O 点送入室内即可。

2) 当室外空气状态点 W_2 位于第 2 工况区时,由于 $d_{w2} > d_0, t_{w2} > t_0$,因此在运行调节中,将 W_2 点的状态空气进行等湿降温至 W'_2 状态点,使 $t_{w2} = t_0$,然后再进行喷蒸汽加湿处理至送风状态点 O 送入室内即可,其处理过程为:

$$W_2 \rightarrow W'_2 \rightarrow O \xrightarrow{\epsilon} N_0$$

如果室外空气状态点 W_2 位于 d_0 的等湿线上,且有 $t_{w2} > t_0$ 时,可直接对该状态的空气进行等湿降温至 O 点后送入室内即可。

3) 当室外空气状态点 W_3 位于第 3 工况区时,则有 $d_{w3} > d_0$,因此需对 W_3 状态点的空气进行降温去湿处理至 L 点,且有 $d_L = d_0$,然后再将 L 状态点空气加热至 O 点送入室内即可,如图 9-59 所示。其处理过程为:

$$W_3 \rightarrow L \rightarrow O \xrightarrow{\epsilon} N_0$$

直流式空调系统三个工况运行调节的内容及工况转换条件见表 9-9 及表 9-10。

表 9-9 直流式空调系统的全年运行调节

工况分区号	室外空气参数范围	房间温度控制	房间相对湿度控制	房间正压控制	调节内容				
					WV _{DA}	TV _L	TV _R	MV	WV _{EXA}
1	$t_{w1} < t_0, d_{w1} < d_0$	二次加热	喷蒸加湿	排风量	全开	关闭	调节	调节	调节
2	$t_{w2} > t_0, d_{w2} < d_0$	冷量	喷蒸加湿	排风量	全开	调节	关闭	调节	调节
3	$d_{w3} > d_0$	二次加热量	冷量	排风量	全开	调节	调节	关闭	调节

注: t_w ——室外空气温度; d_w ——室外空气含湿量; t_0 ——送风点温度; WV_{EXA}——排风调节阀; WV_{DA}——新风调节阀; TV_L——冷水调节阀; MV——加湿调节阀; TV_R——二次加热调节阀。

表 9-10 直流式空调系统运行工况转换表

转换前工况	工况编号	转换后工况		
		1	2	3
1	1		$t_w \geq t_0$	
2	2	$t_w \leq t_0$		$d_w \geq d_0$
3	3		$d_w < d_0$	

(2) 一次回风式空调系统分区工况的运行调节。一次回风式空调系统运行工况分区与直流式空调系统工况分区方法相同,只是位于各工况区内的室外空气状态点的空气处理方法不同而已。

1) 当室外空气状态点 W_1 位于第 1 工况区时, (无论是由于空调系统中房间内正静压的要求, 还是维持室内工作人员卫生条件的要求) 使用最小新风回比, 其新回风混合点 C_1 , 由于 $t_{C1} < t_0, d_{C1} < d_0$, 因此需将处于 C_1 状态点的空气进行加热调节至 C'_1 , 后再喷蒸汽加湿至 O 状态点, 送入室内即可, 如图 9-60 所示。其处理过程为:

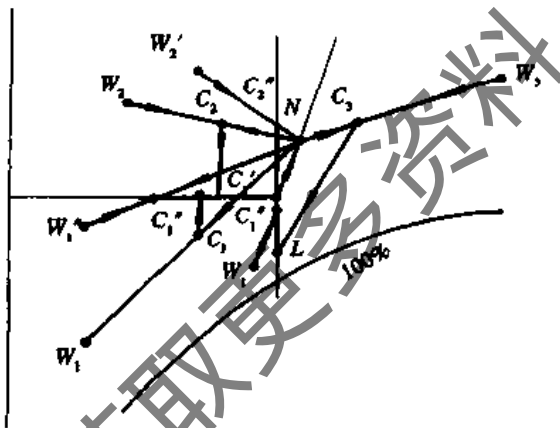
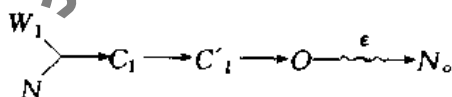
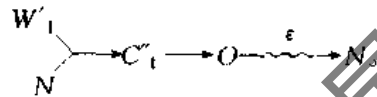


图 9-60 一次回风式空调系统的工况运行调节

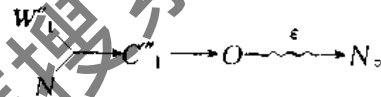


如果室外空气状态点 W_1 位于第 1 工况区时, 且有 $t_{w1} < t_0, d_{w1} < d_0$, 但系统在运行调节中, 在满足系统最小新风量的前提下, 可以调节新、回风比且使一次回风混合状态点 C_1 位于 d_0 的等湿线上时, 即 $d_{C1} = d_0, t_{C1} < t_0$ 。此时的运行调节只要调节系统的二次加热量, 使 C_1 状态点的空气升温至 t_0 , 即由 C_1 状态点调节至 O 状态点后送

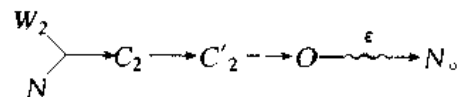
入室内即可。如图 9-60 所示, 其空气处理过程为:



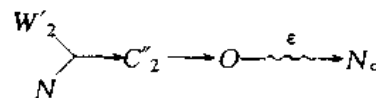
如当室外空气状态点 W_1 位于第 1 工况区时, 而且 $t_{w1} < t_0, d_{w1} < d_0$, 但系统在运行调节中, 满足最小新风量和房间正压要求的前提下, 能够调节新、回风比使其混合状态点 C_1 位于 t_0 等温线上, 即 $t_{C1} = t_0, d_{C1} < d_0$, 此时只需将 C_1 状态点空气进行喷蒸汽加湿处理至 O 状态点后送入室内即可。如图 9-60 所示。其处理过程为:



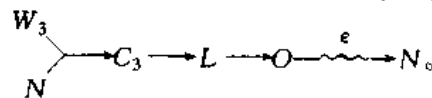
2) 当室外空气状态点 W_2 位于第 2 工况区时, 则有 $t_{w2} > t_0, d_{w2} < d_0$ 。此时的运行调节可按最小新、回风比调节, 其一次混合状态点为 C_2 , 则有 $t_{C2} > t_0, d_{C2} < d_0$, 因此需将 C_2 状态点空气先进行等湿降温处理至 C'_2 点 ($t_{C'_2} = t_0$), 再喷蒸汽加湿处理至 O 点, 送入室内即可。如图 9-60 所示。其处理过程为:



如果室外空气状态点 W_2 位于第 2 工况区时, $t_{w2} > t_0, d_{w2} < d_0$, 但调节一次回风比使 C'_2 混合点位于 d_0 的等湿线上时, 则可对 C'_2 状态点空气直接进行等湿降温处理至 O 状态点, 送入室内即可, 如图 9-60 所示, 其处理过程为:



3) 当室外空气状态点 W_3 位于第 3 工况区时, 由于 $d_{w3} > d_0$ 。此时运行调节时可根据室外空气温度 t_{w3} 的高低, 或采用最小新风或采用调节新、回风比, 其混合状态点为 C_3 , 然后将位于 C_3 状态点的空气进行降温去湿处理至 L 状态点后, 再用二次加热的方法调节至送风状态点 O , 送入室内即可, 如图 9-60 所示。其空气处理过程为:



一次回风式空调系统的全年工况运行调节及工况转换见表 9-11 及表 9-12。

表 9-11 一次回风式空调系统的全年运行工况调节

工况分区号	室外参数范围	房间温度控制	房间相对湿度控制	房间正压控制	调节内容					
					WV _{OA}	WV _{RAI}	TV _L	TV _R	MV	WV _{EXA}
1	$t_{w1} < t_0$ $d_{w1} < d_0$	二次加热	喷蒸加湿	回风	调节	调节	关闭	调节	调节	关闭或开启
2	$t_{w2} > t_0$ $d_{w2} < d_0$	冷量	喷蒸加湿	回风	调节	调节	调节	关闭	调节	关闭或开启
3	$d_{w3} > d_0$	二次加热	表冷器冷量	回风	调节	调节	调节	调节	关闭	关闭或开启

注: WV_{RAI}——一次回风调节阀。

表 9-12 一次回风式空调系统全年运行工况转换条件

调节工况编号	转换后工况		
	1	2	3
转换前工况	1	$t'_N \geq t_N + \Delta t$ TV _R 关闭	
	2	$t'_N < t_N - \Delta t$ TV _L 关闭	$\phi'_N < \phi_N + \Delta\phi$ MV 关闭
	3	$\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$ TV _L 关闭	

注: t'_N —运行时空调房间实际温度
 t_N —空调房间要求的基准温度
 Δt —空调房间温度控制精度
 ϕ'_N —运行时空调房间实际相对湿度
 ϕ_N —空调房间要求基准相对湿度
 $\Delta\phi$ —空调房间相对湿度控制精度

2. 全年运行采用四个工况调节的一、二次回风式空调系统的运行调节

(1) 全年运行采用四个工况调节的工况分区。过空调房间室内温度的等焓线 h_N , 空调系统送风状态点的等温线 t_0 和等湿线 d_0 将全年室外空气状态点出现的范围分成四个区域, 则每个区域即为一个运行调节工况区。如图 9-61 所示。

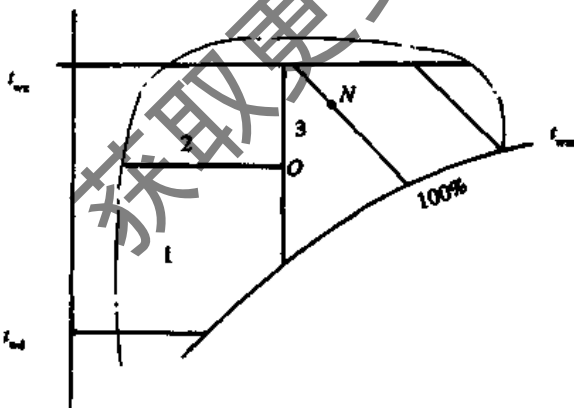


图 9-61 全年运行恒温恒湿空调系统四工况分区图

(2) 全年运行采用四个工况区的调节方法。

1) 如果室外空气状态点 W 位于第 1、2 工况区时, 空调系统的运行调节方法与一次回风式恒温恒湿空调系统三个工况分区中第 1、2 工况调节方法相同。

2) 当室外空气状态点 W_3 位于第 3 工况区时, 则有 $h_{W3} > h_N$, 因此, 此时再采用一次回风方法时, 将会使混合状态点的焓值大于新风状态点的焓值, 从而增加了处理空气的耗冷量。所以将位于 W_3 状态点的空气直接处理至系统的机器露点 L , 再调节二次回风量, 使其二次混合状态点与空调系统的送风状态点重合, 送入室内即可。如图 9-62 所示。其空气处理过程为:

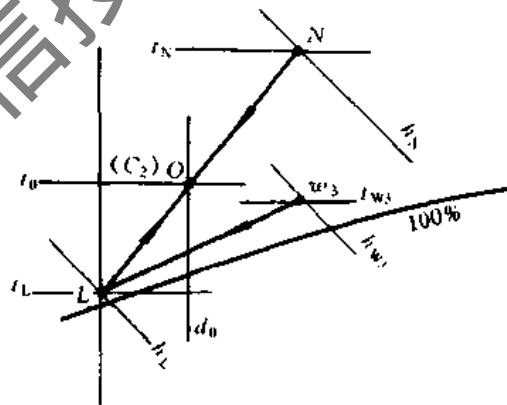
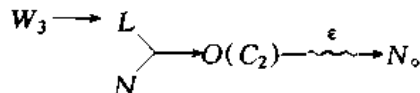


图 9-62 第 3 工况的运行调节过程线



在使用二次回风调节送风状态点时, 由于在空调系统中总回风量为定值, 如果二次回风量小于总回风量, 则应将多余的回风通过系统排风调节阀排出系统之外。因此在 3 工况的运行调节时, 可使二次回风调节阀与系统中的排风调节阀联锁, 且互为反向动作, 即二次回风调节阀开大, 系统排风则应关小; 反之二次回风阀关小时, 系统排风阀则应开大。

3) 如果室外空气状态点位于第 4 工况区时, 其空气处理方法同 1. 中(2)的第 3 工况调节方法。

(3) 全年运行采用四个工况的恒温恒湿空调系统的运行调节方法及工况的相互转换见表 9-13 及表 9-14。

表 9-13 全年运行采用四个工况的恒温恒湿空调系统的运行调节

工况分区号	室外空气参数范围	房间温度控制	房间湿度控制	调节内容						
				WV _{DA}	WV _{RA1}	WV _{RA2}	WV _{EXA}	TV _L	TV _R	MV
1	$t_{w1} < t_0$ $d_{w1} < d_0$	二次加热	喷蒸加湿	最小	最大	关闭		关闭	调节	调节
2	$t_{w2} > t_0$ $d_{w2} < d_0$	冷水量	喷蒸加湿	调节	调节	关闭		调节	关闭	调节
3	$h_{w3} < h_N$ $d_{w3} > d_0$	新风与二次回风比	冷水量	调节	关闭	调节	调节 (与M ₂ 反向)	调节	关闭	关闭
4	$h_{w4} > h_N$	二次加热	冷水量	最小	最大 (或调节)	关闭 (或调节)		调节	调节或 关闭	关闭

表 9-14 全年运行调节采用四个工况的空调系统的工况转换条件

		转换后工况			
		1	2	3	4
转换前 工况	1		$t_N \geq t_N + \Delta t$ TV _R 关足		
	2	$t_N' < t_N - \Delta t$ TV _L 关足		$\phi_N \geq \phi_N + \Delta \phi$ MV关足	
	3		$\phi_N < \phi_N - \Delta \phi$ TV _L 关足		$t_N \leq t_N - \Delta t$ WV _{RA2} 开足
	4			$t_N < t_N - \Delta t$	

注： $t_{NS}, t_{N'S}$ 为空调房间内基准和实际湿球温度值， Δt_s 为湿球温度控制精度。

3. 全年运行采用五个调节工况的空调系统的空气处理方法

(1) 全年运行采用五个调节工况的空调系统的工况分区方法。工况分区方法是在全年四个工况分区基础上，用冬季最小新风临界线 t_{w0} 将四个工况分区中的第 1 工况区分为两个工况区。如图 9-63 所示。

(2) 全年运行五个工况时的调节方法。

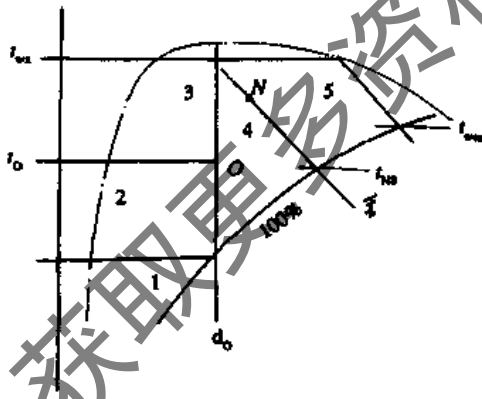
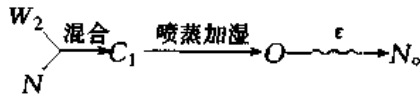


图 9-63 全年运行采用五个工况的分区图

室外状态点位于第 2 工况区的 W_2 时，调节系统新风回风比例使其混合状态点 C_1 位于送风状态点 O 的等温线 t_0 上，而后喷蒸汽加湿至 O 状态点后送入室内即可满足系统的调节需要。其处理过程为：



室外空气状态点 W_2 位于第 2 工况区的过室内状

1) 如果室外空气状态点 W 位于第 1、3、4、5 工况区时，如前所述可分别采用最小新风的加热、加湿；等湿降温、加湿；全新风降温去湿二次回风调节送风状态点及最小新风的降温去湿、加热升温的调节方法。可参阅本节中有关内容。

2) 如果室外空气状态点 W_2 位于第 2 工况区时，将会有下面三种情况。如图 9-64 所示。

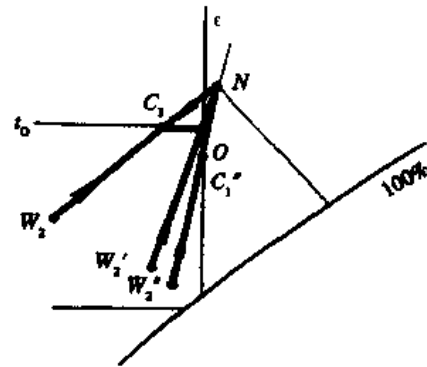
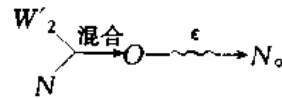


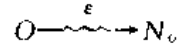
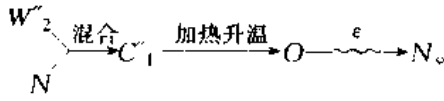
图 9-64 室外空气状态点位于第 2 工况区时处理过程线

态点 N 的热湿比线上时，可直接调节新风和一次回风比，使其混合状态点位于系统送风状态点 O ，即可送入室内以满足系统调节的需要，其处理过程为：



室外空气状态点位于第 2 工况区的 W_2 点时，调节新风与一次回风比，使其混合状态点位于过送风状态点

O 的等湿线 C_1 点,而后可直接加热升温至 O 点后送入室内即可满足系统调节的需要。其处理过程为:



3) 全年运行采用五个工况的恒温恒湿空调系统的运行调节方法及工况的相互转换见表9-15及表9-16。

表 9-15 全年运行采用五个工况的空调系统的运行调节

工况分区号	室外空气参数范围	房间温度控制	房间相对湿度控制	调节内容						
				WV _{OA}	WV _{RAI}	WV _{RAI}	WV _{EXA}	TV _L	TV _R	MV
1	$t_{w_1} < t_{w_1} < t_{w_0}$ $d_{w_1} < d_0$	二次加热量	喷蒸加湿量	最小	最大	关闭	关闭	关闭	调节	调节
2	$t_{w_2} < t_0$ $d_{w_2} < d_0$	新风与一次回风比	喷蒸加湿量	调节	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	调节
3	$t_{w_3} > t_0$ $d_{w_3} < d_0$	表冷器冷量	新风与一次回风比	调节	调节	关闭	关闭	调节	关闭	关闭
4	$h_{w_4} > h_{w_4}$ $d_{w_4} > d_0$	新风与回风比	表冷器冷量	开大	关闭	调节	与 M_2 反向	调节	关闭	关闭
5	$h_{w_5} < h_N$ $t_{w_5} < t_{N_5}$	二次加热量	表冷器冷量	最小	最大	关闭	关闭	调节	调节	关闭

表 9-16 全年运行采用五个工况调节的空调系统的工况转换条件

调节工况编号	转换后工况				
	1	2	3	4	5
转换前工况	1		$t'_N < t_N + \Delta t$ TV _R 关闭		
	2	$t'_N < t_N - \Delta t$ WV _{OA} 关闭		$\phi'_N > \phi_N + \Delta \phi$ MV 关闭	
	3		$\phi'_N < \phi_N - \Delta \phi$ WV _{OA} 最小		$\phi'_N < \phi_N - \Delta \phi$ WV _{OA} 最小
	4			$\phi'_N > \phi_N - \Delta \phi$ WV _{OA} 最大	$t'_N < t_N - \Delta t$ TV _L 最大
	5				$t_{w_5} < t_{N_5}$

4. 全年运行采用七个调节工况的空调系统的工况分区方法和调节方法

(1) 全年运行采用七个调节工况的空调系统的工况

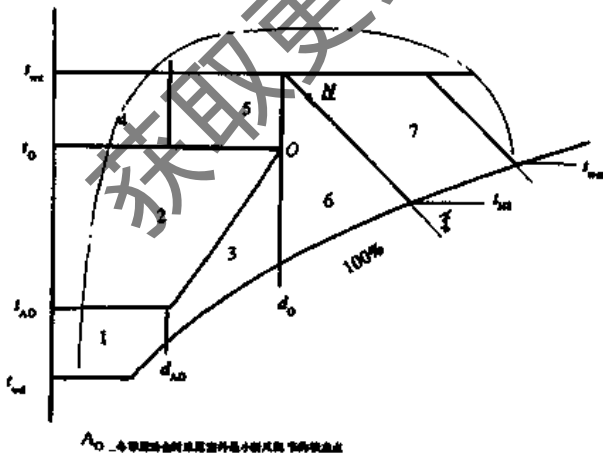


图 9-65 全年运行采用 7 个工况分区的恒温恒湿的工况分区图

分区方法。过系统送风状态点 O 作等温等湿线 t_0, d_0 过 A₀ 点作等温线,等湿线 t_{A_0}, d_{A_0} ;过室内状态点 N 作等焓线 h_N ,连结 OA_0 ,以上各线将全年室外空气状态点可能出现的气象区划分为 7 个区域,如图 9-65 所示。每个区域成为一个运行调节工况区。

(2) 室外空气状态点位于各工况区时运行调节方式。

1) 室外空气状态点 W_1 位于 1 区时的运行调节方式。采用最小新风,最大回风,调节加热器的加热量和调节喷蒸加湿器的加湿量使之达到系统送风点 O,然后送入室内满足系统需要。空气处理过程线及处理过程同前。

2) 室外空气状态点 W_2 位于 2 工况区时的运行调节。

在满足系统最小新风和空调房间内正静压要求前提下,调节新、回风比例,使其混合状态点温度等于送风温度,然后调节喷蒸加湿器的加湿量使之达到 O 点后送入室内以满足系统调节的需要,空气处理过程和处理过程线同前。

3) 室外空气状态点 W_3 位于 3 工况区时的运行调节。调节新、回风比使其混合后的状态点位于 d_0 线上,然后调节加热器的加热量使之升温到 O 状态点送入室

内满足系统调节的需要。

4) 室外空气状态点 W_4 位于第 4 工况区时的运行调节。采用最小新风, 开大一次回风, 分别调节加湿调节阀和表面冷却器的冷水调节阀使之达到送风状态点后送入室内以满足系统调节的需要。

5) 室外空气状态点 W_5 位于第 5 工况区时的运行调节。调节一次回风与新风的比例, 使其混合状态点位于 d_0 线上, 再调节系统表面冷却器的冷水阀使处理到 O 状态点后送入室内满足调节的需要。

6) 室外空气状态点 W_6 位于第 6 工况区时的运行调节。此时在运行中可关闭一次回风, 将新风经表面冷却器降温去湿处理到系统机器露点上, 再调节二次回风量并使混合点位于 O , 送入室内即可。

7) 室外空气状态点 W_7 位于 7 工况区时的调节。采用最小新风(最大回风)混合后降温去湿处理至 d_0 线, 调节二次加热器的加热量进行升温至 O 点, 即可送入室内。

(3) 全年运行采用七个工况的恒温恒湿空调系统的运行调节方法及工况的相互转换见表 9-17 及表 9-18。

表 9-17 全年运行采用七个工况调节的空调系统的运行调节

工况分区号	室外空气参数范围	房间温度控制	房间湿度控制	调节内容						
				WV _{CA}	WV _{RAI}	WV _{RA2}	WV _{EX2}	TV _L	TV _R	MV
1	$t_{w4} < t_{w1} < t_{w0}$ $d_{w1} < d_{w0}$	二次加热量	喷蒸加湿量	最小	最大	关闭	关闭	关闭	调节	调节
2	$t_{w0} < t_{w2} < t_0$ $d_{w2} < d_0$	新回风比例	喷蒸加湿量	调节	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	调节
3	$t_{w3} < t_0$ $d_{w0} < d_{w3} < d_0$	二次加热量	新回风比例	调节	调节	关闭	关闭	关闭	调节	关闭
4	$t_{w4} > t_{w4} > t_0$ $d_{w4} < d_0$	表冷器冷量	喷蒸加湿量	最小	最大	关闭	关闭	调节	关闭	调节
5	$t_0 < t_{w5} < t_{w4}$ $d_{w5} < d_0$	表冷器冷量	新回风比例	调节	调节	关闭	关闭	调节	关闭	关闭
6	$h_{w6} < h_N$ $d_{w6} > d_0$	二次回风量	表冷器冷量	最大	关闭	调节	与 M_2 反向	调节	关闭	关闭
7	$h_{w7} < h_N$ $t_{N3} < t_{w7} < t_{WSX}$	二次加热量	表冷器冷量	最小	最大	关闭	关闭	调节	调节	关闭

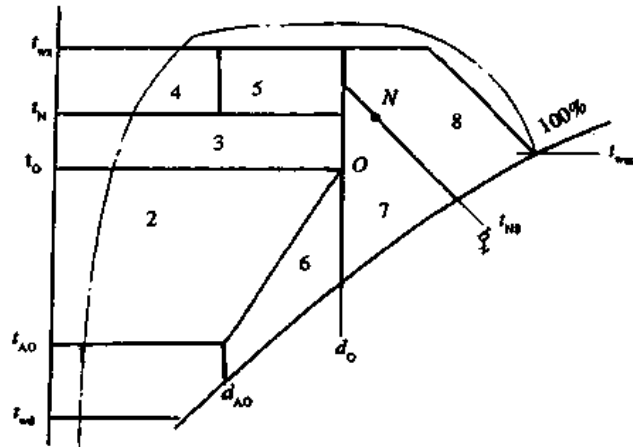
表 9-18 全年运行采用七个工况的空调系统的工况转换条件

调节工况编号	转换后工况						
	1	2	3	4	5	6	7
转换前工况	1	TV_R 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$	MV 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta \phi$				
	2	WV_{RAI} 关足 $t'_N < t_N - \Delta t$	MV 关足 $\phi'_N < \phi_N - \Delta \phi$	$t_w > t_N$ $\phi'_N < \phi_N - \Delta \phi$	$t_w > t_N$ $\phi'_N > \phi_N + \Delta \phi$		
	3	WV_{RAI} 开足 $\phi'_N < \phi_N + \Delta \phi$	TV_R 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$				$t_{wL} > t_{OL}$
	4		$t_w \leq t_n$			MV 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta \phi$	
	5		$t_w \leq t_n$		WV_{RAI} 开足 $\phi'_N < \phi_N - \Delta \phi$		$t_{wS} > t_{ns}$ $t_{wL} > t_{OL}$
	6			$t_w < t_0$ $t_{wL} \leq t_{OL}$		$t_w > t_0$ $t_{wL} \leq t_{OL}$	$t_{wS} > t_{ns}$
	7					$t_{wL} < t_{OL}$	$t_{wS} < t_{ns}$ $t_{wL} < t_{OL}$

注: ① 表中 t_w, t_{wS}, t_{wL} 分别为室外空气的干球温度、湿球温度及露点温度。
 ② 表中 t_{nS}, t_{nL} 分别为室内空气的湿球温度和露点温度。
 ③ 表中 t_0, t_L 分别为空调系统的送风干球温度和送风状态下的露点温度。
 ④ t_N, ϕ_N 为空调房间内的温度和相对湿度。
 ⑤ t'_N, ϕ'_N 分别为某时刻空调房间内的实际温度和相对湿度。
 ⑥ $\Delta t, \Delta \phi$ 分别为空调房间内温度和相对湿度的控制精度。

5. 全年运行调节采用八个工况的空调系统的工况分区及调节方式

(1) 全年运行调节采用八个工况的恒温恒湿空调系统的工况分区方法。全年运行采用八个工况的恒温恒湿空调系统的工况分区方法与采用七个工况区的方法基本相同,只是八个工况分区是在七个工况分区基础上进行,即是过室内空气状态点 N 作等温线 t_N ,由 t_N 线和 t_0 线, d_0 线及室外空气状态全年出现的气象区包络线构成一个新的运行调节工况区,如图 9-66 所示。



9-66 全年运行采用八个工况的空调系统的工况分区

(2) 室外空气状态点位于各工况区时的运行调节。

1) 室外空气状态点位于第 1、2、3、4、5、6、7、8 工况区时,其运行调节方法与 4. 中的有关工况区的运行调节方法相同。

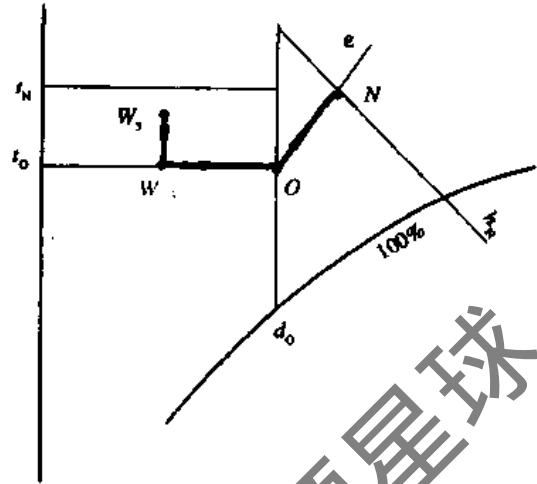


图 9-67 第 3 工况的运行调节方法

2) 室外空气状态点 W_3 位于第 3 工况区时,由于有 $t_{W3} < t_N, t_{W3} > t_0, h_{W3} < h_N, d_{W3} < d_0$,因此运行时可关闭一次回风,采用全新风方式,可直接将 W_3 状态点的空气等湿冷却,使 $t_{W3} = t_0$,而后再喷蒸汽加湿至系统送风状态点 O ,送入室内即可。也可按本节 4. 中第 5 工况区的调节方法处理空气。如图 9-67 所示。此时的空气处理过程为:

$$W_3 \rightarrow W'_3 \rightarrow O \rightarrow N$$

水冷却式恒温恒湿空调系统采用八个工况时的运行调节的调节内容及工况转换条件见表 9-19 及表 9-20。

表 9-19 全年运行采用八个工况的集中空调系统的运行调节

工况分区号	室外空气参数范围	房间温度控制	房间湿度控制	调节内容						
				WV _{OA}	WV _{RA1}	WV _{RA2}	WV _{EXA}	TV _L	TV _R	MV
1	$t_{W1} < t_{W1} < t_{AO}$ $d_{W1} < d_0$	二次加热	喷蒸汽加湿	最小	最大	关闭	关闭	关闭	调节	调节
2	$t_{AO} < t_{W2} < t_0$ $d_{W2} < d_0$	新风与一次回风比	喷蒸加湿量	调节	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	调节
3	$t_0 < t_{W3} < t_N$ $d_{W3} < d_0$	表冷器冷量	喷蒸加湿量	最大	关闭	关闭	关闭	调节	关闭	调节
4	$t_{W4} > t_N$ $d_{W4} < d_0$	表冷器冷量	喷蒸加湿量	最小	最大	关闭	关闭	调节	关闭	调节
5	$t_{W5} > t_N$ $d_{W5} < d_0$	表冷器冷量	新风与一次回风比	调节	调节	关闭	关闭	调节	关闭	关闭
6	$t_{W6} < t_{W6} < t_0$ $d_{W6} < d_0$	二次加热量	新风与一次回风比	调节	调节	关闭	关闭	关闭	调节	关闭
7	$h_{W7} < h_N$ $d_{W7} > d_0$	二次回风	表冷器冷量	最大	关闭	调节	与 M_2 反向	调节	关闭	关闭
8	$h_{W8} > h_N$ $t_{W8} < t_{W8}$	二次回风或二次加热	表冷器冷量	最小	最大或调节	关闭或调节	关闭	调节	(或调节)	关闭

表 9-20 全年运行采用八个工况调节空调系统工况转换条件

		转换后工况							
		1	2	3	4	5	6	7	8
转换前工况	1		MV 关闭 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$				MV 关闭 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		
	2	WV _{RAI} 关闭 $t'_N > t_N - \Delta t$		WV _{RAI} 关闭 $t'_N < t_N + \Delta t$			MV 关闭 $\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$		
	3		TV _L 关闭 $t'_N < t_N - \Delta t$		$t_w > t_N$ $\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$	$t_w > t_N$ $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		$t_{wl} > t_{OL}$	
	4			$t_w \leq t_n$		MV 关闭 $\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$			
	5			$t_w < t_N$	WV _{RAI} 关闭 $\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$				$t_w > t_N + \Delta t$ $t_{wl} > t_{OL}$
	6	WV _{RAI} 关闭 $\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$	TV _R 关闭 $t'_N > t_N + \Delta t$					$t_w \leq t_n$ $t_{wl} \leq t_{OL}$	
	7			$t_w < t_N$ $t_{wl} < t_{OL}$			$t_w < t_n$ $t_{wl} < t_{OL}$	$t_w < t_n$ $t_{wl} < t_{OL}$	$t_w > t_N + \Delta t$
	8						$t_{wl} < t_{OL}$	$t_w \leq t_N - \Delta t$ $t_{wl} > t_{OL}$	

6. 舒适性空调系统全年运行的工况调节

(1) 舒适性空调系统全年调节工况的分区

分区图如图 9-68 所示。由图可知,该空调系统全年调节工况共分 14 个工况区,各调节工况区内空气处理过程基本上与恒温恒湿空调系统处理过程相同。但舒适性

空调系统室内空气温、湿度允许在较大的范围内波动,因此全年运行中的系统送风状态点 O 也可以在较大范围内波动。如图 9-68 中的四边形 OO₁O₂O₃ 即 8 工况。

(2) 图 9-68 中的 4、6、8、9、10、12 调节工况的空气处理过程。

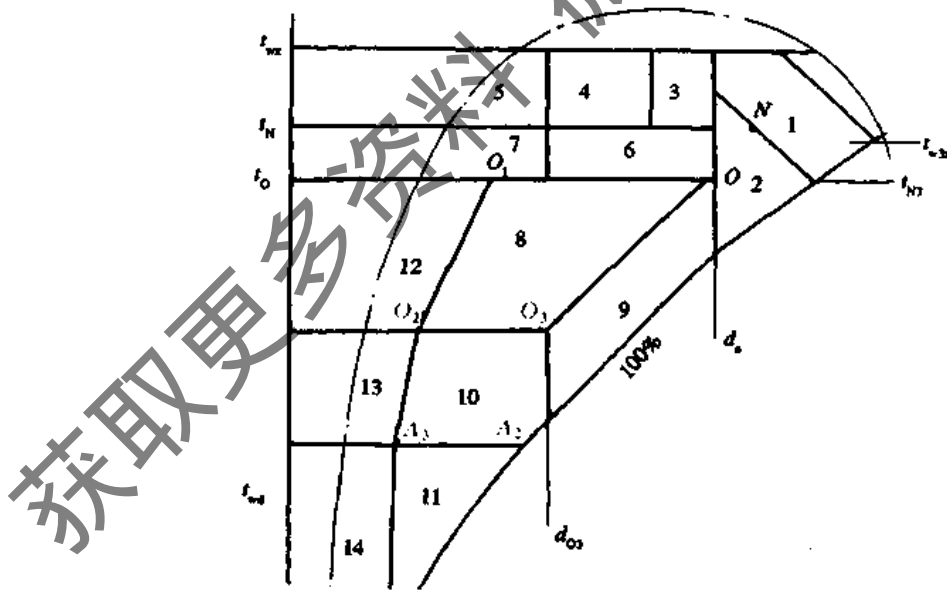


图 9-68 全年运行的舒适性空调运行工况分区图

- 1) 4、6 工况 室外新风 W 经表冷器冷却降温至 t_{O_1} 等温线上,送至室内即可。
- 2) 8 工况 室外新风不需做任何热湿处理直接送至室内即可。
- 3) 9、10 工况 室外新风与一次回风经混合后,其混

- 合状态点位于 $OO_1O_2O_3$ 四边形内即可送入室内。
 - 4) 12 工况 室外新风直接经喷蒸加湿后至送风四边形 $OO_1O_2O_3$ 内即可送入室内。
- 舒适性空调系统表冷器全年运行的调节过程及各调节工况之间的相互转换条件见表 9-21 及表 9-22。

表 9-21 舒适性空调系统的工况调节

工况分区号	室外空气参数范围	房间温度控制	房间湿度控制	调节内容						
				WV _{OA}	WV _{RA1}	WV _{RA2}	WV _{EXA}	TV _L	TV _R	MV
1	$t_{ws} > t_{ys}$ $h_w > h_y$	—(或二)次回风阀	冷水阀	最小	调节	(或调节)	关闭	调节	关闭	关闭
2	$t_{ws} < t_{ys}$ $d_w > d_0$	二次回风阀	冷水阀	最大	关闭	调节	与 WV _{RA2} 反向	调节	关闭	关闭
3	$t_w > t_N$ $d_w < d_0$	冷水阀	一次回风阀	最小	调节	关闭	关闭	调节	关闭	关闭
4	$t_w > t_N$ $d_w < d_0$	冷水阀	一次回风(或加湿)阀	最小	最大	关闭	关闭	调节	关闭	关闭(或调节)
5	$t_w > t_N$ $d_w < d_0$	冷水阀	加湿阀	最小	最大	关闭	关闭	调节	关闭	调节
6	$t_0 < t_w < t_N$ $d_w < d_0$	冷水阀		最大	关闭	关闭	关闭	调节	关闭	关闭
7	$t_0 < t_w < t_N$ $d_w < d_{03}$	冷水阀	加湿阀	最大	关闭	关闭	关闭	调节	关闭	调节
8	$t_{02} < t_w < t_0$			最大	关闭	关闭	最大	关闭	关闭	关闭
9	$t_w < t_0$ $d_{03} < d_w < d_0$	新风与一次回风阀		调节	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭
10	$t_{A2} < t_w < t_{02}$ $d_w < d_{03}$	新风与一次回风阀		调节	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭
11	$t_{wA} < t_w < t_{A2}$ $d_{A3} < d_w < d_{03}$	加热阀		最小	最大	关闭	关闭	关闭	调节	关闭
12	$t_{02} < t_w < t_0$	新风与一次回风阀	加湿阀	最大	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	调节
13	$t_{A2} < t_w < t_{02}$	新风与一次回风阀	加湿阀	调节	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	调节
14	$t_{wA} < t_w < t_{A2}$ $d_w < d_{A3}$	加热阀	加湿阀	最小	最大	关闭	关闭	关闭	调节	调节

表 9-22 舒适性集中空调系统工况转换条件

工况 编号	转 换 后 工 况													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1		$t_{w1} > t_{w2}$ $t_{w1} > t_{w2}$	$t_{w1} < t_{w2}$ $t_{w1} < t_{w2}$											
2	$t_{w1} > t_{w2}$		$t_{w1} < t_{w2}$ $t_{w1} > t_{w2}$	$t_{w1} < t_{w2}$ $t_{w1} < t_{w2}$		$t_{w1} < t_{w2}$ $t_{w1} < t_{w2}$								
3	$t_{w1} < t_{w2}$ $t_{w1} > t_{w2}$			$t_{w1} > t_{w2}$		$t_{w1} < t_{w2}$								
4			$t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$		$t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$	$t_{w1} < t_{w2}$								
5				MV 关足 $t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$			$t_{w1} < t_{w2}$							
6		$t_{w1} > t_{w2}$	$t_{w1} > t_{w2}$ $t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$	$t_{w1} > t_{w2}$		$t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$	TV ₁ 关足 $t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$							
7					$t_{w1} \geq t_{w2}$	MV 关足 $t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$						TV ₁ 关足 $t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$		
8						$t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$		$t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$	$t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$	$t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$				
9		$t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$								$t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$				
10											WV _{RAI} 开足 $t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$		$t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$	
11														$t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$
12						$t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$							$t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$	
13												WV _{RAI} 关足 $t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$		WV _{RAI} 开足 $t_{w1} < t_{w2} - \Delta t$
14														TV _R 关足 $t_{w1} > t_{w2} + \Delta t$

9.7.4 全年运行的喷淋式集中空调系统分区多工况运行调节

1. 定露点控制的喷淋式集中空调系统(恒温恒湿)的运行调节

定露点控制的喷淋式集中空调系统一般用于室内余湿量变化较小,并对其室内空气相对湿度要求不严格的场合。

(1) 具有一次及一、二次回风的定露点喷淋式集中空调系统的工况分区。该工况分区如图 9-69 所示。

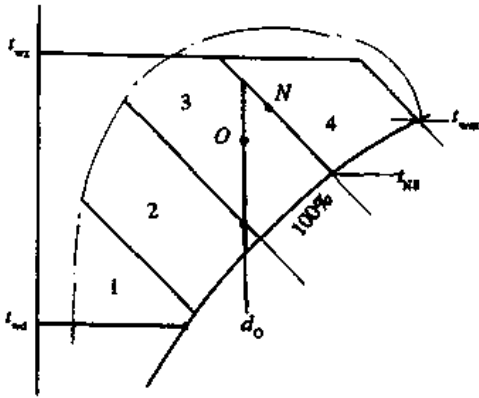
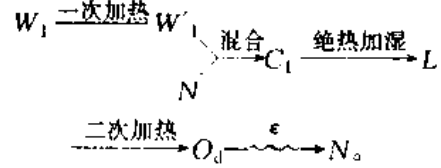


图 9-69 定露点控制空调系统全年运行调节工况分区图

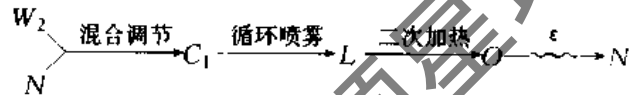
(2) 一次回风式定露点喷淋式集中空调系统各工况区的空气处理过程。

1) 第 I 工况区 室外新风 W_1 经一次加热器加热至系统运行室外最小新风临界线 h_K 上,预加热后空气与系统一次回风混合,一次混合后空气进行绝热加湿(循环

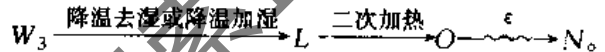
水喷淋)后再采用二次加热器将其处理至系统送风状态点,即可送入室内满足系统调节需要,处理过程线如图 9-70 中(a)所示。其处理过程为:



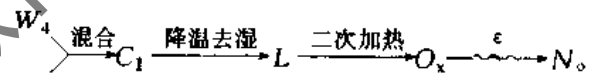
2) 室外空气位于第 2 工况区时,调节新风比使其混合点 C_1 位于 h_L 线上,循环水喷雾处理至 L 点,再经二次加热器加热至送风状态点 O 后送入室内即可,其处理过程如图 9-70 中(b)所示,处理过程为:



3) 室外空气状态点位于第 3 工况区时,由于 $h_L < h_W < h_N$,可直接将室外新风经降温去湿或降温加湿处理至 L ,再经二次加热调节至送风状态点即可,其处理过程线如图 9-70 中(c)所示,处理过程为:



4) 室外空气状态点 W_4 位于第 4 工况区时,室外新风与一次回风按最小新风比混合至 C_1 点,经淋水室进行降温去湿处理后再经二次加热至送风状态点 O_x 即可送入室内。其处理过程如图 9-70 中(d)所示。处理过程为:



(3) 对于一、二次回风定露点集中式空调系统的各工况区的空气处理。

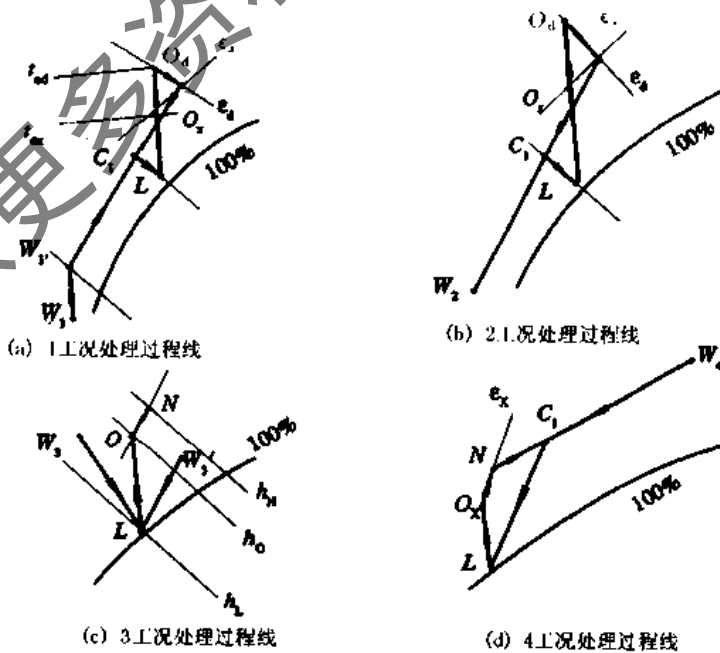


图 9-70 定露点一次回风式集中空调系统全年运行工况调节过程线

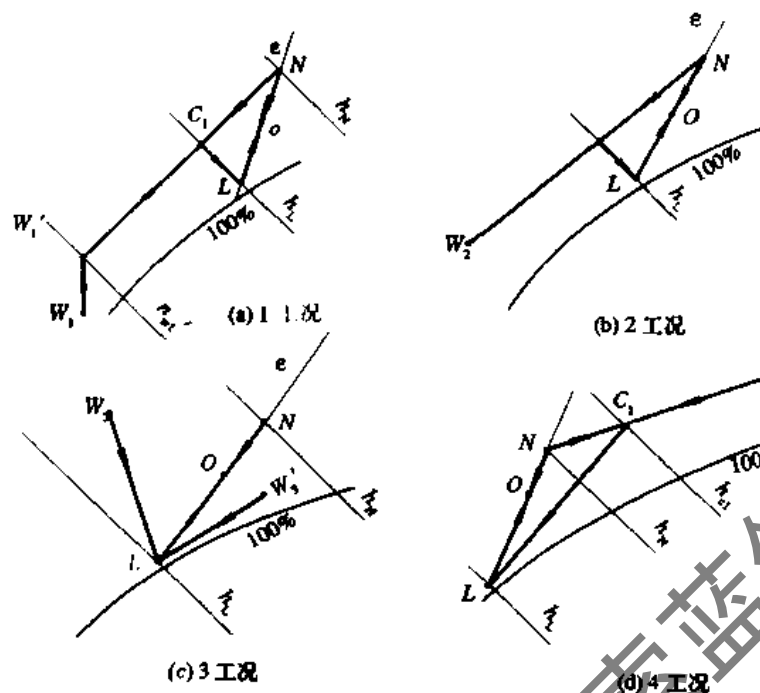


图 9-71 一、二次回风定露点集中式空调系统的空气处理过程

1) 一、二次回风定露点集中式空调系统的各工况的空气处理方式与一次回风式定露点集中式空调系统的各工况空气处理方式基本相同,其区别在于一、二次回风方式是采用二次回风来调节系统的送风状态点,其处理过

程线见图 9-71 所示。

2) 定露点控制喷淋式集中空调系统全年各调节工况的运行调节及各调节工况之间的相互转换见表 9-23 和表 9-24 及表 9-25。

表 9-23 定露点控制喷淋集中式空调系统全年运行的工况调节(一次回风)

工况分区号	室外空气参数范围	送风温度控制	送风湿度控制	调节内容				
				WV _{OA}	WV _{RA1}	WV _{EXA}	TV _L	TV _R
1	$t_w > t_{wd}$ $h_w < h_K$	二次加热	循环水喷雾	最小	最大	关闭	开大	调节
2	$h_K < h_w < h_L$	二次加热	新风与一次回风比 循环水喷雾	调节	调节	关闭	开大	调节
3	$h_L < h_w < h_N$	二次加热	喷水温度	开大	关闭	关闭	开大	调节
4	$h_w > h_N$	二次加热	喷水温度	最小	开大	关闭	调节	调节

表 9-24 定露点控制喷淋集中式空调系统全年运行的工况调节(一、二次回风)

工况分区号	室外空气参数范围	送风温度控制	送风湿度控制	调节内容					
				WV _{OA}	WV _{RA1}	WV _{RA2}	WV _{EXA}	TV _L	TV _R
1	$t_w > t_{wd}$ $h_w < h_K$	二次回风或 二次加热	循环水喷淋	最小	最大	关闭	关闭	最大	关闭
2	$h_K < h_w < h_L$	二次回风或 二次加热	新风与一次回风比 循环水喷雾	调节	调节	调节	关闭	最大	关闭
3	$h_L < h_w < h_N$	二次回风	喷水温度	最大	关闭	调节	与 WV _{RA2} 反向	调节	关闭
4	$h_w > h_N$	二次回风	喷水温度	最小	调节	调节	关闭	调节	关闭

表 9-25 定露点控制喷淋集中式空调系统全年运行工况转换条件

		转 换 后 工 况			
		1	2	3	4
转换前工况	1		TV _R 关闭 $\phi'_{\text{N}} > \phi_{\text{N}} + \Delta\phi$		
	2	WV _{OA} 最小 $\phi'_{\text{N}} > \phi_{\text{N}} - \Delta\phi$		WV _{OA} 开足 $h_{\text{W}} > h_{\text{L}}, t_{\text{WS}} > t_{\text{LS}}$	
	3		$t_{\text{WS}} < t_{\text{LS}}$		WV _{OA} 开足 $t_{\text{WS}} > t_{\text{SS}}, t'_{\text{N}} < t_{\text{N}} - \Delta t$
	4			$t_{\text{WS}} < t_{\text{SS}}$	

2. 不定露点控制的喷淋式恒温恒湿集中空调系统的工况调节

(1) 全年运行的不定露点控制的喷淋式恒温恒湿集中空调系统分区多工况调节分区如图 9-72 所示。图中各分隔线的含义及作用如下：

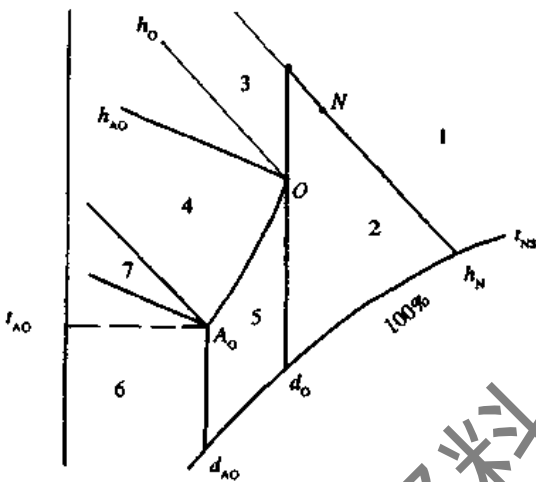


图 9-72 不定露点控制喷淋集中式空调系统全年运行调节工况分区图

- 注： t_{Wd} ——冬季最低温度
 t_{Wx} ——夏季最高温度
 t_0 ——空调系统送风温度
 t_{N} ——空调房间内控制温度
 t_{WSX} ——夏季最高湿球温度
 t_{L} ——空调系统露点温度
 h_{N} ——空调房间内空气焓值
 d_0 ——空调系统送风点空气含湿量
A——系统运行采用最小新风与可调新风分界点

1) h_{N} 线。是通过室内空气状态点 N 的等焓线，当室外空气状态点 W 位于 1 工况区时，则室外空气焓值 h_{W} 大于室内空气焓值，此时一般在运行中采用最小新风运行方式，在喷淋冷却（降温去湿）处理中，消耗冷量最小。如果当室外空气状态点位于 2、3 区时，则有 $h_{\text{W}} < h_{\text{N}}$ ，用室外新风直接喷淋冷却干燥处理，可降低冷量消耗，因此可以说， h_{N} 线是最小新风量与全新风喷淋冷却处理的分界线。

2) d_0 线。是通过送风状态的点等湿线，将调节工

况区 2 与 3 和 5 分隔，当室外空气状态点 W 位于 2 区时，室外空气的含湿量 d_{W} 大于送风含湿量 d_0 ，在空气的处理中则需进行除湿处理。如果室外空气状态点 W 位于 3、5 区时，由于室外空气的含湿量 d_{W} 小于送风空气的含湿量，因此室外空气需经加湿处理或与室内空气混合来满足送风含湿量的要求，由此可知， d_0 线为去湿和加湿的分界线。

3) OO' 线。是通过 O 点的一条等焓线，将调节工况区 3、4 分隔，当室外状态点 W 位于 3 区时，室外空气可直接经喷淋加湿处理，而当室外空气处于 4 区时，需调节一次新、回风比后的混合空气再经循环水喷淋处理。因此 OO' 线是全新风绝热喷淋的分界线。

4) OA_0 曲线。是 4 与 5 区的分界线，当室外空气状态点 W 位于 4 区时，室外新风与室内回风混合后经绝热喷淋加湿处理，相反，当室外空气状态点 W 位于 5 区时，室外新风与室内回风混合后需经二次加热处理。因此可知 OA_0 线为加湿或加热临界线。

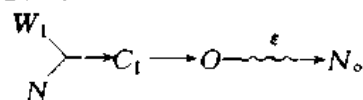
5) d_{AO} 线。是通过 A_0 点的等湿线，即调节工况 5 与 6 区分隔线，当室外空气状态点位于 6 区时，混合空气需经加湿处理。相反，当室外空气状态点 W 位于 5 区时，则不需进行加湿处理。因此 d_{AO} 线为加湿临界线。

6) AA_0 线。是通过 A_0 点的等焓线，是 4 与 6 区分隔线，当室外空气状态点 W 位于 4 区时，采用一次混合绝热喷淋加湿处理，不需进行加热处理。相反，当室外空气状态点 W 位于 6 区时则需进行加热处理。因此 AA_0 线为加热临界线及最小新风临界线。

7) t_{AO} 线。是通过 A_0 的等温线，将 6 与 7 区分隔，是设喷蒸加湿时的加湿临界线。如不设喷蒸加湿，则 6、7 区合并为 6 区。

(2) 各调节工况下空气处理过程。

1) 7 区。室外新风 W_1 与室内回风 N 先混合至 C_1 ，再经喷蒸汽加湿至送风状态点 O 送入室内，如图 9-73 所示。处理过程为：



2) 6 区。室外新风 W_2 与室内回风 N 先按最小新风比混合至 C_1 ，经二次加热器加热至 C'_1 ，再经喷蒸汽加湿至送风状态点 O，送入室内。或者室外新风先经一次

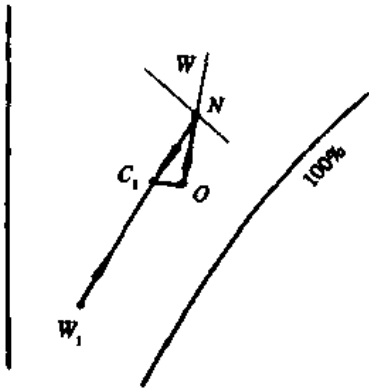


图 9-73 室外空气状态点位于 7 区时空气处理过程线

加热至 W_2 点, 再与室内回风按最小新风比混合至 C' , 经绝热喷淋加湿至 L , 再与旁路风 C 混合至送风状态点送入室内。如图 9-74 所示, 其处理过程为:

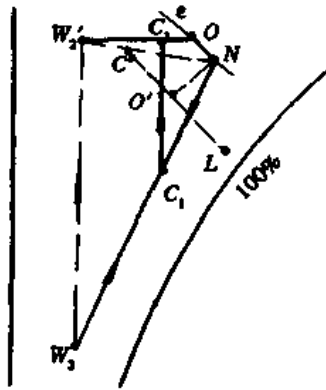


图 9-74 室外空气状态点位于 6 区时的空气处理过程线

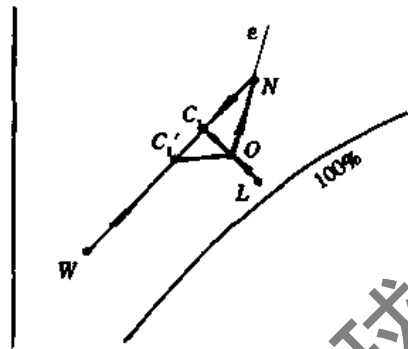


图 9-75 室外空气状态点位于 4 区时空气处理过程线

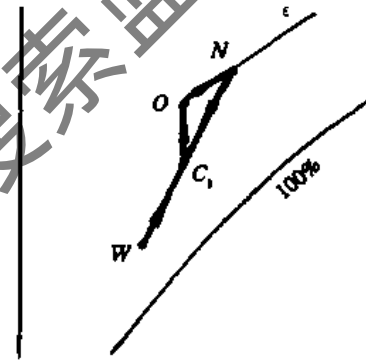
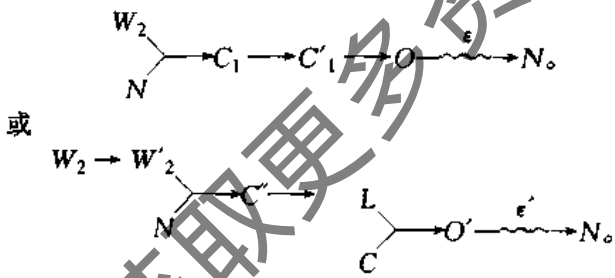
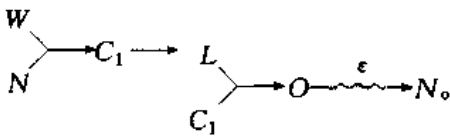


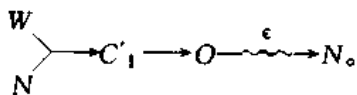
图 9-76 室外空气状态点位于 5 区时空气处理过程线



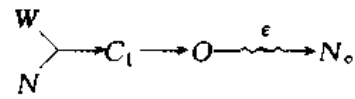
3) 4 区。室外新风 W 与室内回风 N 先经一次混合至 C_1 或 C' (设喷蒸汽加湿时), 经绝热喷淋加湿至 L , 再与旁通风 C_1 混合至送风状态点 O 或由 C_1 喷蒸汽加湿至送风状态点 O 送入室内。见图 9-75, 其处理过程为:



或



4) 5 区。室外新风与室内回风 N 先混合至 C_1 , 再经二次加热至送风状态点 O 送入室内。如图 9-76 所示, 其处理过程为:



5) 3 区。室外新风 W 先经喷洒加湿至 L 状态点, 再与一部分新风混合至送风状态点 O 送入室内, 其空气处理过程线如图 9-77 所示, 其处理过程为:

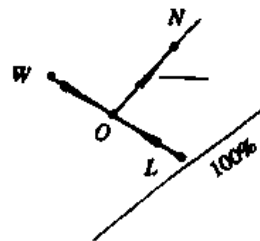


图 9-77 室外空气状态点位于 3 区时空气处理过程线

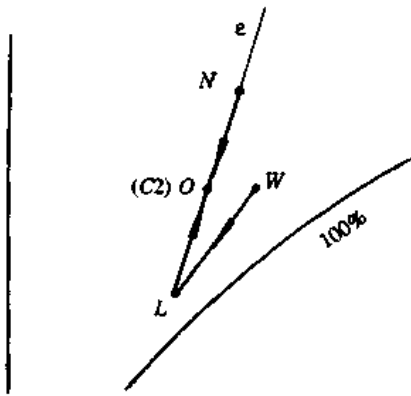
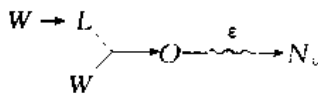
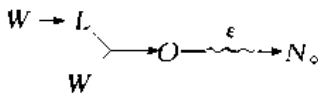


图 9-78 室外空气状态点位于 2 区时空气处理过程



6) 2 区。室外空气经喷淋去湿至 L 状态后与二次回风混合至送风状态点 O 送入室内。如图 9-78 所示。其处理过程为：



7) 1 区。室外新风与一次回风按最小新风比混合至 C₁，经喷淋干燥冷却至 L 状态点，再采用二次回风处理至 C₂ 状态点，二次加热后至送风状态 O 送入室内即可，如图 9-79 所示。

(3) 不定露点控制喷淋式集中空调系统全年各调节工况调节过程及各调节工况相互转换见表 9-26 及表 9-27。

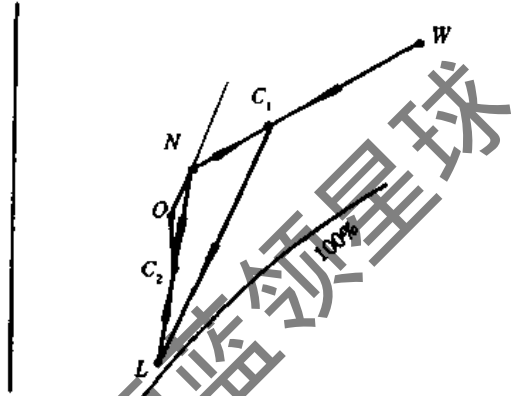


图 9-79 室外空气状态点位于 1 区时空气处理过程

表 9-26 不定露点控制喷淋集中式空调系统全年运行工况调节

工况分区号	室外空气参数范围	室内温度控制	室内湿度控制	调节内容								
				WV _{RA1}	WV _{RA2}	WV _{RA3}	MV _{EXA}	TV _E	MV	TV _L	WV _T	WV _Z
1	$h_w > h_N$ $t_{ws} > t_{NS}$	二次回风 二次加热	喷水温度和喷水量	最小	最大	调节	与 WV _{RA2} 反向	调节	关闭	调节	关闭	最大
2	$h_w < h_N$ $d_w > d_0$	二次回风 二次加热	喷水温度与喷水量	最大	关闭	调节	与 WV _{RA2} 反向	调节	关闭	调节	关闭	最大
3	$h_0 < h_w < h_N$ $d_w < d_0$	旁通风与处理风混合调节	喷水温度与喷水量	最大	关闭	关闭	调节	关闭	关闭	调节	调节	与 WV _T 反向
4	$h_{s0} < h_w < h_0$ $d_w < d_0$	旁通风与处理风混合调节	循环水喷淋或喷蒸汽量	调节	调节	关闭	关闭	关闭	(调节)	循环水	调节	与 WV _T 反向
5	$d_w > d_{s0}$ $d_w < d_0$	二次加热	新风与一次回风比调节	调节	调节	关闭	关闭	调节	关闭	关闭	关闭	最大
6	$t_w < t_{s0}$ $d_w < d_{s0}$	二次加热或旁通风与处理风混合	喷蒸汽加湿或喷循环水	最小	最大	关闭	关闭	调节	调节	关闭	(调节)	(与 WV _T 反向)
7	$h_w < h_{s0}$ $t_w > t_{s0}$	新风与一次回风比调节	喷蒸汽加湿	调节	调节	关闭	关闭	关闭	调节	关闭	关闭	最大

注：1. WV_T 为喷水室旁通风量调节阀，WV_Z 为喷水室直通风量调节阀。

2. () 处为两种调节方式中第二种调节方式。

表 9-27 不定露点控制集中空调系统(喷淋式)全年运行工况转换条件

		转换后工况						
		1	2	3	4	5	6	7
转换前工况	1		$t_{ws} > t_{NS}$	$t_{ws} > t_{NS}$				
	2	$t_{ws} \leq t_{NS}$ $t_{WL} > t_{OL}$		WV _Z 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		WV _{RA1} 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		
	3	$t_{ws} \leq t_{NS}$ $t_{WL} \leq t_{NL}$	$t_{WL} \leq t_{OL}$ $t_w > t_0$		WV _{RA1} 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$			

(续表)

		转换后工况						
		1	2	3	4	5	6	7
转换前工况	4			TV _L 关足 $t'_N < t_N - \Delta t$		TV _R 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$		WV _{RAI} 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$
	5		$t_{WL} \leq t_{LN}$ $t_w \leq t_0$		WV _T 开足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		MV关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$	MV关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$
	6					WV _{RAI} 开足 $\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$		WV _{RAI} 开足 $t'_N < t_N - \Delta t$
	7				WV _{RAI} 开足 $t'_N < t_N - \Delta t$		TV _R 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$	

注: WV₂、WV₁分别为喷水室直通风量调节阀和旁通风量调节阀。

3. 不定露点控制喷淋式舒适性集中空调系统全年运行调节

(1) 工况分区方法。对于舒适性空调,由于室内空

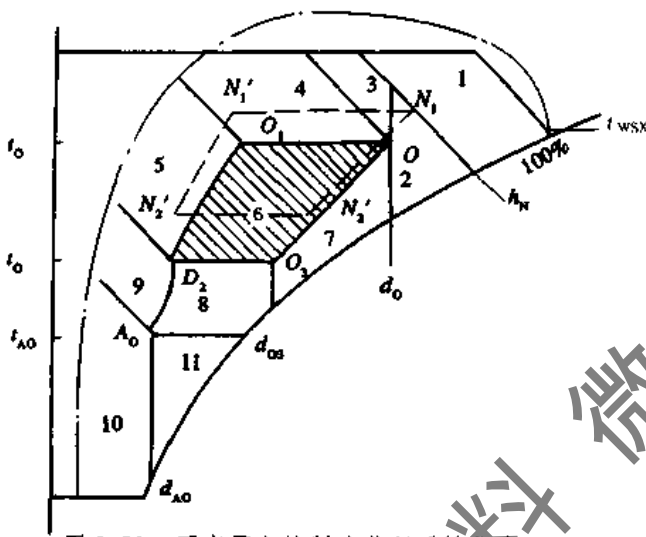


图 9-80 不定露点控制喷淋舒适性集中空调系统全年运行调节工况分区图

气的温、湿度允许在较大范围内波动,如图 9-80 中四边形 $N_1N'_1N'_2N_2$,因此送风状态 S_0 也扩大成 $OO_1O_2O_3$ 所围成的四边形的面积。分别过 N_1, O, O_1, O_2, A_0 做等焓线,过 O, O_3, A_0 作等湿线可将室外空气状态点全年可能出现的区域划分为 11 个区域,即 11 个工况区。

(2) 不定露点控制喷淋式舒适性集中空调系统全年运行调节方式。

1) 4、5 工况 室外新风空气状态 W 先绝热喷淋加湿至 L ,再旁通混合至送风状态点 O ,送至室内即可, (L 为过 W, A_0 状态点等焓线与 95% 等相对湿度线的交点)。

2) 6 工况 室外空气状态点位于 6 工况区时,新风可不做任何热湿处理直接送入室内(称为全新风运行方式)。

3) 7、8 工况 室外新风与一次回风混合至送风状态点送入室内即可。

4) 11 工况 室外空气与一次回风混合后再经二次加热至送风状态点 O 送入室内即可。其他各工况的空气处理方式参照 2. 的有关内容。

该空调系统各调节工况的调节过程见表 9-28,各工况之间的相互转换条件见表 9-29。

表 9-28 不定露点控制喷淋集中式空调系统全年运行工况调节

工况分区号	室外空气参数范围	送风温度调节	送风含湿量调节	调节内容								
				WV _{OA}	WV _{RAI}	WV _{RAI}	WV _{EXA}	TV _R	MV	TV _L	WV _T	WV ₂
1	$h_w > h_N$ $t_{WS} > t_{NS}$	二次回风量	喷水量与温度	最小	最大	调节	关闭	关闭	关闭	调节	关闭	最大
2	$h_w < h_N$ $d_w > d_0$	二次回风量	喷水量与温度	最大	关闭	调节	与 WV _{EXA} 反向	关闭	关闭	调节	关闭	最大
3	$h_0 < h_w < h_N$ $d_0 < d_w$	旁通风量	喷水量与温度	最大	关闭	关闭	开大	关闭	关闭	调节	调节	与 WV _T 反向
4	$h_{01} < h_w < h_0$ $t_w > t_0$	旁通风量	循环水喷淋	最大	关闭	关闭	开大	关闭	关闭	最大	调节	与 WV _T 反向
5	$h_{02} < h_w < h_{01}$	旁通风量	循环水喷淋	最大	关闭	关闭	开大	关闭	关闭	最大	调节	与 WV _T 反向
6	$t_{03} < t_w < t_0$			最大	关闭	关闭	开大	关闭	关闭	关闭	关闭	最大
7	$d_{03} < d_w < d_0$	新回风比		调节	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	最大
8	$t_{A0} < t_w < t_{02}$	新回风比		调节	调节	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	最大
9	$h_{A0} < h_w < d_{02}$	新回风比	喷蒸汽加湿	调节	调节	关闭	关闭	关闭	调节	关闭	调节	与 WV _T 反向
10	$h_w < h_{A0}$ $d_w < d_{A0}$	二次加热量	喷蒸汽加湿	最小	最大	关闭	关闭	调节	调节	关闭	关闭	最大
11	$t_w < t_{A0}$ $d_w < d_{A0}$	二次加热量		最小	最大	关闭	关闭	调节	关闭	关闭	关闭	最大

表 9-29 不定露点控制喷淋集中式空调系统全年运行的工况转换条件

工况编号	转 换 后 工 况											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
1		$t_w \leq t_n$ $t_{WL} > t_{OL}$	$t_w \leq t_n$ $t_{WL} > t_{OL}$									
2	$t_w > t_n$		$t_w > t_n$ $t_{WL} > t_{OL}$				$t_w < t_n$ $t_{WL} < t_{OL}$					
3	$t_w > t_n$	$t_w > t_{OL}$	$t_w > t_n$ $t_{WL} > t_{OL}$	TV _T 关足 $t'_N < t_N - \Delta t$								
4			$\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		$\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$	WV _T 关足 $t'_N < t_N - \Delta t$						
5				$t'_N > t_N + \Delta t$		WV _T 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		$t'_N < t_N - \Delta t$				
6				$t'_N > t_N + \Delta t$	$\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$		$\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$	$t'_N < t_N - \Delta t$				
7		$t'_N > t_N + \Delta t$				WV _{RAI} 关足 $\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$		$t'_N < t_N - \Delta t$				
8						WV _{RAI} 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$	$\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$	$\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$			WV _{RAI} 开足 $t'_N < t_N - \Delta t$	
9					WV _{RAI} 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$			WV _T 开足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		WV _{RAI} 关足 $t'_N < t_N - \Delta t$		
10									TV _R 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$		MV 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$	
11												$\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$

4. 无露点控制的喷淋式集中空调系统运行调节

(1) 无露点控制的喷淋式集中空调系统全年运行工况分区图。无露点控制的喷淋式集中空调系统的分区工况调节的工况分区与不定露点控制的喷淋式恒温恒湿空调系统全年运行调节工况分区的方法一样,如图9-81所示。

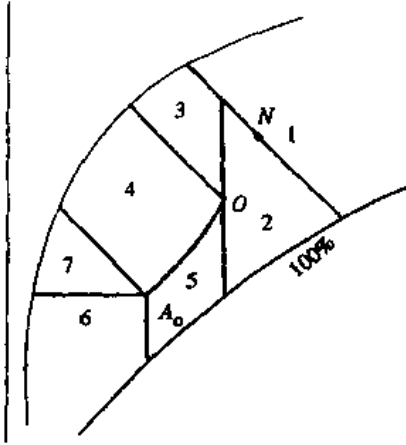


图 9-81 无露点控制空调系统全年调节工况分区图

(2) 各调节工况下的空气处理过程。

1) 第 1 工况区。室外新风 W_1 与室内回风 N 先按最小新风比混合,再经喷淋冷却干燥至送风状态点 O 送入室内。

2) 第 2 工况区。室外新风 W_2 先经喷淋冷却,再采用二次回风调节至送风状态点 O (如果调节二次回风达不到送风点 O ,可再调节二次加热器)。

3) 第 3 工况区。室外新风 W_3 经喷淋冷却至送风状态点 O 送入室内 (将一部分新风沿 W_3O 线处理至相对湿度为 95%,再与另一部分经喷淋旁通风门的新风混合可至 O 点)。

4) 第 4 工况区。室外新风 W_4 与一次回风混合,且调节其混合点位于 h_0 线上,采用绝热加湿喷淋至 95% 相对湿度处,使一部分经喷淋室的旁通空气与其混合点位于 O 点送入室内即可。如果系统设有喷蒸加湿器时,可先调节新风与一次回风比,使一次混合状态点位于 t_0 线上,再经喷蒸加湿至送风状态点 O 送入室内。

5) 第 5 工况区。调节新风与一次回风比,使其混合点位于 d_0 线,再采用二次加热处理至送风状态点 O 即可送入室内。

6) 第 6 工况区。室内回风与最小新风混合经二次加热使其状态点位于 t_0 线上,再经喷蒸加湿至送风状态点 O 即可送入室内。或者最小新风先由一次加热器加热至 t_0 线上且与室内一次回风混合使混合点位于 h_0 线,经绝热加湿喷水处理,再调节喷淋室旁通风门至送风点 O 即可送入室内。

7) 第 7 工况区。室外新风与回风混合至 t_0 线上,经喷蒸汽加湿至送风点 O 即可送入室内。

此种空调系统全年各调节工况的调节过程及工况之间相互转换条件见表 9-30 及表 9-31。

表 9-30 无露点控制喷淋集中式空调系统全年运行工况调节表

工况分区号	室外空气参数范围	室内温度调节	室内湿度调节	调节内容									
				WV _{CH}	WV _{RAI}	WV _{RA2}	WV _{EXA}	TV _R	MV	TV _L	WV _T	WV _Z	
1	$h_w > h_N$ $t_{ws} > t_N$	喷水 量 温度		最小	开足	关足	关足	关足	关足	关足	调节	关足	开足
2	$h_w < h_N$ $d_w > d_0$	喷水 量 温度	二次回风量	开足	关足	调节	开足	关足	关足	关足	调节	关足	开足
3	$h_0 < h_w < h_N$ $d_w < d_0$	喷水 量 温度		开足	关足	关足	关足	关足	关足	关足	调节	关足	开足
4	$h_{A0} < h_w < h_0$ $d_w < d_0$	新风与一次回风比	喷水 量 温度	调节	调节	关足	关足	关足	关足	关足	调节	关足	开足
5	$d_w > d_{A0}$ $d_w < d_0$	二次加热量	新风与一次回风比	调节	调节	关足	关足	调节	关足	关足	关足	关足	开足
6	$t_w < t_{A0}$ $d_w < d_{A0}$	二次加热量	喷蒸加湿量	最小	开足	关足	关足	调节	调节	关足	关足	关足	开足
7	$h_w < h_{A0}$ $t_w > t_{A0}$	新风与一次回风比	喷蒸加湿量	调节	调节	关足	关足	关足	调节	关足	关足	关足	开足

表 9-31 无露点控制喷淋集中式空调系统全年运行的工况转换条件

		转 换 后 工 况						
		1	2	3	4	5	6	7
转 换 前 工 况	1		$t_w \leq t_N$ $t_{WL} > t_{OL}$	$t_w \leq t_N$ $t_{WL} \leq t_{OL}$				
	2	$t_w > t_N$		$t_w > t_0$ $t_{WL} \leq t_{OL}$		$t_w \leq t_0$ $t_{WL} \leq t_{OL}$		
	3	$t_w > t_N$	WV _F 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		TV _L 关足 $t'_N < t_N - \Delta t$			
	4			WV _{RA1} 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$		TV _L 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		WV _{RA1} 关足 $t'_N < t_N - \Delta t$
	5		WV _{RA1} 关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		TV _R 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$		WV _{RA1} 关足 $\phi'_N < \phi_N - \Delta\phi$	
	6					MV关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$		WV _{RA2} 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$
	7				WV _{RA1} 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$	MV关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta\phi$	WV _{RA1} 开足 $t'_N < t_N - \Delta t$	

9.7.5 直接蒸发式表冷器集中空调系统运行调节

1. 运行调节

直接蒸发式表冷器集中空调系统的全年运行工况的划分与水表冷式集中空调系统全年运行分为七个或八个工况的划分方法相同,见图 9-65 和图 9-66,请参阅有关

部分。

2. 全年的运行调节过程

全年运行调节工况中第 1、2、6、7、8 与水冷式表面冷却器式集中空调系统中相应工况运行调节过程相同,但 3、4、5 调节工况的空气处理过程有所不同,其工况的运行调节过程见图 9-82。

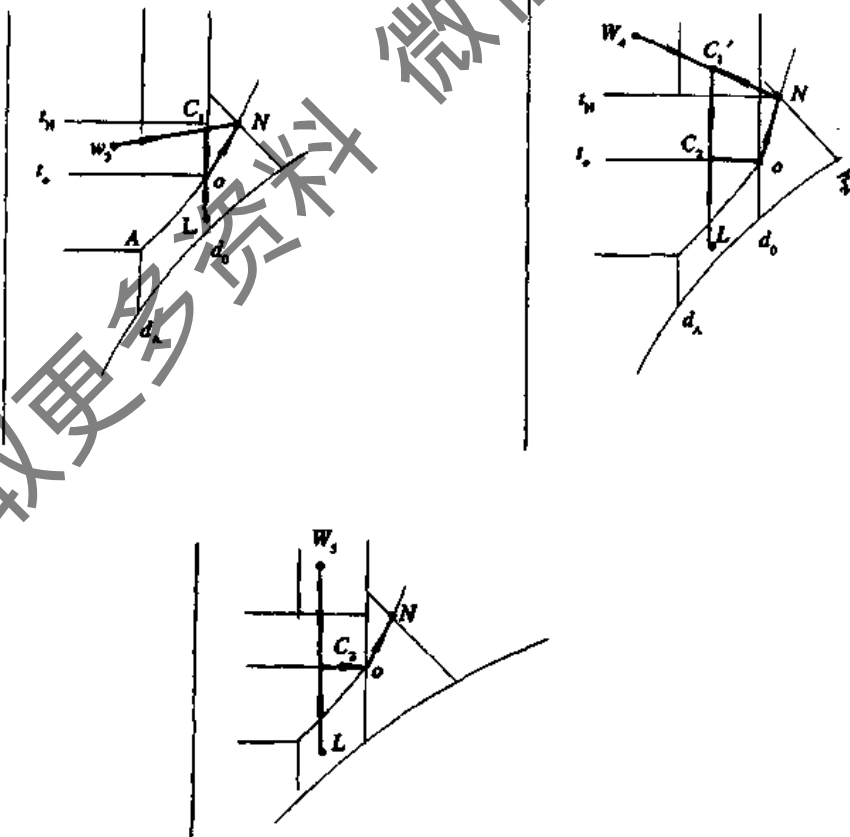


图 9-82 直接蒸发式表冷器集中空调系统的工况调节

(1) 第3工况区。室外新风 W_3 与一次回风混合至 C_1 经直接蒸发式表冷器冷却(等湿)至相对湿度为90%,再与直接蒸发式表面冷却器旁通风门 C_1 状态的空气混合至送风点 O 即可送入室内。

(2) 第4工况区。室外最小新风与一次回风混合,然后经直接蒸发式表面冷却器进行等湿冷却至相对湿度为90%,再调节旁通风门使与 C_1 混合至状态点 C_2 ,最

后经喷蒸汽加湿至送风状态点 O 即可。

(3) 第5工况区。室外新风先经直接蒸发式表面冷却器等湿冷却至相对湿度为90%外,再调节旁通风门使混合点到 C_2 状态点,再经喷蒸汽加湿至送风状态点 O 送至室内。

此种空调系统全年各调节工况的调节过程及工况间相互转换条件见表9-32及表9-33。

表9-32 直接蒸发式表冷器集中空调系统全年运行工况调节

工况分区号	室外空气参数范围	室内温度调节	室内湿度调节	调节内容							
				WV _{OA}	WV _{RAI}	WV _{RA2}	WV _{EXA}	TV _R	MV	WV _T	WV _Z
1	$t_w < t_{A0}$ $d_w < d_{A0}$	二次加热	喷蒸汽加湿	最小	开足	关足	关足	调节	调节	关足	开足
2	$t_{A0} < t_w < t_0$	新风与一次回风比	喷蒸加湿	调节	调节	关足	关足	关足	调节	关足	开足
3	$d_w < d_0$ $t_0 < t_w < t_N$	旁通风门	喷蒸加湿	开足	关足	关足	开足	关足	调节	调节	与WV _T 反向
4	$t_w > t_N$ $d_w < d_{A0}$	旁通风门	喷蒸加湿	最小	开足	关足	关足	关足	调节	调节	与WV _T 反向
5	$t_w > t_N$ $d_{A0} < d_w < d_0$	旁通风门	新风与一次回风比	调节	调节	关足	开足	关足	调节	调节	与WV _T 反向
6	$d_{A0} < d_w < d_0$	二次加热	新风与一次回风比	调节	调节	关足	关足	调节	关足	关足	开足
7	$h_w < h_N$ $d_w > d_0$	二次加热	新风与一次回风比	开足	关足	调节	开足	调节	关足	关足	开足
8	$h_w > h_N$ $t_{WS} > t_{NS}$	二次回风	制冷系统蒸发温度与冷量	最小	调节	与WV _{RA2} 反向	关足	关足	关足	关足	开足

表9-33 直接蒸发式集中空调系统全年运行工况转换条件

		转换后工况							
		1	2	3	4	5	6	7	8
转 换 前 工 况	1		TV _R 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$				MV关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta \phi$		
	2	WV _{RAI} 开足 $t'_N < t_N - \Delta t$		WV _{RAI} 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$			MV关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta \phi$		
	3		WV _T 关足 $t'_N < t_N - \Delta t$		$t_w > t_N$ $\phi'_N < \phi_N - \Delta \phi$	$t_w > t_N$ $\phi'_N > \phi_N + \Delta \phi$		$t_{WL} > t_{OL}$	
	4			$t_w < t_N$		MV关足 $\phi'_N > \phi_N + \Delta \phi$			
	5			$t_w < t_N$	WV _{RAI} 开足 $\phi'_N < \phi_N - \Delta \phi$			$t_{WS} < t_{NS}$ $t_{WL} > t_{OL}$	$t_{WS} > t_{NS}$ $t_{WL} > t_{OL}$
	6	WV _{RAI} 开足 $\phi'_N < \phi_N - \Delta \phi$	TV _R 关足 $t'_N > t_N + \Delta t$					$t_{WL} > t_{OL}$	
	7			$t_{WL} < t_{OL}$ $t'_O < t_w < t_N$		$t_{WL} < t_{OL}$ $t_w > t_N$	$t_{WL} < t_{OL}$ $t_w < t_0$		$t_{WS} < t_{NS}$
	8					$t_{WL} < t_{OL}$		$t_{WS} < t_{NS}$	

9.7.6 集中式空调系统分区多工况运行的监控

集中式空调系统采用分区多工况运行调节时,有全自动方式半自动方式。所谓全自动方式,即是空调系统在全年(或季节性)的运行调节中,系统不仅在每一个工况区中由自动控制系统来完成空气的处理和调节,而且在工况与工况之间的相互转换中也由自动控制系统来完成。如采用微机控制的空调系统和采用可编程控制器控制的空调系统。所谓半自动方式是指空调系统在全年的运行调节中,在每一工况内的空气处理和调节由自动控制系统来完成,而在工况与工况之间的相互转换方面则采用手动方式进行切换。因此这种控制系统一般采用常规调节器配中间继电器来完成的。但无论是全自动控制方式还是半自动控制方式的集中式采用分区多工况全年运行调节的空调系统,在运行中,运行管理人员均应进行监控,监控内容包括:

(1) 空调系统在运行中所选用的调节工况是否能满足空调房间调温、调湿及房间静压要求等。对于半自动控制的空调系统,当系统在某一工况条件下运行时,如不能满足系统运行调节的需要,在冷热源供应正常情况下则应进行运行工况的切换,使之能满足空调房间内调温、调湿的需要。

对于全自动控制的空调系统,由于运行工况是自动选择的,当系统在某一工况条件下运行时,如不能满足系统的运行调节需要,则应首先检查冷、热源的供应(如冷水温度、流量、热水温度、流量以及蒸汽要求参数等)是否正常。如果这些外部条件均得到保证,可检查控制系统中的传感变送元件的安装位置是否合理,或传感变送器是否有连接线脱焊、断线等情况,发现上述情况时则应及时进行处理。也有一些传感变送器超过使用周期性能发生变化需进行更换。如无以上情况,则应对微型计算机或可编程控制器本身及运行程序进行检查,或进行手动干预,进行工况的重新选定。

(2) 空调系统在某一工况条件下运行时,各有关调节执行机构动作是否灵活。由前所述“空调系统的分区多工况运行调节”的内容可知,空调系统在采用分区多工况调节时,一般都有两个或三个调节执行机构参与运行调节。那么空调系统在某一工况条件下运行时,应该参与调节的执行机构是否参与了调节,它们的动作是否灵活等,则是运行管理人员应注意的问题。

例如某空调系统在加热和喷蒸汽加湿的调节工况运行时,空调房间内温度较高时,加热调节阀则应适当关小(量调节系统),温度较低时,加热调节阀则应开大;房间湿度较低时,加湿调节阀则应开大,反之则应关小。当调节系统发出调节指令(如调节阀开大),但执行调节机构不动作,则说明该调节机构有一定故障,或控制线路有断线、松脱等现象,此时应检查其原因并排除故障,使之正常运行。

(3) 在进行手动工况转换时,应注意必须满足转换条件时方可进行。我们知道,采用分区多工况运行调节的空调系统,其工况内的调节及工况的转换一般都是采用自动控制的方式。对于半自动控制的空调系统,其工

况的转换一般是按照运行调节中的某一参数值如温度为 $t_N + \Delta t$ 和执行机构的某一极限位置(如加热调节阀的全关)来进行的。全自动控制的空调系统(无论是微型计算机控制还是可编程控制器控制),其工况的转换是依靠人们事先编好的程序进行的,在系统的运行中,满足人们事先设定的条件,微型计算机或可编程控制器则按照一定规律进行工况的转换。在空调系统的运行调节中,如果不符合工况的转换条件而进行强制性转换,有时不但得不到应有的效果还会适得其反。

如某空调系统中配置两级水冷式表面冷却器,我们称第一级冷水调节阀 TV_{L1} ,第二级冷水调节阀 TV_{L2} 。在控制系统中,当第一级冷水调节阀全开而达不到运行调节要求的参数时,第二级冷水调节阀在自动控制的作用下自动开启,同样,在运行调节中,当第二级冷水调节阀 TV_{L2} 关闭后,第一级冷水阀在自动控制的作用下才能关闭。有次运行调节人员在第一级冷水阀 TV_{L1} 未开足时,采用手动方式开启第二级冷水阀,当手动停止时,第二级冷水阀便自动关闭。在进行工况转换时,两级冷水阀 TV_{L1} 和 TV_{L2} 全部关闭时,在自动控制作用下方可向另一个工况进行转换。在第二级冷水阀关足而第一级冷水阀开度为50%时,运行人员采用手动转换方式向另一个工况进行转换,虽然两个调节工况进行了切换,但控制系统对两个工况调节方式都不执行,导致了控制的紊乱。

(4) 采用微型计算机或可编程控制器系统中,应能实现工况的自动转换。我们知道,在空调的运行调节中使用微型计算机或可编程控制器进行自动化控制的目的,一是提高控制参数的精度,二是提高自动化程度。因此,采用微型计算机控制和可编程控制器控制的分区多工况调节的空调系统,实现工况相互转换则是其主要任务之一。

如果在空调系统的运行调节中,不能够顺利和及时的进行工况转换,造成此种现象的原因除在第1条提到的因素外,还可能与传感变送元件不匹配有一定的关系,同时还要检查其运行调节程序是否有问题,并及时采取措施进行处理,做到及时排除故障,保证系统的正常运行。

9.8 空调房间内静压的调节和室内工艺变更时风量的调整

9.8.1 空调房间内静压的调节

根据不同的工艺条件,空调房间内的静压要求也不一样。有些工艺过程为了避免室外未经处理的空气对空调房间内空气条件的干扰和破坏(如空气的温、湿度、洁净度等),保证工艺的顺利进行,则要求空调房间内维持一定的正静压值;同样有些工艺过程中可能会产生一些有毒、有害气体或粉尘,为防止对室内或其工作地点的侵害和污染,则要求工作面或房间维持负的静压值。因此对空调房间内静压的调节一般包括空调房间内正静压调节和负静压调节两种。

我们知道:一个空调房间的送风量包括:室外的新风量和循环风量(即一、二次回风量)即:

$$\text{送风量} = \text{新风量} + \text{循环风量}$$

空调房间的排风量则应包括:回到空调系统的循环风量、工艺排风量和房屋结构(如门、窗、顶棚、地板等缝隙处的)漏风量,即:

$$\text{排风量} = \text{循环风量} + \text{工艺排风量} + \text{漏风量}$$

如果一个空调房间的送风量等于由其内排出的风量时,则空调房间内外的静压值相等,室内外的静压差为零。

如果一空调房间的送风量大于其排风量,则空调房间内的静压大于室外的静压,即室内外的静压差大于零,室内为正静压。其差值越大,则室内的正静压值也越大,反之则越小。

如果一空调房间的送风量小于其排风量,则空调房间内的静压小于室外的静压值,即室内外静压差为负值,我们称室内为负压。

1. 单风机空调系统房间静压的调节

单风机空调房间的正静压调节,主要是通过调节新风量的大小来实现的。这种调节方式采用压力调节仪,根据空调房间静压值的大小,通过调节执行机构控制新风调节阀的开度来实现。由于空调房间的送风量为一定数(对于定风量空调系统),新风量的增大或减小必将导致循环风量的减少或加大,从而保证了空调房间的静压值。

另一种方法是控制空调房间内的排风量来实现室内的静压控制。这种调节方式一般是在空调房间的某一个位置安装一个余压调节阀,并将余压阀的阀位整定在某一位置(与室内正静压值相一致),当空调房间正静压过大时,房间内的正静压值将会推动余压阀开启,从余压阀处对房间进行泄压;当空调房间正静压较小时,余压阀就自动关闭,以实现空调房间内静压的稳定。

2. 双风机空调系统房间静压的调节

双风空调系统,空调房间内静压的控制一般是通过调节系统的回风量来实现的。当一个空调系统的送风量维持在一定值时(以保证空调房间内的气流组织),加大系统的回风量将会降低空调房间内的静压值,如果相对减少系统的回风量,将会使空调房间内的静压值升高。

如果房间内的回风量,或排风量大于系统的送风量时,空调房间内的静压值为负数,即房间内为负压。

9.8.2 空调房间内工艺变更时风量的调整方法

空调房间在使用中,经常会遇到内部工艺条件的改变(即室内散热设备和工作人员多少的变化),而为了维持空调房间内一定的空气参数(主要是空气的温、湿度和气流速度),则房间的送风量也必须进行适当的调整。此时一般可能有以下几种情况:

一个空调系统担负多个房间的空调任务时,由于部分或全部空调房间内工艺条件的变更,如果工艺变更后原系统的送风量不能满足各房间的空调要求,但增加系统送风量又暂时不能解决时,可根据具体情况采用重点保证,一般兼顾的方法,即保证重点房间的送风量,照顾一般房间。

另一种情况是,空调系统所担负的多个空调房间工艺变更后,要求增大系统的送风量,但各个空调房间送风量的增加并不成比例。即有些房间送风量的增加可能多一些,而另一些空调房间的送风量的增加可能会少一些,甚至有些空调房间的送风量不发生变化或有所下降。

还有一种情况为:空调系统所担负的多个空调房间工艺变更后,系统的总送风量不发生变化,而只是一些房间的送风量增加,而另一些房间内的送风量需减少。

上述三种情况,都需要对空调系统的风量进行重新调整和平衡,以保证各空调房间温、湿度的需要。

常用的风量调整方法有:流量等比分配法,基准风口调整法和逐段分支调整法。

1. 流量等比分配法

对空调系统的风量调整时采用风量等比分配法时,一般应从最远管段即最不利的风口开始,逐步地向风机处调整。调整步骤是:

(1) 绘制空调系统的送风管系统图,标出各管段、各风口的设计风量,风管尺寸及调节阀、风量测定孔的位置,并对各管段进行编号。如图9-83所示。

(2) 将各管段设计风量及相邻管段的设计风管比值填写在下表中(表9-34)。

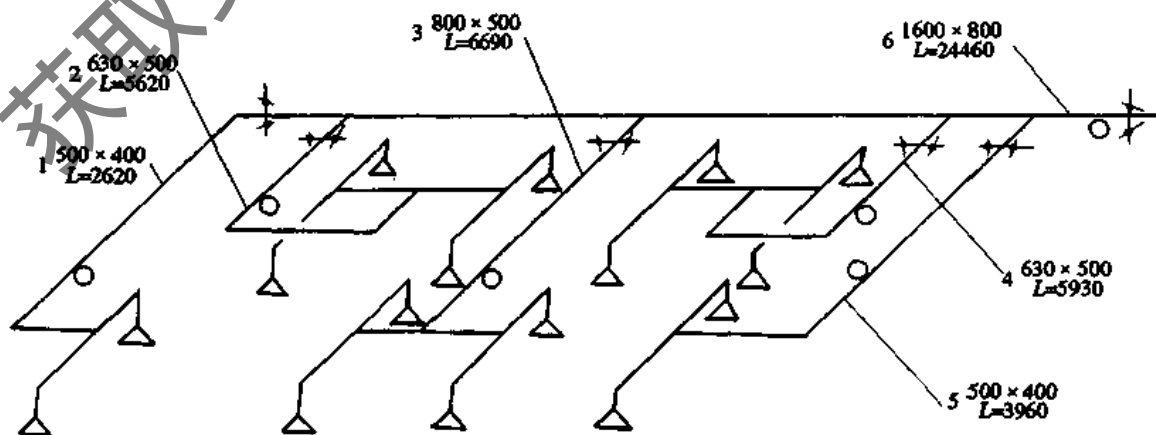


图 9-83 某空调系统送风管系图

表 9-34 风量等比分配法调整表

管段编号	设计风量 (m ³ /h)	相邻管段 设计风量比	调整后实 测风量比
1	2620		
2	5620	$\frac{5620}{2620} = 2.15$	$\frac{5620}{2615} = 2.15$
3	6690	$\frac{6690}{5620} = 1.19$	$\frac{6695}{5620} = 1.19$
4	5930	$\frac{5930}{6690} = 0.87$	$\frac{5932}{6695} = 0.87$
5	3960	$\frac{3960}{5930} = 0.67$	$\frac{3960}{5932} = 0.67$

(3) 从最远处管段开始,采用两套仪器同时对相邻两管进行测量和调整,使所有相邻两支管间的实测风量比值与设计风量比值相等。具体做法为:以图 9-83 的空调风系统为例说明。

1) 用两套风速仪同时测定和调整支风管 1、2 所通过的风量,且使 $\frac{L_{C2}}{L_{C1}} = \frac{L_{S2}}{L_{S1}}$,此时可固定支管 1、2 上的风量调节阀。

2) 将用于测定支风管 1 处的风速仪移至支风管 3 测定点,用于测定 2 支风管处的风速保持不动,调整支风管 3 上的调节阀,此时尽管通过支风管 1、2 处的风量可能发生变化,但 $\frac{L_{C2}}{L_{C1}}$ 的值不会变,总可以调整到 $\frac{L_{C2}}{L_{C1}} =$

$$\frac{L_{S2}}{L_{S1}}$$

3) 采用 2) 项中办法,总可调整到:

$$\frac{L_{C4}}{L_{C3}} = \frac{L_{S4}}{L_{S3}}, \quad \frac{L_{C5}}{L_{C4}} = \frac{L_{S5}}{L_{S4}}, \dots$$

4) 调节干管 6 处的调节阀,使通过风管 6 处的风量尽量接近设计值为 L_{S6} 。

5) 对各支管处所通过的风量重新测定,其测定结果为:

$$L'_{C1}, L'_{C2}, L'_{C3}, L'_{C4}, L'_{C5}$$

$$\text{且有: } \frac{L'_{C2}}{L'_{C1}} = \frac{L_{S2}}{L_{S1}}, \quad \frac{L'_{C3}}{L'_{C2}} = \frac{L_{S3}}{L_{S2}},$$

$$\frac{L'_{C4}}{L'_{C3}} = \frac{L_{S4}}{L_{S3}}, \quad \frac{L'_{C5}}{L'_{C4}} = \frac{L_{S5}}{L_{S4}}.$$

如果上述等式成立,则说明调试结果正确,将数据填入记录表中。

【例 9-2】某空调系统送风管系如图 9-83 所示,采用流量等比法对系统进行风量调整。

【解】(1) 对支管 1、2 使用两套风速仪(热球式、热线式均可)或毕托管、倾斜式微压计进行测调。 $L_{C1} = 1700\text{m}^3/\text{h}$, $L_{C2} = 3653\text{m}^3/\text{h}$, $\frac{L_{C2}}{L_{C1}} = 2.15$,同时固定支风管 1、2 上的风量调节阀。

(2) 将用于 1 支管处进行测量的仪器移至支风管 3 测定处,调整支风管 3 上的调节阀,在 $L'_{C2} = 4770\text{m}^3/\text{h}$,

$L_{C3} = 5687\text{m}^3/\text{h}$,且 $\frac{L_{C3}}{L'_{C2}} = 1.19$ 时,固定支风管 3 上的风量调节阀。

(3) 将用于支风管 2 处进行测量的仪器移至风管 4 测定处,调整支风管 4 的调节阀,在 $L'_{C3} = 4683\text{m}^3/\text{h}$, $L_{C4} = 4151\text{m}^3/\text{h}$,且 $\frac{L_{C4}}{L'_{C3}} = 0.88$ 时,固定支风管 4 上的风量调节阀。

(4) 用上述方法测定调整,使 $L'_{C4} = 5040\text{m}^3/\text{h}$, $L_{C5} = 3366\text{m}^3/\text{h}$,且有 $\frac{L_{C5}}{L'_{C4}} = 0.68$,同时固定支风管 5 上调节阀。

(5) 调节干管 6 上的风量调节阀,使其 L_{C6} 尽量接近设计值,有 $L_{C6} = 24822\text{m}^3/\text{h}$ 。

(6) 对各支风管所通过风量重新进行测定记录并计算其比值为:

$$L''_{C1} = 2615\text{m}^3/\text{h}$$

$$L''_{C2} = 5620\text{m}^3/\text{h} \quad \frac{L''_{C2}}{L''_{C1}} = 2.15;$$

$$L''_{C3} = 6695\text{m}^3/\text{h} \quad \frac{L''_{C3}}{L''_{C2}} = 1.19;$$

$$L''_{C4} = 5932\text{m}^3/\text{h} \quad \frac{L''_{C4}}{L''_{C3}} = 0.88;$$

$$L''_{C5} = 3690\text{m}^3/\text{h} \quad \frac{L''_{C5}}{L''_{C4}} = 0.67.$$

将上述数值填入表 9-34 中,由表中数据可知,调整基本满足要求。

采用流量等比分配法进行系统风量的平衡调整比较准确,一般反复测调次数也不会太多,因此可节省调试时间,适用较大集中空调系统的测定和调整。

2. 基准风口调整法

对于大型空调系统,一般其送(回)风口数量较多,为了使各个风口的风量基本达到设计要求,采用流量等比分配法和其他方法时比较麻烦,这时采用基准风口调整法则比较方便一些,同时也不像采用流量等比分配法那样要在每条管段上打测定孔,可以减少测试的工作量,调整步骤为:

(1) 绘制空调风管系统图,并标出风口编号及送风量,风量调节阀的位置及管段编号等。如图 9-84 所示。该系统共有 3 条分支管路,每条支管上有 4 个送风口,共有 12 个送风口。

(2) 使用热球(或热线)式风速仪将每个风口的送风量测量一次,并将各个风口的实测风量与设计风量比值的百分数列入表 9-35 中。从表中可看出,最小比值的风口分别是支干管 I 上的 1# 风口,支干管 II 上的 7# 风口和支干管 IV 上的 9# 风口。因此选取 1#、7#、9# 风口作为调整各分支管路上风口风量的基准风口。

(3) 风量的测定调整一般从离风机最远的支干管 I 开始。因此使用两套仪器同时测定 1#、2# 风口的风量,同时调节 1#、2# 送风口处的调节阀,使 1#、2# 风口的实测风量与设计风量的比值百分数近似相等,即:

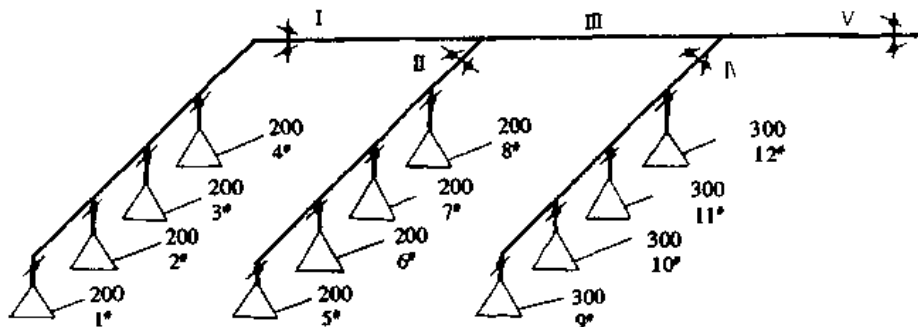


图 9-84 某空调系统送风管系图

表 9-35 风量测定调整表

风口编号	设计风量 (m³/h)	初级风量 (m³/h)	初测风量/设计风量 × 100%
1	200	160	80
2	200	180	90
3	200	220	110
4	200	250	125
5	200	210	105
6	200	230	115
7	200	190	95
8	200	240	120
9	300	240	80
10	300	270	90
11	300	330	110
12	300	360	120

$$\frac{L_{1C}}{L_{1S}} \times 100\% = \frac{L_{2C}}{L_{2S}} \times 100\%$$
 经调节后,1#风口的风量必将有所增加,即 $\frac{L_{1C}}{L_{1S}} > 80\%$,而2#风口的风量必将有所减少,其比值 $\frac{L_{2C}}{L_{2S}}$ 将减少,且 $\frac{L_{2C}}{L_{2S}} < 90\%$,但比值需大于80%。设调节后的比值数为:

$$\frac{L_{2C}}{L_{2S}} = 83.7\% = \frac{L_{1C}}{L_{1S}} = 83.5\%$$

则说明两个风口阻力基本平衡。根据风量平衡原理可知,只要不再改变1#、2#风口处的风量调节阀的阀位,无论前面管段的风量如何变化,1#、2#风口的风量总是按新比值数等比地进行变化。

(4) 1#风口处在仪器不动,将另一套仪器移至3#风口处,同时测量1#、3#风口的风量,并调节3#送风口处的调节阀,使

$$\frac{L_{3C}}{L_{3S}} \times 100\% = \frac{L_{1C}}{L_{1S}} \times 100\%$$

此时1#风口的 $\frac{L_{1C}}{L_{1S}} \times 100\%$ 已经大于83.5%,3#风口的 $\frac{L_{3C}}{L_{3S}} \times 100\% < 110\%$,设新的比值为:

$$\frac{L_{3C}}{L_{3S}} = 92\% = \frac{L_{4C}}{L_{4S}} = 92.2\%$$

自然2#风口的 $\frac{L_{2C}}{L_{2S}} \times 100\%$ 也将随着增大到92.2%左右。

(5) 用同样的方法测调4#风口与1#风口达到平衡,假设:

$$\frac{L_{4C}}{L_{4S}} \times 100\% = 106\% = \frac{L_{5C}}{L_{5S}} = 106.2\%$$

这样分支管 I 上的四个风口调整完毕,其比值近似相等。

(6) 对于分支管 II、III 上的风口量按上述方法调节到平衡。虽然7#风口不在分支管末端,仍以7#风口作为基准风口,但要从5#风口开始向前逐步调节。

(7) 各条分支管上的风口调整平衡后,调整分支管上的总风量。此时则需从最近处的分支管开始向前调节。

取4#、8#风口为 I、II 分支管的代表风口调节 I、II 分支管上的风量调节阀,使4#、8#风口风量的比值数相等,即:

$$\frac{L_{4C}}{L_{4S}} \times 100\% = \frac{L_{8C}}{L_{8S}} \times 100\%$$

调节后,1#~3#、5#~7#风口的风量比值数也相应地变化到4#、8#风口的比值数,则可证明分支管 I、II 的总风量已经平衡。

取12#风口作为 III 分支管上的代表风口,取分支管 I、II 上的任一个风口(如8#风口)为管段 III 的代表风口,调节分支管 III 上的风量调节阀,使12#、8#风口风量的比值数近似相等,即:

$$\frac{L_{12C}}{L_{12S}} \times 100\% = \frac{L_{8C}}{L_{8S}} \times 100\%$$

于是其他风口风量的比值数也随着变化到新的比值数。

虽然此时风管系统的风量已经调整平衡,但并不一定等于设计值。

(8) 将总干管 V 的风量调节到接近或等于设计风量值,各支干管和各风口的风量将按最后调整的比例数自动进行等比分配达到设计风量。

在调整中,经常会遇到风口的形状、规格相同,送风量相等的侧送风口,此时可以将同样大小的纸条分别贴在各送风口的同一位置,观察送风时纸条是否被吹起相同的角度,来判断各送风口的送风量是否均匀。如果发

现有明显的不均匀,则应继续进行调整,直到调整均匀时为止。

3. 逐段分支调整法

以图 9-85 为例说明逐段分支调整的方法如下:

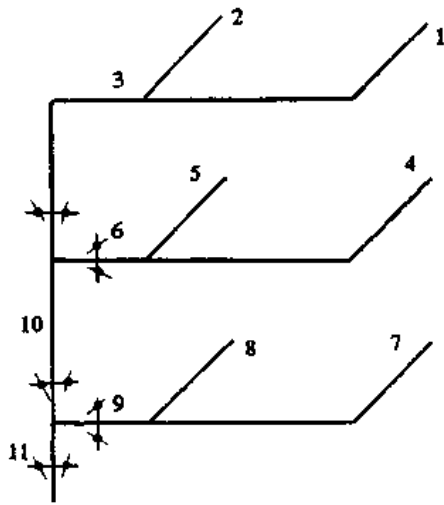


图 9-85 空调系统送风管系图

- (1) 绘制风管系统图,如图 9-85。
- (2) 将系统的总风量(即通过管段 11 的风量)调整到比设计风量大 5%~10%。
- (3) 调整管段 9、10 上的风量调节阀,使其接近设计值。
- (4) 调整管段 3、6 上的风量调节阀使其接近设计值。
- (5) 逐次调节支管 1、2、4、5、7、8 的风量,使其接近设计风量。
- (6) 再调整系统的总风量。由图 9-85 可知:

$$L_{10} = L_3 + L_6 = L_1 + L_2 + L_4 + L_5$$

$$L_9 = L_7 + L_8$$

但对于支管 1、2、4、5、7、8 尚未进行压力平衡时,其所通过风量并不等于设计风量。如果对 1、2 支管进行风量调整时,则管段 3 所通过的风量必将发生变化(即既不是设计风量,也不是初调时风量)。与此同时,管段 6、9、10 所通过的风量也将发生变化。如果对支管 4、5、7、8 进行调整时也会出现上述情况。只有通过反复的测定调整才能最后达到满足系统设计的要求。

9.9 空调系统运行工况的测定

空调设备和其他设备一样随着使用时间的增长,其性能将发生变化。如空调系统中的喷水室或其他输水泵、送风机、回风机由于其叶轮的腐蚀、磨损;其流量、压头将会有所降低;水冷式表面冷却器、热加热器(或蒸汽加热器等)换热设备内部的结垢,散热管及散热肋片被腐蚀脱落或粘连以及表面的油污、积灰等都会使其传热性能下降;空调器壁板的破损、检查门密封条的老化、断裂以及送、回风管道的腐蚀、法兰连接处密封垫的老化龟

缩、松脱等都会造成系统送、回风量的不足;系统初、中、高效空气过滤器的积尘过量又会加大系统的阻力等。因此,空调系统在运行中如发现空气处理参数(在外部条件正常——即指供冷、供热正常时)严重超差,甚至无法保证空调房间内所要求的空气参数时,则应对空调系统进行一次运行工况的全面测定,以找出影响空调系统运行效果的原因,对空调系统中的设备作出客观的评价,找出处理和解决的方法。由于空调系统在冬季、夏季运行时耗能为最大,因此可只对冬、夏季运行工况进行测定。

9.9.1 空调系统运行工况测定内容

测定空气处理过程中各环节的状态参数,以便做出工况分析,尤其是分析各工况点参数的变化对空调房间内温、湿度的影响,其测定项目应包括以下内容:

- (1) 室外空气的干、湿球温度。
- (2) 一次混合后空气的干、湿球温度。
- (3) 喷水室或表面冷却器处理后空气的干、湿球温度。
- (4) 二次混合后空气的干、湿球温度。
- (5) 二次加热后空气的干、湿球温度。
- (6) 系统送风的干、湿球温度。
- (7) 系统回风的干、湿球温度。
- (8) 空调房间内空气的干、湿球温度。
- (9) 供冷水和回水的温度和压力。
- (10) 供热水和回水的温度和压力(或蒸汽压力)。
- (11) 系统总回风量及一、二次回风量。
- (12) 系统送风量及空调房间内送风量。
- (13) 系统新风量。

9.9.2 测点的布置

- (1) 新风测定点。新风风量和空气干湿球温度的测定点一般可直接设在新风口处或新风管道上的测定孔处。
- (2) 预热器后的测点可设在预热器后 50~100mm 的断面中心位置,如有传感器可设在传感器处。
- (3) 一次回风混合点空气干、湿球温度测定一般可设在一次回风之后气流比较均匀的断面中心点上(如有一次回风温度传感器的可设在传感器处)。
- (4) 喷水室或水冷式表面冷却器后温度的测定可按温度分布测定时所确定的位置上或敏感元件安装处。
- (5) 二次回风混合点温度测定可设在二次回风口后气流比较均匀的地方。
- (6) 二次加热温度测定点可设在二次加热器后 50~100mm 处断面中心处。
- (7) 系统回风温度和回风量测定点一般在回风机入口或回风管道上风量测定孔处。
- (8) 冷水(热水)供水和回水温度可由设在输入泵出口或喷水室(表面冷却器)进出口的管道上测定温度。
- (9) 空调房间内的送风量测定点一般在房间内送风口处。
- (10) 空调房间内空气温、湿度的测定可设在传感器处或工作面上。

一般来讲如果在空调系统的有关部位如安装有温度、湿度传感器时,则可利用此传感器,但应对传感器、显示器(或调节仪表)进行校验后方可使用。

9.9.3 数据的整理与分析

在对空调系统运行中所测得的数据进行统计整理后,填入预先准备好的表格中。一种为工况点参数测定记录表,主要填写在各工况点所测出的干、湿球温度值,另一种为测定有关断面处的气流速度和断面尺寸。同时还应求出各工况点和有关断面处所测得值的平均数,一并填写入记录表中。然后根据整理出来的工况点的测定数据,在焓(h)-湿(d)图上绘出空气处理的过程线。如图 9-86 所示。假定某空调系统的冬季设计工况如图 9-86 中的实线所示。其空气处理过程为:

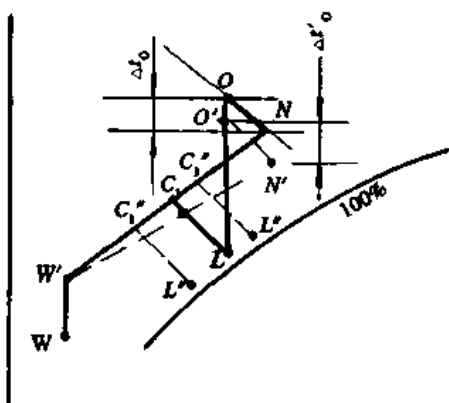
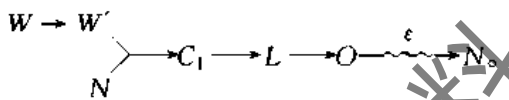


图 9-86 绘制空气处理过程线



如果在进行系统运行工况测定时, C_1 移至 C_1' , O 移到 O' , N 移到 N' 时,其处理过程线则为:



此时,如果供二次加热器的热媒水温度和流量(或蒸汽压力)已达到设计指标,在提高热媒水的温度后送风状态点方可达到 O 点,则说明二次加热器性能下降。

冬季运行,系统采用最小新风,如果新风调节阀在最低阀位时,一次混合点 C_1 移至 C_1' 时,则说明在新风管路上或处于负压段的空调器检查门或壁板有漏风现象。如果一次混合点 C_1 移至 C_1'' 时,则说明新风管路有堵塞现象,新风量过小,都应进行及时处理。

如果在运行中,发现经循环水喷淋处理的空气相对湿度低于 95%,则说明喷水室中喷水管和喷嘴堵塞,喷水量不足。

假定某空调系统的夏季空气处理过程线如图 9-87 所示,其处理过程为:

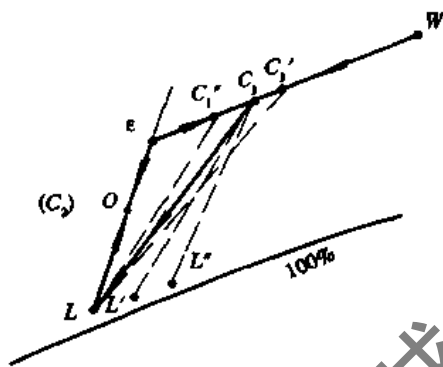
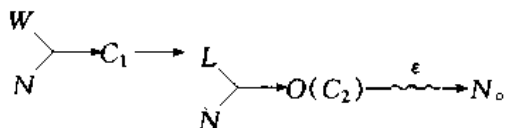


图 9-87 空气处理过程的分析

在满足供冷条件下(冷水温度和流量),新风处于最小新风状态时,工况测定的 L 点发生偏移至 L' 或 L'' 时,则均说明喷水室或水冷式表面冷却器性能下降。如果一次回风混合状态点 C_1 发生偏移,在 C_1' 点说明处于负压段的新风管或空调器壁板或检查门漏风较大,偏离的越远,说明漏风越严重;如果 C_1 移至 C_1'' 点则说明新风管路有堵塞现象, C_1' 越靠近 N 点,则说明新风管路堵塞越严重,则应及时清理和修理。

机器露点 L 的偏移会造成空调房间内的相对湿度过高,一次混合状态点 C_1 向 W 方向的偏移会造成耗冷量的增加。

9.9.4 空调设备性能的测定与数据的整理分析

1. 空气加热器的性能测定与数据的整理和分析

(1) 性能的测定。空气加热器的性能主要包括其传热系数、空气阻力和水阻力等。

由第 3 章我们知道,空气加热器的传热系数为:

$$\text{以热水为热媒时: } K = A'(vp)^m w^n \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$\text{以蒸汽为热媒: } K = A''(vp)^{m'} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

空气加热器的空气阻力为:

$$\Delta p = B \cdot (vp)^p \text{ (Pa)}$$

空气加热器的水阻力为:

$$\Delta p'_w = C \cdot w^q \text{ (kPa)}$$

同时,由热平衡知:空气加热器在运行中所放出的热量 Q_R 等于空气所吸收的热量 Q'_R ,所以:空气加热器运行中所放出的热量 Q_R 为:

$$Q_R = K \cdot F \cdot \Delta t_m$$

空气加热器运行中空气所吸收的热量 Q'_R 为:

$$Q'_R = C \cdot G \cdot \Delta t$$

因为

$$Q_R = Q'_R$$

因此:

$$K = Q'_R / F \cdot \Delta t_m$$

所以对空气加热器性能测定时,必须测定以下项目:

- 1) 通过空气加热器的空气流速 v 。
- 2) 通过空气加热器内水的流量,由 $w = W/f$ 计算出流速。
- 3) 通过空气加热器前后的空气温度 t_1, t_2 。
- 4) 通过空气加热器前后热媒温度 t'_1, t'_2 。
- 5) 通过空气加热器前后的全压(当前后断面一样时可只测静压)。

(2) 测定数据的整理。对上述参数的测定大都是取好多点测定,且在每一个测点上连续测好几次。因此测定后应将这些测定数据进行制表逐一填写,同时求出各测点的平均值和断面所有测点的平均值。

(3) 性能计算。

1) 传热系数计算。使用公式 $K = Q'_R / F \cdot \Delta t_m$ 和 $K' = A'(v\rho)^m u^n$ (或 $K = A''(v\rho)^m$) 进行计算,并将计算出的两个传热系数进行比较,设传热系数的变化率 ϵ_1 为:

$$\epsilon_1 = \frac{K' - K}{K} \times 100\%$$

2) 空气阻力的计算。由 $\Delta p = B(v\rho)^p$ 计算空气阻力与所测得加热器前后的全压或静压的计算阻力 $\Delta p' = p_{s1} - p_{s2}$ 进行比较,设其变化率为 ϵ_2 ,则有:

$$\epsilon_2 = \frac{\Delta p' - \Delta p}{\Delta p} \times 100\%$$

3) 水阻力计算。由空气加热器进出口处的热水压力差可知加热器运行中的阻力 $\Delta p'$,同时由 $\Delta p_w = C \cdot w^n$ 可求出加热器应具有阻力,两者进行比较,设其变化率为 ϵ_3 ,则有:

$$\epsilon_3 = \frac{\Delta p' - \Delta p_w}{\Delta p} \times 100\%$$

(4) 测定结果的分析。空气加热器在运行一段时间后,由于内部的结垢,外表面的灰尘,其传热系数有所下降,空气阻力和水阻力有所上升,如果 ϵ_1 的下降率和 ϵ_2 、 ϵ_3 的上升率较大,已不能满足运行中对空气的处理需要时,则应对其内、外部进行清洗去垢和除尘,以提高其性能。如果经过处理仍不能满足运行中对空气处理的要求时则应考虑更换。

2. 水冷式表面冷却器性能的测定与处理

水冷式表面冷却器性能的测定方法及有关计算方法与空气加热器的性能测定及计算方法基本相同。此处不再重复。

3. 空调系统中空气过滤器的阻力测定和处理

空调系统中空气过滤器的阻力测定方法比较简单,只测定其过滤器前后的静压差即可,如果其阻力已达到初阻力的两倍时则应更换。

4. 风机、水泵运行工况测定数据的整理与分析

(1) 风机运行工况测定数据的整理与分析

前面我们已经介绍过,风机所输送的风量一般可在风机的出风口或进风口处进行均匀布点测出其速度的平均值乘以出风口或送风口面积求得。有时为了计算的准确,可取其进出口所测定风量平均值,设风机测定风量为 L_c 。风机的压头,也就是风机在运行中克服的阻力,一般以风机进、出口的全压和表示,设风机测定总压头为 p_c ,并在风机性能曲线上标出其工作点与原设计工况点进行比较,如图 9-88 所示,图中 A 点为风机设计工作点,由于 $p_c > p_A$, $L_c < L_A$,则说明风机在运行中管路阻力的增加,此时则应查明原因,是由于空气处理设备积尘所致,还是由于送风管路中有关阀门自动关闭所致等,必

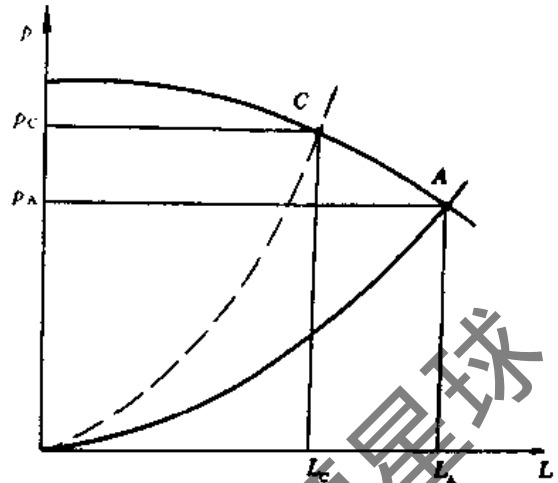


图 9-88 风机或泵工作点的移动

要时进行处理。

(2) 水泵运行工况测定数据的整理和分析

空调系统中的水泵一般均为离心式水泵,在运行一段时间后可能由于输水管路及表冷器内污垢,水垢及其他沉积物的堵塞而阻力增加,从而使其运行点沿水泵性能曲线 $P-L$ 向左移动,如图 9-88 中 C 点,此时则应对供回水管路及水冷式表面冷却器进行清洗排污处理或更换。

5. 空调系统中风量的测定数据整理及分析

在对空调系统中对有关断面处的风速测量,如前所述的一般采用均点布置每点测定,按风速平均值求出有关风量,并将以上有关数据列表填写。如果在测定数据整理后有:

(1) 对于吸入式空调系统,新风口处新风量加回风口处回风量小于送风机入口处的送风量,则说明处于负压区的空气处理室漏风,大出的数值越多,则说明漏风越严重(一般为空气处理室的检查门密封条老化、断裂、龟缩、松脱以及空气处理室的壁板上的有关管道进、出口处缝隙未进行密封所致)。

(2) 对于压出式空调系统,新风口处所测得的新风量加上回风口处所测得的回风量大于送风总管上所测得的送风量,则同样是由于上述原因所致。

(3) 吸入式空调系统在风机入口处、压入式空调在空调器出风口处所测得的送风量大于在各空调房间内送风口处所测的送风量,则说明风管漏风,两者差值越大,则说明漏风越厉害。造成此现象的原因一般为风管被腐蚀穿孔,保温层脱落或风管连接法兰处密封垫老化破裂、松脱等。

如果风管系统的漏风量大于额定风量 10% 或系统漏风的过大都会造成空调房间内温、湿度及气流组织形式的无法保证和过多的消耗能量。因此,凡属以上情况的,均应及时采取措施进行处理,否则将无法保证运行效果。

10 诱导器空调系统的运行管理

10.1 诱导器空调系统的构成与工作原理

10.1.1 诱导器及诱导器空调系统的组成及工作原理

诱导器空调系统也是一种半集中式空调系统。诱导器也是一种末端装置。它是由静压箱、喷嘴和冷热盘管等组成。见图 10-1。

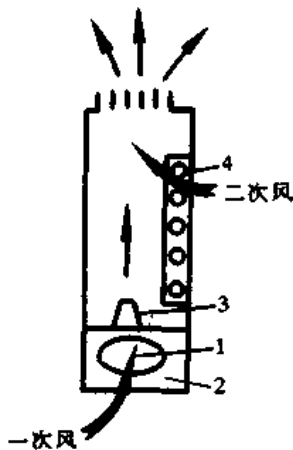


图 10-1 诱导器结构示意图
1—一次风连接管;2—静压箱;
3—喷嘴;4—冷(热)盘管

诱导式空调系统是由一次空气处理室、送风末端装置——诱导器、风管和水系统等组成。它与一般的集中式空调系统的一个最大区别是:用诱导器代替了送风口,实行就地回风。

静压箱。有两个作用,一是保证进入的被调空气均匀地分配给各个喷嘴,二是有助于减少系统中产生的噪声。

喷嘴。是一次风的出口,它提供动力诱人穿过冷热盘管的二次风(室内空气),诱人的二次风量的大小,取决于喷嘴的压力。

冷热盘管。进行二次风的冷却或加热处理。

混合室。一次风和二次风的混合空间。

诱导器的工作原理。由经过处理的一次空气(新风或主要是新风)在诱导器内通过喷嘴高速喷射造成混合室内的负压,从而诱导入室内空气(称二次空气)。二次空气在进入诱导器时与装置于诱导器内的换热盘管(相当于风机盘管机组中的盘管,有时也称二次盘管)进行热交换,从而实现冷却或加热,在混合室内一、二次空气进行混合后进入空调房间,从而达到调节房间温、湿度的目的。诱导器空调系统原理如图 10-2。

诱导器本身带有换热盘管的,可以由外部供给冷(热)水对二次空气进行热、湿处理的诱导器称为冷热诱

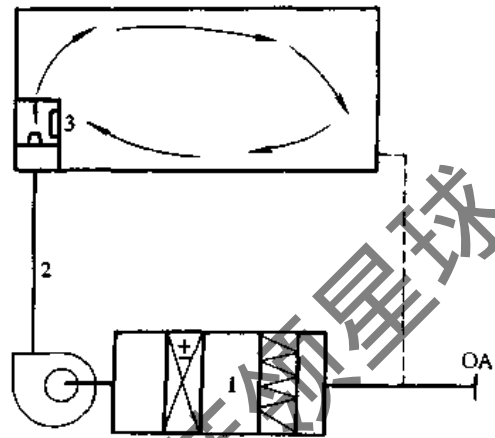


图 10-2 诱导器空调系统原理图

1—一次空气处理室;2—一次风管;3—诱导器

导器或称为“空气—水”诱导器,使用“空气—水”诱导器的空调系统称为“空气—水”诱导器系统。另有一种本身不带盘管的诱导器称为简易诱导器,又称“全空气”诱导器。简易诱导器不能对二次空气进行冷热处理,但可以减少送风温差而加大房间的换气次数,使用简易诱导器的空调系统称为“全空气”诱导器系统。

诱导器的主要性能指标:

1. 诱导比

诱导器的二次风量与一次风量之比。即,

$$n = G_2 / G_1 \quad (10-1)$$

式中 n ——诱导比;

G_1 ——通过静压箱导入的一次风量,一般为室外新风(kg/h);

G_2 ——通过喷嘴喷射一次风而诱人的二次风量,(kg/h)。

通过诱导器进入空调房间的空气量为:

$$G = G_1 + G_2 = G_1 + nG_1 = G_1(1 + n)$$

因此有 $G_1 = \frac{G}{1+n}$ 。

不同类型的诱导器其诱导比是不同的,诱比大的诱导器在送风量一定的情况下,只需要较小的一次风量,一定结构的诱导器在一定的一次风量范围内,其诱导比是一个定值,一次风量变化时,二次风量也随之改变,而诱导比不变。

2. 工作压力(H mmH₂O)

一定的一次风量送入诱导器中,为了克服一次风调节阀、连接管、静压箱、喷嘴的局部阻力,需要保证一定的压力,这个压力称为工作压力,又称喷嘴压力。

3. 送风量和额定风量

一定的一次风量,要求诱导器有一个相应的工作压力,工作压力过大,需要提高输送一次风的风机风压,这

样不仅不经济,而且也造成较大的噪声;过低,则诱导比显著下降,因此,一定型号的诱导器只适用于一定的一次风量范围,即适用风量。称某个标准工作压力下的一次风量为额定风量。

10.1.2 “全空气”诱导器空调系统的空气处理过程

1. “全空气”诱导器空调系统夏季的空气处理过程

“全空气”诱导器空调系统夏季的空气处理过程如图 10-3。W 为室外空气状态点, N 为室内状态点, L 为一次空气处理室(新风机组)处理空气的机器露点。I 点为一次空气进入诱导器静压箱时状态点, O 为一次、二次风混合状态点, ε 为室内空气状态的热湿比线。

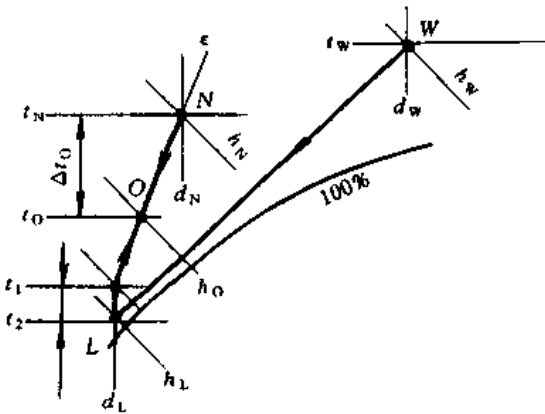
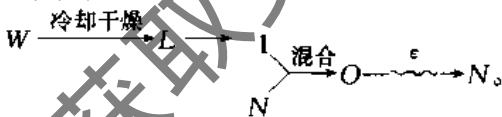


图 10-3 全空气诱导器空调系统夏季空气处理过程

因此“全空气”诱导器空调系统空气处理为:室外 W 状态的空气经一次空气处理室(新风机组)冷却干燥处理后达到一次空气处理室的机器露点 L,则有 $\phi_L = 90\% \sim 95\%$;一次空气室处理后的空气经过风机、风管进入诱导器的静压箱,由于温升的原因而达到 I 点,则有 $d_L = d_I$ 、 $t_I > t_L$;进入静压箱的一次空气与由于诱导作用而进入混合室的二次风混合至 O 点,且有 $\Delta t_O = t_N - t_O$ 即等于要求的送风温差,同时 O 点又位于过 N 点的热湿比线 ε 上。将处于 O 状态点的空气送入室内即可达到调节目的,可简写为:



由图知: $h_L < h_W$, 因此处理一次空气所需冷量为:
 $Q_L = G_1(h_W - h_L) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-2)$
 所需冷水温度 $t_c < t_L - (3 \sim 5)^\circ\text{C}$,
 去湿量, $W = G_1(d_W - d_L)/100 \quad (\text{kg/h})$

“全空气”系统的诱导比为 $n = \frac{G_2}{G_1} = \frac{OI}{ON}$ 。如果使用的诱导器的诱导比为 n' , 且有 $n' > n$, 则一、二次混合点 O 将会沿热湿比线 ε 向上移动, 则 $\Delta t'_O < \Delta t_O$, 则实际的送风温差 Δt 将会变小, 这对空调房间来讲并无不利; 如果可选的诱导器的诱导比 $n' < n$, 则一、二次风混合点将会沿室内热湿比线 ε 向下移动, 因此有实际送风温差

$\Delta t'_O > \Delta t_O$, 那末要维持原来的室内温度 t_N 就会有困难。因此, 在使用时诱导器的诱导比 $n' \geq n$ 才行。

由图 10-3 我们还可知: 如果空调房间送风温差 Δt_O 不受限制, 即可将处于 I 状态点的空气直接送入室内, 即送风状态点 O 与进入静压箱的一次空气状态 I 重合。此时则有 $n = 0, G_2 = 0$ 。在此种情况下, 空调房间的送风量就是诱导器的一次风量, 这就失去了诱导器的意义。因此诱导器的使用条件必须是送风温差 Δt 较小, 需从二次风中吸取一定热量来满足送风温差的要求。

2. “全空气”诱导器空调系统冬季的空气处理方案

“全空气”诱导器空调系统, 在冬季运行时, 通过一次空气处理系统, 即新风机组进行加热加湿处理后送入诱导器静压箱之空气处于 I 状态点, 然后在混合室与二次空气混合后至送风状态点 O, 同样有诱导比 $n = \frac{OI}{ON} = \frac{G_2}{G_1}$ 将处于 O 状态点的空气送入室内即可, 见图 10-4。(此时可不考虑管道及风机温升, 因温升与风管热损失抵消) 即:

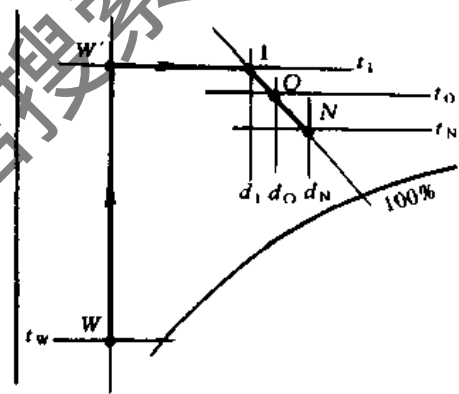
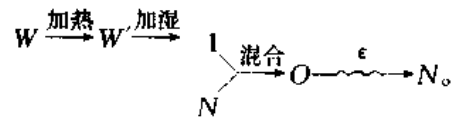


图 10-4 全空气诱导器空调系统冬季空气处理过程



10.1.3 “空气—水”诱导器空调系统的空气处理过程

1. “空气—水”诱导器空调系统的夏季的空气处理方案

(1) 诱导器的干工况空气处理方案。“空气—水”诱导器空调系统的一部分热湿负荷由一次风负担, 另一部分由通过二次盘管的水负担。在此情况, 二次风通过诱导器的盘管时将与其内的冷水进行热湿交换。根据通过盘管的水温的高低, 盘管表面可能产生凝结水, 也可能不产生凝结水, 即盘管中可能发生湿工况, 也可能发生干工况。由前面介绍的知识我们知道: 如果通过盘管的水温低于二次风的露点温度(一定值), 则产生湿工况; 如果通过盘管的水温高于或等于二次风的露点温度时, 则产生干工况。

同样设一次风经一次风处理系统(即新风机组)处理后送入诱导器静压箱后空气状态为1,由喷嘴将状态1的一次风喷向混合室与通过冷盘管后由室内状态N的空气沿等湿线至2点的空气混合于O点,该状态点O位于过N点的室内热湿比线ε上,而后送入室内,见图10-5。

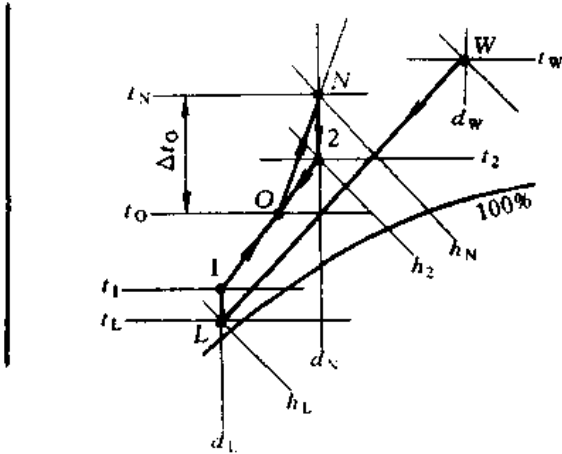


图 10-5 空气—水诱导器空调系统夏季空气处理方案

旁通风门进入混合室的二次风混合至2状态点,处于2状态点的空气与处于1状态点的空气进行混合而到达O状态点,且O点位于过室内状态点N的热湿比线上,同时有送风温差 $\Delta t_0 = t_N - t_0$ 。将处于O状态点的空气送入房间即可满足调节的需要。湿工况空气处理方案见图10-6。于是有:

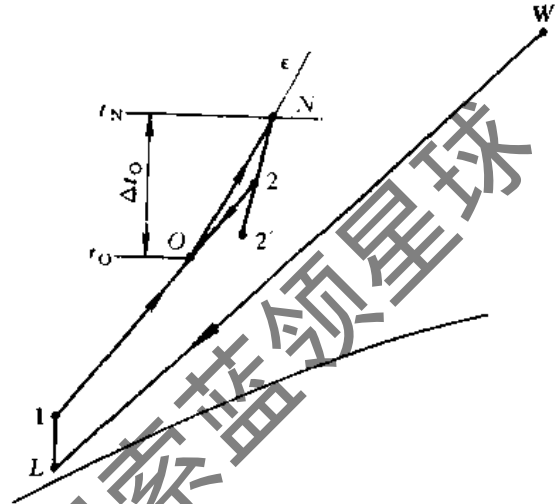
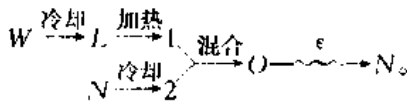


图 10-6 诱导器的湿工况空气处理方案

因此空气的处理过程为:



同样应该使: $n = \frac{O1}{O2} = \frac{G_2}{G_1}$ 。

即我们要求所使用的诱导器的诱导比 $n' = n$, 如果所使用诱导器的诱导比 $n' \neq n$, 如果 $n' > n$, 则送风状态点O将会沿着12线向1方向移动; 同样如果 $n' < n$, 则送风状态点O将会沿着12线向2方向移动, 即偏离要求的送风状态点O, 那末送入室内的空气在吸收室内热湿负荷后, 室内状态点将会偏离原来的要求值。如果超出室内参数要求的精度, 则是不许可的。

此时诱导器所担负的冷负荷为:

$$Q_{L2} = G_2(h_N - h_2) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-3)$$

诱导器所担负的湿负荷为:

$$W_2 = G_2(d_N - d_2) = 0 \quad (\text{干工况}) \quad (10-4)$$

一次空气处理系统所担负的冷负荷为:

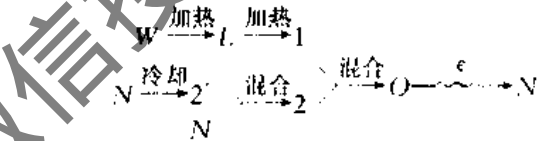
$$Q_{L1} = G_1(h_w - h_L) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-5)$$

一次空气处理系统所担负的湿负荷为:

$$W_1 = G_1(d_w - d_L)/1000 \quad (\text{kg/h}) \quad (10-6)$$

由图可知: $d_L < d_N, h_L < h_N$, 因此一次空气系统不但担负了室内的部分冷负荷, 而且还担负了室内的湿负荷, 而诱导器盘管仅担负了室内的一部分冷负荷。

(2) 诱导器的湿工况空气处理方案。室外空气经一次风处理系统(即新风机组)处理至L后送入诱导器静压箱内, 经过风管及风机温升后达到1点, 室内空气即二次风一部分经盘管进行干燥冷却处理至2'状态点, 与经过



由图10-6可知, $h_N > h_1, d_1 < d_N, h_N > h_2, h_N > h_2, d_N > d_2$, 因此诱导器系统在运行中, 一次风承担了一次风的冷负荷、湿负荷及室内空气的部分冷负荷, 而二次风则只承担了部分的冷负荷和湿负荷, 如果 G_2 为二次风量, 且 G'_2 为经过盘管的二次风量, G''_2 为经过旁通风门进入混合室的二次风量。故有:

$$G_2 = G'_2 + G''_2$$

$$n = \frac{G_2}{G_1} = \frac{G'_2 + G''_2}{G_1}$$

此时诱导器所担负的冷负荷为

$$Q_{L2} = G'_2(h_N - h_2) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-7)$$

一次风所担负的冷负荷为:

$$Q_{L1} = G_1(h_w - h_L) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-8)$$

诱导器所担负的湿负荷为:

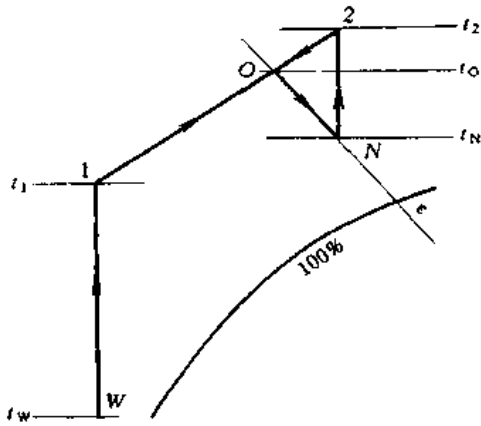
$$W = G_2(d_N - d_2)/1000 \quad (\text{kg/h}) \quad (10-9)$$

由于 $d_2 < d_N$, 故可知诱导器在湿工况条件运行。

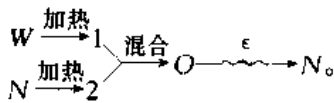
2. “空气—水”诱导器空调系统的冬季处理方案

(1) 一次风系统对新风只做等湿加热处理的诱导器空气处理方案。该方案见图10-7所示。一次风系统将室外新风由W状态经等湿加热处理至1状态点(此时可不再考虑风机、风管温升)二次风经诱导器盘管加热由N状态变化至2状态点, 而一、二次风在混合室内进行混合至O状态点后送至房间(且O点位于过室内状态点N的热湿比ε线上), 同时有: $\frac{O2}{O1} = \frac{G_2}{G_1} = n$, 即可满足

房间内温湿度的调节需要。则有：



10-7 空气—水诱导器系统冬季空气处理方案一



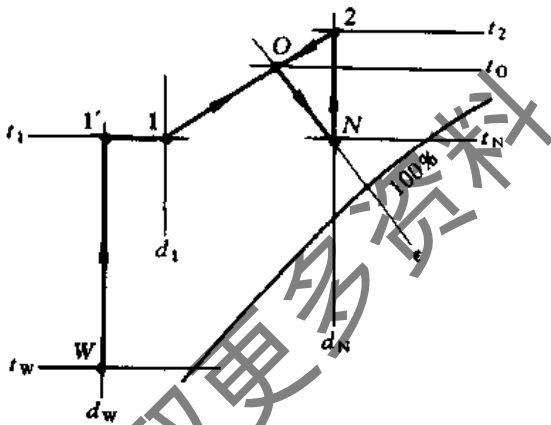
因此，一次风的热负荷为：

$$Q_{d1} = G_1 c_p (t_1 - t_w) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-10)$$

二次风热负荷为：

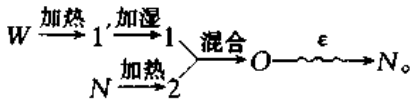
$$Q_{d2} = G_2 c_p (t_2 - t_N) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-11)$$

(2) 一次风系统对一次风进行等湿加热和喷蒸汽加湿处理的诱导器空调系统的空气处理。



10-8 空气—水诱导器系统冬季空气处理方案二

该空气处理方案如图 10-8 所示。一次风经一次风处理系统加热和喷蒸汽等温加湿处理至 1 状态点，二次风经诱导器盘管加热处理至状态 2 点，而后两种状态(1 和 2)空气在混合室进行混合至 O 状态点，且 O 点位于过室内状态点 N 的热湿比线 ϵ 上，同时有： $n = \frac{G_2}{G_1} = \frac{O1}{O2}$ 。将处于 O 状态点空气送入室内即可达到调节室内温湿度的目的。即：



这时一次风处理系统担负的热负荷和湿负荷分别为：

$$Q_{d1} = G_1 c_p (t_1 - t_w) \quad (10-12)$$

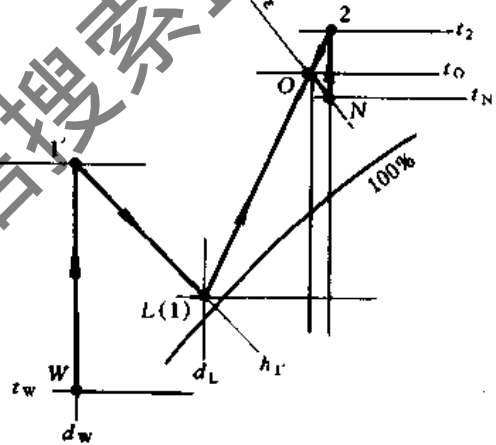
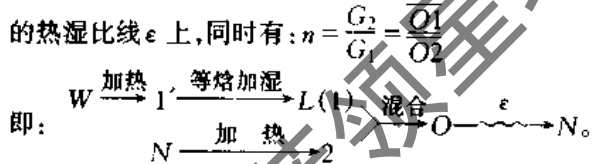
$$W = G_1 (d_1 - d_w) / 1000 \quad (\text{kg/h}) \quad (10-13)$$

诱导器盘管所担负的热负荷为：

$$Q_{d2} = G \cdot c_p (t_2 - t_N) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-14)$$

(3) 一次风处理系统对室外新风进行加热和绝热加湿处理的诱导器空调系统的空气处理。

该空气处理方案如图 10-9。一次风处理系统将室外新风进行加热和循环水喷雾处理至 L(1) 状态点，二次风由诱导器盘管将其加热至 2 状态点，两种状态的空气在混合室内进行混合至 O 状态点，且 O 点位于过 N 点的热湿比线 ϵ 上，同时有： $n = \frac{G_2}{G_1} = \frac{O1}{O2}$



10-9 空气—水诱导器系统冬季空气处理方案三

这时一次风处理系统所担负的热、湿负荷为：

$$Q_{d1} = G_1 c_p (t_1 - t_w) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-15)$$

$$W = G_1 (d_L - d_w) / 1000 \quad (\text{kg/h}) \quad (10-16)$$

诱导器所担负的热负荷为：

$$Q_{d2} = G \cdot c_p (t_2 - t_N) \quad (\text{kJ/h}) \quad (10-17)$$

10.1.4 诱导器系统的优缺点及适用条件

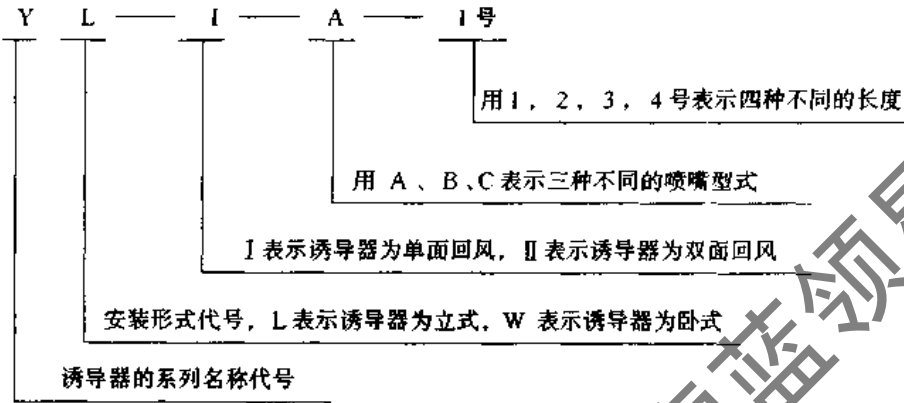
由于诱导器空调系统能在房间就地回风，不必或较少需要再把回风抽回到集中处理室处理，这就使需要集中处理和来回输送的空气量减少了很多，因而可以使空气处理室较小，送风道断面减小及空调机房占地面积少，风机耗电量也少。如果一次风全部为室外新风时，回风只作为二次风经过诱导器，而不经过风机，因而在防爆和卫生方面都有优越性。此外使用立式诱导器的诱导系统，冬季不送风而只送热水便成了自然对流的供暖系统，显然它要比另设一套供暖系统节省投资。因此诱导系统对于夏季需要空调，冬季仅需供暖的场所特别适用。

诱导器系统适用于多层、多房间且为同时使用的公

共建筑(如办公楼、旅馆、医院、商场等)及某些工业设施。

诱导器系统的缺点是初投资高,管道系统较复杂,过渡季使用时也不能充分利用室外新风(指全年运行诱导器系统)。

10.2 常用诱导器及运行工况



(2) Y系列诱导器的结构。Y系列诱导器的外形及结构见图 10-10 和图 10-11。

(3) Y系列诱导器的主要结构参数。Y系列诱导器的主要结构参数见表 10-1。

(4) Y系列诱导器诱导比和适用范围及噪声特性。

10.2.1 目前国内主要的诱导器

目前,国内生产的诱导器主要有三种型式:即 Y 系列, YLS 型和 YD 型。

1. Y 系列诱导器

(1) Y 系列诱导器的编号。Y 系列诱导器型号的表示方法如下:

Y 系列诱导器诱导比及适用范围见表 10-2。Y 系列诱导器的噪声特性见表 10-3。

2. YLS 73 型诱导器

(1) YLS 73 型诱导器的编号。YLS 73 型诱导器的编号说明见表 10-4。

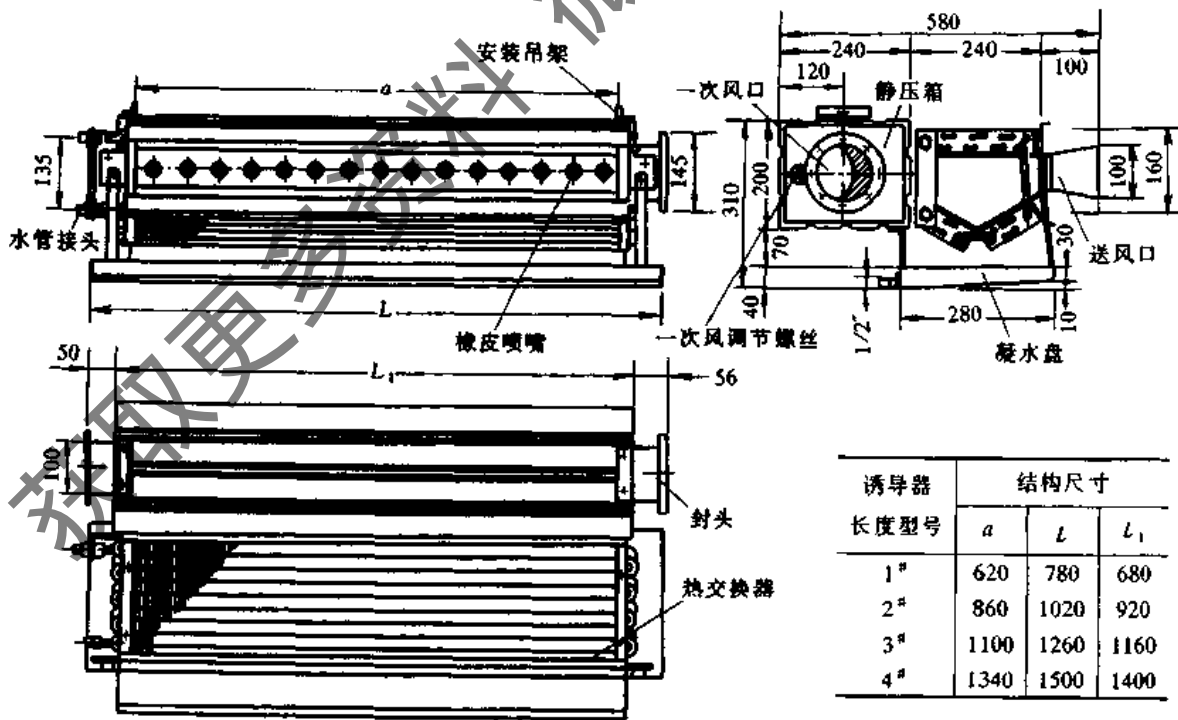


图 10-10 Y 系列诱导器(卧式)

(图示为双面回风诱导器,将上部盘管拆除,加上挡板即成为单面回风诱导器)

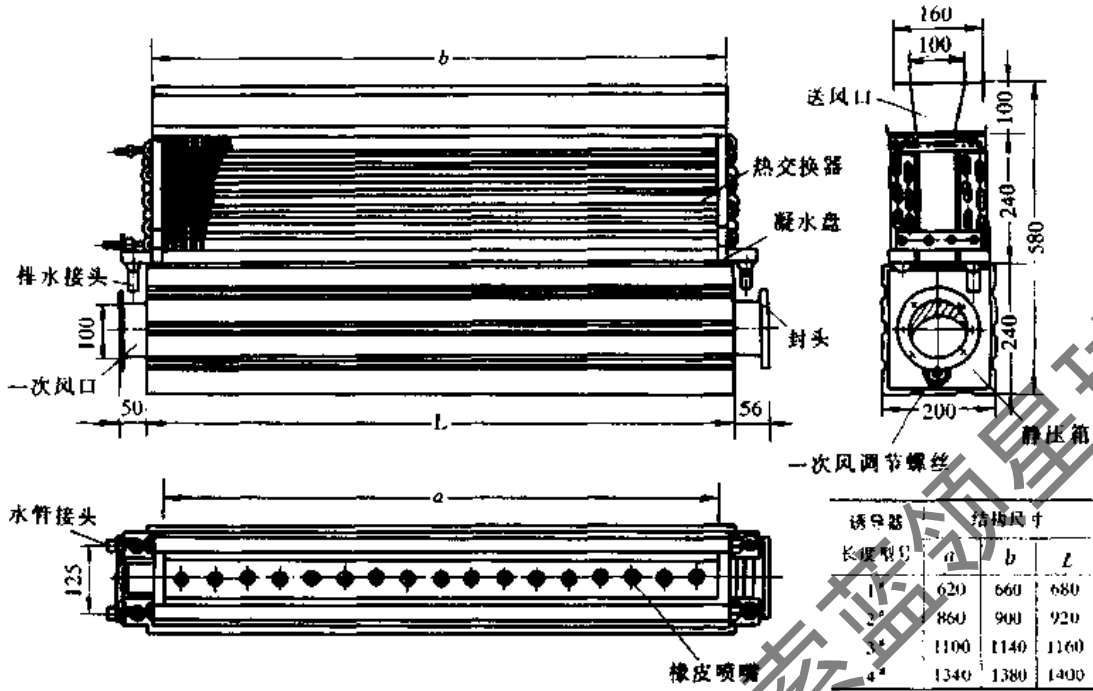


图 10-11 Y 系列诱导器(立式)
(图示为双面回风诱导器,任意拆除一组盘管,加上挡板即成为单面回风诱导器)

表 10-1 Y 系统诱导器主要结构参数

参 数 项 目		长 度 型 号				
		1 [#]	2 [#]	3 [#]	4 [#]	
长 度 (mm)		680	920	1160	1400	
宽 度 (mm)	立 式	200				
	卧 式	580				
高 度 (mm)	立 式	580				
	卧 式	310				
送 风 口 (mm)	立 式	620 × 100	860 × 100	1100 × 100	1340 × 100	
	卧 式	620 × 220	860 × 220	1100 × 220	1340 × 220	
回 风 口 面 积 (m ²)	单 面	0.1364	0.1892	0.2420	0.2948	
	双 面	0.2728	0.3784	0.4840	0.5869	
一 次 风 口 管 径 (mm)		φ100				
喷 嘴 数 量 (只)	A 型 (φ13)	20	28	36	44	
	B 型 (φ9.2)	15	21	27	33	
	C 型 (φ7.5)	10	14	18	22	
配 管	进、出水管	$\frac{1}{2}$ " 管 螺 纹				
	凝水管	φ20(内径)橡 皮 管				
盘 管 (单 面)	长度(mm)	620	860	1100	1340	
	换 热 面 积 (单 面) (m ²)	5.184	7.191	9.198	11.205	
	迎 风 面 积 (m ²)	0.1364	0.1892	0.2420	0.2948	
	通 水 有 效 面 积 (m ²)	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	
重 量 (kg)	单 面	立 式	25	32	40	48
		卧 式	28	37	45	54
	双 面	立 式	28	36	45	53
		卧 式	32	42	51	60

表 10-2 Y 系统诱导比及选用范围

喷嘴型号	回风面数	长度型号	诱导比 n	一次风量范围 L_1 (m^3/h)
A	单面	1#	2.0	115~190
		2#		160~270
		3#		200~350
		4#		250~420
	双面	1#	2.5	115~190
		2#		160~270
		3#		200~350
		4#		250~420
B	单面	1#	3.5	65~110
		2#		90~150
		3#		115~195
		4#		140~240
	双面	1#	4.5	65~110
		2#		90~150
		3#		115~195
		4#		140~240
C	单面	1#	5.0	40~60
		2#		60~80
		3#		75~105
		4#		90~130
	双面	1#	7.0	40~60
		2#		60~80
		3#		75~105
		4#		90~130

注：当加外罩或暗装时，诱导比应乘以 0.9。

表 10-3 Y 系统诱导器噪声特性

喷嘴型号	长度型号	一次风量 (m^3/h)	噪声评价曲线(NC)	
			双面回风	单面回风
A	1	115	26	24
		185	33	31
		190	39	37
	2	160	28	26
		215	35	33
		270	41	39
		200	29	27
	3	275	36	34
		350	42	40
		250	30	28
	4	335	37	35
		420	43	41
B		1	65	21
	90		29	27
	110		35	33
	2	90	22	20
		120	30	28
		150	36	34
	3	115	23	21
		155	31	29
		195	37	35

(续表)

喷嘴型号	长度型号	一次风量 (m^3/h)	噪声评价曲线(NC)	
			双面回风	单面回风
B	4	140	24	22
		190	32	30
		240	38	36
C	1	40	25	22
		50	31	28
		60	36	33
		60	29	26
	2	70	33	30
		80	37	34
		75	29	26
		90	34	31
	3	105	38	35
		90	30	27
		110	35	32
		130	39	36

表 10-4 YLS73 型诱导器的编号说明

(示例: YLS73-2-5-C-3-左)

代号	代 号 说 明
Y	“诱导器”的汉语拼音缩写
L	“立式”的汉语拼音缩写
S	“双面回风”的汉语拼音缩写
73	研制完成年代是 1973 年
2.5	肋片间距,分 4mm 与 2.5mm 两种(示例为 2.5mm)
C	喷嘴类型,分 A、B、C 三种(示例为 C 型喷嘴)
3	诱导器长度,1 为小号,2 为小号,3 为小号(示例为小号)
左	精装外罩回风口位置。面对外罩前板观察,回风口偏在左侧的称“左”,偏在右侧的称“右”(示例为“左”),这时联接管偏在另一侧

注：订货时需说明是否加精装外罩。

(2) YLS 型诱导器的外形。YLS 型诱导器的外形见图 10-12。

(3) YLS73 型诱导器主要尺寸。YLS73 型诱导器主要尺寸见表 10-5。

(4) YLS73 型诱导器的诱导比及适用范围。YLS73 型诱导器的诱导比及适用范围见表 10-6。

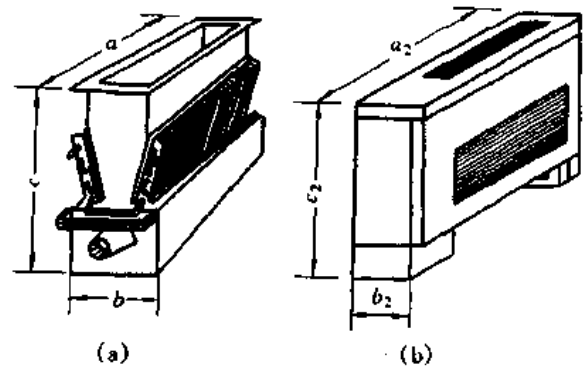


图 10-12 YLS73 型诱导器
(a) 基体; (b) 精装外罩

表 10-5 YLS73 型诱导器关键尺寸表

肋片间距 (mm)		4.0			2.5		
大小号		1	2	3	1	2	3
基体	长度 a (mm)	780	1000	1220	780	1000	1220
	宽度 b (mm)	225			225		
	高度 c (mm)	550			550		
盘管	长度 (mm)	660	880	1100	660	880	1100
	传热面积 F (m ²)	4.5	6.0	7.5	7.0313	9.375	11.7188
	通风有效面积 F_v (m ²)	0.1466	0.1954	0.2443	0.13526	0.18035	0.22543
	通水有效面积 f_w (m ²)	0.000143	0.000143	0.000143	0.000143	0.000143	0.000143
外罩	长度 a_2 (mm)	1070	1290	1510	1070	1290	1510
	宽度 b_2 (mm)	290			290		
	厚度 c_2 (mm)	700			700		
一次风联接管直径×高度 (mm)		80×100					
二次盘管联接管公称直径 (mm)		15					
凝水盘泄水管直径 (mm)		15					

表 10-6 YLS 型诱导器的诱导比 n 及选用范围

喷嘴类型	A			B			C			
诱导器大小号	1	2	3	1	2	3	1	2	3	
n	片距 4.0	4.2			5.6			7.1		
	片距 2.5	3.8			5.1			6.3		
一次风适用范围 G (kg/h)	155~275	190~340	240~385	950~190	130~250	180~300	70~145	85~180	120~220	

注：加精装外置离墙 50mm 安装时，诱导比 n 应乘以 0.93。

3. YD-75 型诱导器

(1) YD-75 型诱导器的编号说明。YD-75 型诱导器的编号说明见表 10-7。

(2) YD-75 型诱导器外形。YD-75 型诱导器的外形见图 10-13。

(3) YD-75 型诱导器主要尺寸及诱导比和适用范围。YD-75 型诱导器主要尺寸见表 10-8。YD-75 型诱导器的诱导比 n 及适用范围见表 10-9。

4. 三种诱导器盘管参数汇总

三种诱导器盘管参数汇总见表 10-10。

表 10-7 YD-75 型诱导器的编号说明

(示例: YDL75-C-II-3-左)

代号	代 号 说 明
YD	“诱导”的汉语拼音缩写
L	安装型式, 用 L 表示立式, 用 W 表示卧式(示例为立式)
75	研制完成年代为 1975 年
C	喷嘴类型, 分 A、B、C、D 四种(示例为 C 型喷嘴)
II	盘管排数, 用 I 表示单排, 用 II 表示双排(示例为双排)
3	诱导器长度, 1 为小号, 2 为中号, 3 为大号(示例为小号)
左	连接管位置。面对诱导器二次风吸入口观察, 一次风连接管、二次水连接管和泄水管等位于诱导器左侧的称“左”, 右侧的称“右”(示例为“左”)

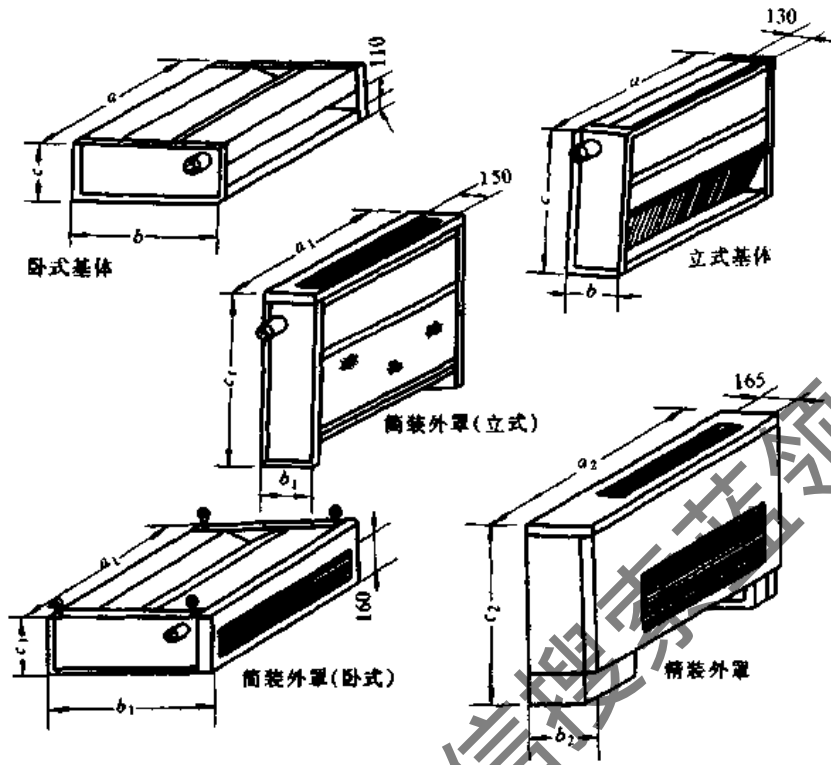


图 10-13 YD-75 型诱导器

表 10-8 YD-75 型诱导器关键尺寸表

诱导器型号		YDL75			YDW75			
大小号		2	3	1	2	3		
基 体	长度 a (mm)	682	1000	1318	682	1000	1318	
	宽度 b (mm)	230			600			
	高度 c (mm)	600			260			
盘 管	长度(mm)	562	880	1198	562	880	1198	
	传热面积 F (m^2)	单排	4.00	6.25	8.5	4.00	6.25	8.5
		双排	8.00	12.5	17.0	8.00	12.5	17.0
	通风有效面积 F_v (m^2)	0.076785	0.12023	0.16368	0.076785	0.12023	0.16368	
通水有效面积 f_w (m^2)	0.000143							
外 罩	长度 a_1 (a_2)(mm)	682 (972)	1000 (1290)	1318 (1608)	682	1000	1318	
	宽度 b_1 (b_2)(mm)	250(270)			620			
	高度 c_1 (c_2)(mm)	700(720)			260			
一次风联接管直径×高度(mm)		80×100						
二次盘管接管公称直径(mm)		15						
凝水盘泄水管直径(mm)		15						

表 10-9 YD-75 型诱导器的诱导比 n 及选用范围

喷嘴类型	A			B			C			D		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
" 单排	3.5			4.5			5.5			6.5		
	3.2			4.0			4.8			5.6		
一次风适用范围 G_1 (kg/h)	120 ↓ 235	215 ↓ 335	265 ↓ 415	85 ↓ 180	120 ↓ 265	170 ↓ 350	60 ↓ 120	85 ↓ 170	110 ↓ 215	30 ↓ 60	40 ↓ 85	60 ↓ 100

注：加精装或筒装外罩时，诱导比应乘以 0.9。

表 10-10 三种诱导器盘管参数汇总表

型 号		Y 系统	YLS73	YD-75		
结 构 特 性	型 式	套片、液压胀管	同 Y 系列			
	材 料	铝	铝			
	平均片厚(mm)	0.2	0.3			
	片 高(mm)	7.5	10			
	片 距(mm)	2.2	4.0	2.5	2.5	
	材 料	铜	铜			
	外 径(mm)	φ10	φ15			
	内 径(mm)	φ8	φ13			
	内截面积(cm ²)	0.503	1.33			
	肋化系数	20.8	13.9	21.7	21.7	
肋通系数	19.0	16.23	25.37	25.37		
净面比	0.565	0.529	0.488	0.488		
排 数	2	1	1	2		
传 热 系 数	$K = \left(\frac{1}{A} + \frac{1}{B} \right)^{-1}$	$28.87v_y^{0.61}\xi^{0.89}$	$19(v\gamma)^{0.34}\xi^{0.86}$	$22.75(v\gamma)^{0.45}\xi^{0.78}$	$16.15(v\gamma)^{0.436}\xi^{0.88}$	$10.3(v\gamma)^{0.646}\xi^{0.88}$
		$123.4w^{0.88}$	$172w^{0.8}$	$101.65w^{0.8}$	$166.64w^{0.8}$	$266.45w^{0.8}$
试验单位	同济大学等		清华大学等		清华大学等	

注：1. v_y 为迎面风速(m/s)， $v\gamma$ 为通风截面重量流速(kg/m²·s)， w 为水流速(m/s)。

2. 编制诱导器性能图时大部分直接利用了试验数据。

10.2.2 诱导器的运行工况

在诱导器系统的运行中，根据诱导器中发生的热、湿交换情况可分为干工况和湿工况。在干工况中又分为干冷却和干加热两种情况。

干冷却一般用于室内相对湿度要求较严格，同时室内的热、湿负荷较小以及夏季可以由自然冷源取得二次冷水(如深井水)的地方。而加热工况则用于冬季室内的采暖。

湿工况一般用于室内的热、湿负荷比较大，室内的相对湿度允许波动的范围也比较大的场合；同时还用于室内热、湿负荷比较大，但热、湿负荷同时变大，同时变小或运行中只调节一次风温度，不调节诱导器盘管冷量的地方。

在诱导器系统中，诱导器在干工况条件下运行时，其二次水初温 $t_{w1} \geq t_{Ln}$ ；如果在湿工况条件运行时，其二次水初温 $t_{w1} = t_{Ln} - (4 \sim 8)^\circ\text{C}$ ，式中的 t_{Ln} 为室内空气的露点温度。

10.3 诱导器空调系统的运行调节方式

对于全年只在最热季或最热、最冷两季才运行的诱导系统，当室内发生负荷变化时，只要对诱导器的冷(热)量作相应的调节，就能保证室内参数始终满足设计要求。对于全年运行的诱导空调系统，则必须进行全年运行调节。

诱导系统的全年运行调节也是一个热湿平衡问题，即如何保证诱导系统在房间负荷变化了的条件下仍能满

足热湿平衡的问题。

我们知道,一个空调系统在全年的运行过程中,每时每刻都会受到来自内部和外部的各种不利因素的干扰,如果在运行中不对系统进行适当的调整,就很难达到室内所要求的空气状态点。

10.3.1 空调房间冷负荷的分析及克服干扰的方法

空调房间的冷负荷一般分为瞬变负荷和渐变负荷两部分,瞬变负荷 $Q_{\text{瞬}}$ 是指通过玻璃窗的太阳辐射所形成的空调房间冷负荷及变化较快的那部分设备和照明灯具的发热量、人体散热量等。它的大小和变化规律因房间的性质及使用情况而异,因此由这种负荷变化造成的干扰不能用集中调节一次风温度的方法来克服,而只能用局部调节房间诱导器的二次冷量方法来克服。渐变负荷 $Q_{\text{渐}}$ 是指通过房间围护结构的室内外温差传热,随着室外温度的变化这部分负荷也发生变化。对于所有房间渐变负荷都有一致的变化规律,因此由这种负荷变化造成的干扰既可以用局部调节诱导器二次冷(热)量的方法来克服,也可以采用集中调节一次风温度的方法来克服。

由于有时将室内的固定负荷 Q_0 (例如房间内最少保持的人员及照明)也计入渐变负荷中,并将它们用相当于 $m^\circ\text{C}$ 的室内外温度传热来表示(即 $Q_0 = qm$),故有:

$$Q_0 = q(t_w - t_n) + qm = q(t_w - t_n + m) \quad (10-18)$$

式中 q ——室内外温差为 1°C 时可通过所有围护结构传热量;

t_w ——室外空气温度;

t_n ——室内空气温度。

10.3.2 “全空气”诱导器系统的运行调节

“全空气”诱导器系统,室内的热、湿负荷全部由送风来承担,当室内负荷发生变化时,为保证室内的空气参数,一般采用以下几种调节方法。

1. 改变一次风状态

如图 10-14 所示。随着室内外条件的变化,当室内余热减少时,调节一次风的加热量使一次风的状态点到 R_1 (冬季时一次风的状态点到 R_2 ,由夏季到冬季一次风状态点在 $L \rightarrow R_1$ 之间变化),使诱导器的一、二次风的混合状态由 O_1 变到 O_2 (由夏季到冬季时,一、二次混合

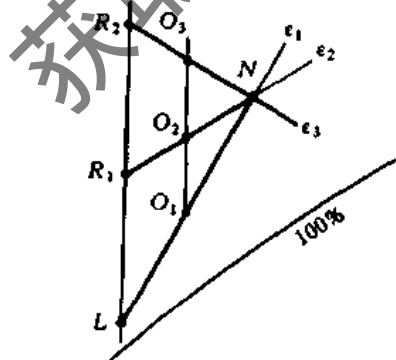


图 10-14 只改变一次风状态的运行调节

风在 $O_1 \sim O_3$ 之间变化)。由于一次风采用集中调节方式,因此,当各个房间的余热量和所要求的空气参数不同时,就不易满足所有房间的要求。

2. 改变二次风状态

如图 10-15 所示,随着室内余热量的减少,调节诱

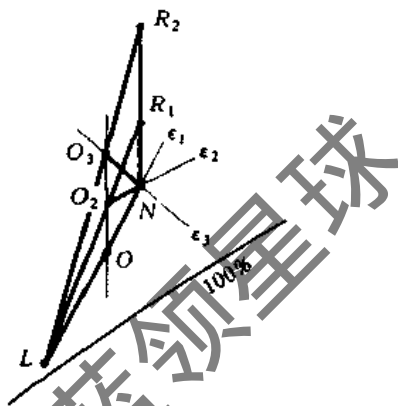


图 10-15 只改变二次风状态的运行调节

导器内电加热器的加热量使二次风由室内状态点 N 沿等湿线上升到 R_1, R_2 ,从而使诱导器的送风状态点由 O_1 变化到 O_2 或 O_3 。由于这种调节方式是利用诱导器内的电加热器进行局部调节,因此能满足各个房间不同空气参数的要求。

3. 同时改变一、二次风的状态

如图 10-16 所示。随着室内余热量的减少,由集中处理室空气加热器将一次风由 L 加热到 R_1 ,与此同时诱导器内的电加热器也将二次风加热到 R_2 ,使诱导器的送风由状态点 O_1 变化到 O_2 。由于采取此种方式,对一次风加热器起集中调节方式,二次风由诱导器内的电加热器起局部调节作用,因而能同时满足各个房间不同空气参数的要求。

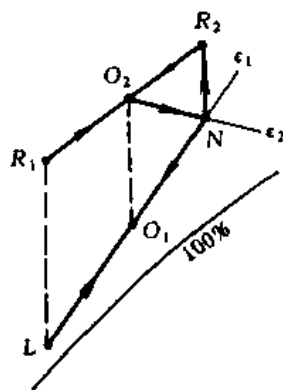


图 10-16 同时改变一、二次风状态的运行调节

4. 空气—水诱导器系统的运行调节

(1) 集中调节一次风温度的方法

如果使用调节一次风温度的方法时,处理一次风的显热量 Q_1 应等于空调房间内的渐变负荷,即 $Q_1 = Q_{\text{渐}}$ 。于是有:

$$\frac{G_1}{q} = \frac{t_w - t_n + m}{c_p(t_w - t_l)} \quad (10-19)$$

对于同一诱导系统的许多房间,由于 t_w 、 t_n 、 t_1 和 m 相同,通常可取 $m=5\sim 10^\circ\text{C}$,则有该系统的 G_1/q 等于常数,所以有:

$$t_1 = t_w - \frac{1}{c_p \frac{G_1}{q}} (t_w - t_n + m)。$$

上式表示诱导系统一次风温度变化的规律,进行全年运行调节时可根据这一规律来调节一次风的温度。因此,诱导系统各房间一次风量与每度温差的传热量比(即 G_1/q)是确定一次风量和一次风温度调节规律的重要参数。

1) 由于诱导系统各房间的一次风量 G_1 必须大于或等于满足卫生、正压和排风要求的新风量 G'_1 ,因此系统在运行中,可按各房间中最大的 $\frac{G_1}{q}$ 值来调节房间的一次风量,从而加大整个系统的一次风量。

2) 如果个别房间有比其他房间大得多的 $\frac{G_1}{q}$ 值时,大多数房间仍可按 $\frac{G'_1}{q}$ 所确定的一次风进行调节,而对个别房间则可采取其他措施。

3) 采取一次风分区再热的调节方法,对于负荷性质和变化规律相同或相近的房间可以划为一个系统或一个分区,允许各分区有不同的 G_1/q 值,这样可以采取不同的一次风调节规律。

(2) 二次盘管冷(热)量的调节。二次盘管是由室内温度调节器通过电动三通或双通调节阀调节二次盘管冷(热)量的。

(3) 诱导器系统的全年运行调节。对于全年只在最热季和最冷季运行的诱导系统,以及全年都运行的空气-水的三、四管水系统,由于各房间诱导器都可随时转换成冷却或加热工况来克服全年负荷变化造成的干扰,因此一般不采用集中调节一次风温度的方法,而仅采用局部调节二次冷(热)量的方法。

在这种情况下,由于各房间一次风量 G_1 均大于或等于该房间由于满足卫生条件正压以及排风所需新风量 G'_1 ,一般在设计时已考虑了这一因素,同时也考虑了按夏季工况的热湿平衡原则确定一次风状态和二次水的温度,冬季运行改供热水,并按冬季工况的热湿平衡原则确定二次热水温度。因此在这种诱导系统中,全年的运行可采用一次风定温度的方法。

对于全年运行的双水管诱导系统,一般采用如下两种调节方法。

1) 不转换运行方式。不转换运行方式一般是全年都用集中调节一次风的温度来克服由于房间外墙、外门、窗、屋顶以及室内工作人员负荷所造成的对室内空气状态参数的干扰,而用局部调节诱导器的二次冷量来克服由于通过玻璃窗的太阳辐射,部分设备以及照明的开停、人体散热等所造成的对室内空气状态参数的干扰。全年运行时冷水温度不变也不进行任何转变。这种运行方式的优点是运行调节简单,缺点是全年都需供冷二次水,冬季会有冷热抵消现象。

如图 10-17 所示。夏季运行时,一次风处理装置将一次风由室外状态 W_x 处理至 L 点后送入诱导器静压

箱后达到 $1'$ 状态。而诱导器冷盘管将室内状态 N 处理至 $2'$ 状态, $1'$ 、 $2'$ 状态空气按诱导比 n 在混合室内混合至 O' 点进入室内,同时有 O' 点位于夏季室内状态的热湿比线 $e'e'$ 上。

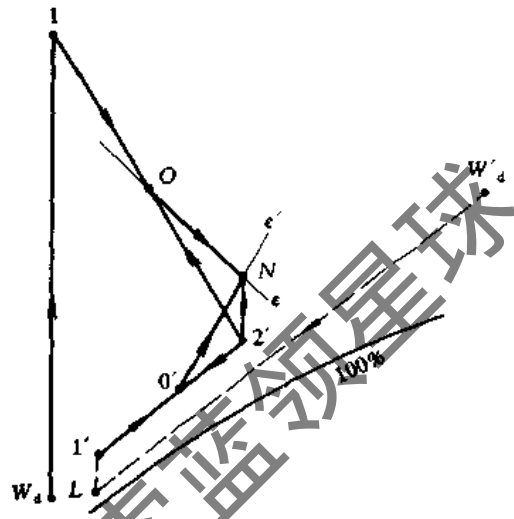


图 10-17 全年运行不改变二次风状态的调节

随着外界条件的变化,当室外空气状态位于 W_d 点时,将通过一次风处理室内的换热盘管中的冷水改为热水(或者停表面冷却器的供水而向加热器供水),使一次风处理后由 W_d 状态点达到 1 状态点,而此时由于室内空气状态参数及通过诱导器盘管之内水温不变,因此在冬季运行中二次风的处理后状态仍为 $2'$ 点。 1 、 $2'$ 状态空气混合后状态点为 O ,同样有一二次空气量符合诱导比,且 O 点位于冬季过室内状态点 N 的热湿比线上。但此时在对空气的处理过程中多消耗了 $G_2(h_N - h'_2)$ (kJ/h)的热量,所以此种调节方法是不经济的。

鉴于上述情况,如果二次风处理时不具备天然冷源,则不应采用上述调节方式。如果具备采用上述调节方式的条件,而且采用该调节方式时,可以编制一定的运行调节图,如图 10-18。即在全年的运行调节中通过诱导器盘管的水温 t_{w1} 为一定数,根据室外温度 t_w 的变化来调节一次风的温度 t_1 ,以满足室内调节需要。

2) 转换运行方式的调节方法。转换运行方式的做法是夏季用冷一次风(随负荷逐渐减少,一次风温度逐渐提高)和冷二次水(水温不变),与不转换运行方式的调节方法相同。而在冬季运行中,则转换为用冷的一次风(温

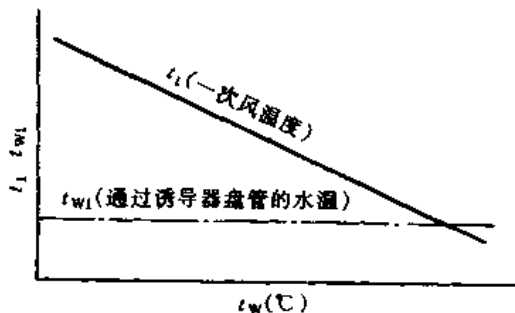


图 10-18 不转换运行方式的运行调节

度不变)和热的二次水(水温不变),用调节诱导器的供热量的方法来克服全部负荷变化造成对室内的干扰,以满足室内的要求。这种运行方法的优点是冬季无冷热抵消现象,因而能够达到节能的目的。

一次风状态点不变(为定点)的诱导系统的调节方法。

如图 10-19 所示为一次风状态点 1 和一次风量 G_1 固定不变的“空气-水”诱导系统全年的运行调节图。

设在夏季极端条件下运行时,空调房间内的热湿比线为 ϵ_1 ,二次风经诱导器盘管处理后状态点为 2,此时的

送风状态点为 O_1 ,则有: $\frac{1O_1}{O_12} = \frac{G_2}{G_1} = n$ 。

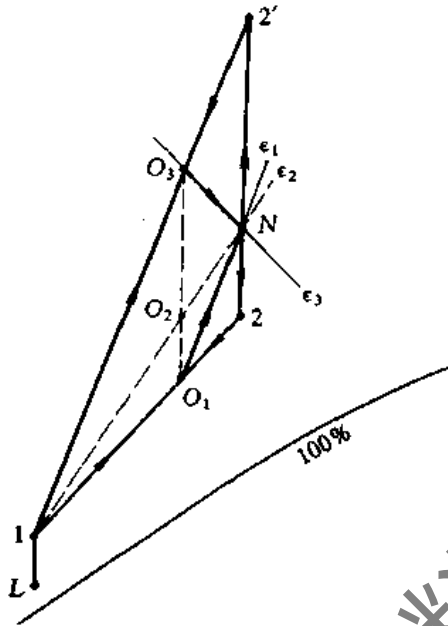


图 10-19 一次风状态点固定的调节方法

当室内外条件发生变化时,室内的热湿比为 ϵ_2 ,此时一次风与二次风(不再进行热湿处理)直接混合至 O_2 点,便可满足一、二次风的诱导比和室内要求。

当处于冬季最不利季节时,室内的热湿比变化至 ϵ_3 ,要满足一、二次风之比等于诱导比,且送风状态点位于热湿比线 ϵ_3 上,则二次风必须经诱导器盘管处理至 $2'$ 状态点,才能满足系统的调节需要。

由图 10-19 我们不难看出,在一次风状态点 1 固定不变的条件下,(诱导器在固定的系统中诱导比亦为定数),要满足系统调节的需要则送风状态点将会在 O_1 、 O_3 的连线上移动;且夏→冬时, $O_1 \rightarrow O_3$ 移动;冬→夏时, $O_3 \rightarrow O_1$ 移动,同时二次风的状态点也会在 $2 \rightarrow N \rightarrow 2'$ 线上移动,夏→冬时, $2 \rightarrow N \rightarrow 2'$ 移动,冬→夏时, $2' \rightarrow N \rightarrow 2$ 移动。

当 2 点位于 N 点下方时,说明二次风要使用冷水调节降温; $2'$ 位于 N 点上方时,说明二次风要使用热水进行调节升温。

这种诱导系统运行方式进行转换时的温度 t'_w 叫做转换温度。由于进行转换的条件是全部显热负荷已能够

完全由一次风来承担,因此有:

$$G_1 \cdot c_p(t_n - t_{1d}) = q(t'_w + t_n) + Q'_c$$

所以有:

$$t'_w = t_n - \frac{Q'_c - G_1 \cdot c_p(t_n - t_{1d})}{q} \quad (10-20)$$

式中 t_{1d} ——冬季一次风温度($^{\circ}\text{C}$);

Q'_c ——在转换温度时,除由于室内外温差而引起的围护结构传热之外的显热负荷量,即室内设备、人员发热量和转换温度下进入室内的太阳辐射热之和。

由于一个诱导器系统可能供多个房间使用,由于各个房间的 Q'_c 不同,所以即使 G_1, t_n, t_{1d} 和 q 都相同,也会有不同的转换温度 t'_w 。但同一个诱导系统只能在同一个转换温度 t'_w 下进行转换,因此 t'_w 一般取各个房间转换温度的最低值。但这样原来已经在较高温度下就可以转换的房间,却因为系统转换温度低而继续使用冷二次水,对节约运行是不利的。如果这类房间并不多,可采用加大它们一次风量 G_1 的办法来提高转换温度 t'_w ,即按最后确定的系统转换温度,来确定其一次风量 G_1 。

$$G_1 = \frac{Q'_c - q(t_n - t'_w)}{c_p(t_n - t_{1d})} \quad (10-21)$$

一般合适的转换温度为 $4 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

为了减少气温波动时来回转换的麻烦,一般系统在下列室外温度下再进行转换。

由夏至冬 $t_w = t'_w - \Delta t_w \quad (^{\circ}\text{C})$

由冬至夏 $t_w = t'_w + \Delta t_w \quad (^{\circ}\text{C})$

一般可取 $\Delta t_w = 2 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

由以上分析可知,调整一次风量,无论是对统一的一次风温度,还是对统一转换温度都是必要的。

夏季运行时,与不转换运行的方法相同,采用冷一次风和冷水(诱导器盘管用),随着室外气温的降低,逐渐提高一次风温度,并在诱导器冷水温度不变情况下调节通过

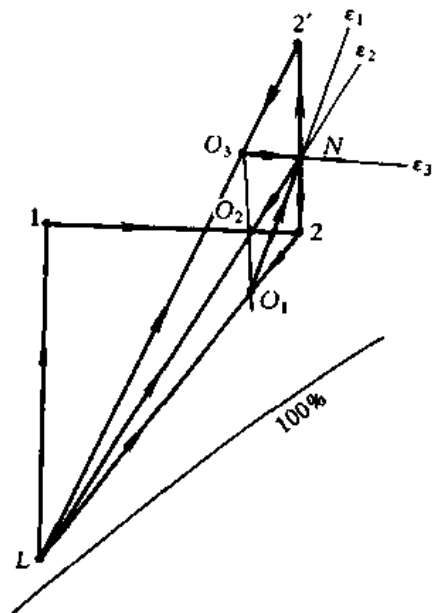
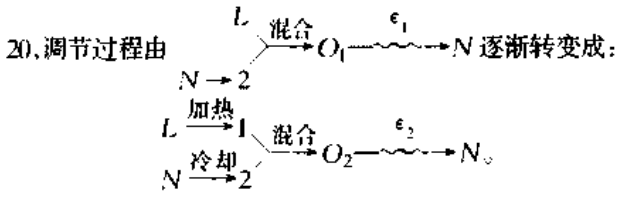


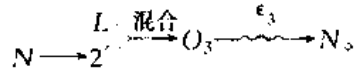
图 10-20 调节一次风的温度

诱导器盘管冷水的水量来补偿室内负荷的变化。见图 10-



当室外气温下降到某一值时,即可停用二次盘管,而只用经再热的一次风(L 状态)就可抵偿室内的显热负荷,即把一次风转换为状态 L,这时的调节过程为:

转换以后冷一次风温度不变,二次盘管内改为热水,随着室内负荷的减少,用调节二次盘管的加热量来保持室内温度不变。这时系统的调节过程为:



获取更多资料 微信搜索蓝领星球

11 风机盘管空调系统的运行与管理

11.1 风机盘管空调系统的原理和构造

风机盘管空调系统是由风机和盘管(小型表面式换热器)组成的机组直接安装在空调房间内,风机将室内一部分空气进行循环处理(经空气过滤器过滤和盘管进行冷却或加热)后直接送入房间,以达到对室内空气进行温、湿度调节的目的。房间所需要的新鲜空气可以通过门窗的渗透或直接通过房间所设新风口进入房间,或将室外空气经过新风处理机组集中处理后由管道直接送入

被调房间,或者由风机盘管的空气入口处与室内空气进行混合后再经风机盘管进行热湿处理后送入室内。盘管处理空气的冷媒和热媒由集中设置的冷源和热源提供。因此,风机盘管空调系统属于半集中式空调系统。同时由于这种空调系统冷量或热量是分别由空气和水带入空调房间内,所以此种空调系统又称为空气-水空调系统。

1. 机组的主要构造

风机盘管机组由风机、电动机、盘管、空气过滤器、室温调节装置及箱体等组成。构造如图 11-1 所示。

(1) 风机。采用的风机有两种形式,即离心多叶式

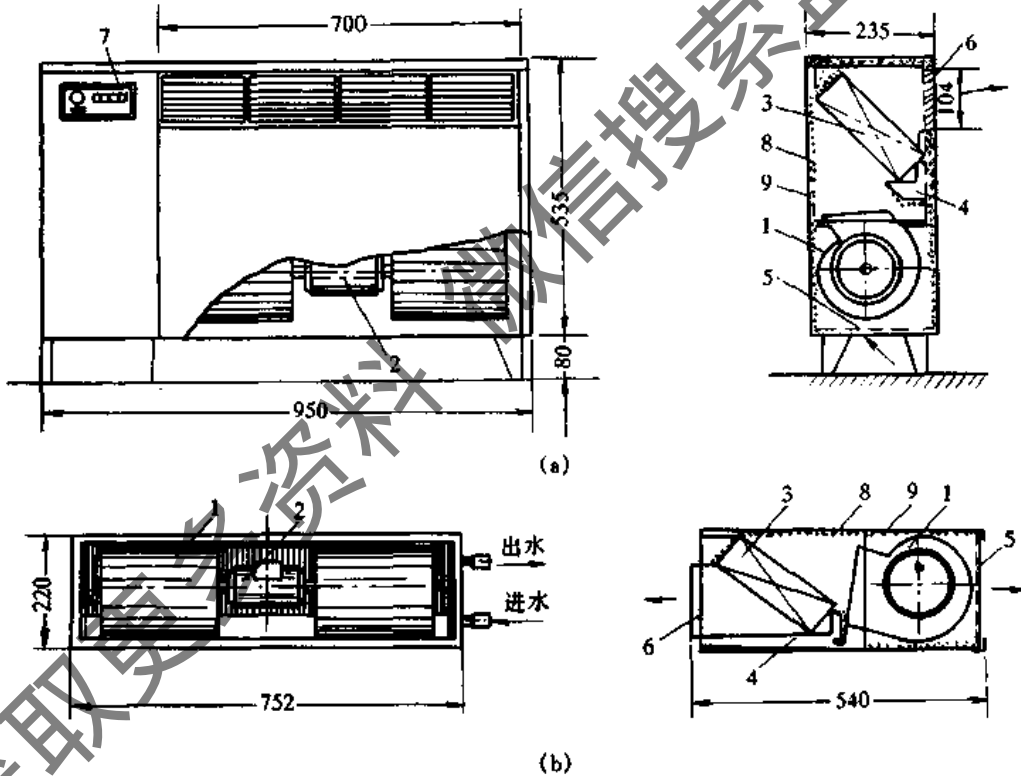


图 11-1 风机盘管构造图

(a) 立式; (b) 卧式

1- 风机; 2- 电机; 3- 盘管; 4- 凝水盘; 5- 循环风进口及过滤器;
6- 出风格栅; 7- 控制器; 8- 吸声材料; 9- 箱体

风机和贯流式风机。叶轮直径一般在 150mm 以下,静压在 98.07Pa 以下。

(2) 风机电机。由于对机组噪声的要求,一般采用电容式电路,运转时以改变电机的输入电压来进行电机

调速,借以改变机组的风量大小。

(3) 盘管。一般采用铜管串铝片制成,盘管的排数一般为二排或三排。

(4) 空气过滤器。过滤材料一般采用粗孔泡沫塑料

或纤维织物制作。

(5) 调节装置。一般机组具有三档变速调节风量(高、中、低三档),调节风量范围为 50% 左右。

2. 风机盘管机组形式

风机盘管机组形式有立式和卧式两种;以安装方式分为暗装式和明装式。

(1) 卧式暗装。一般吊装在顶棚内,送风口位于其前方。回风口位于其下部或后部。

(2) 卧式明装。一般吊装在顶棚下,送风口位于其前方,回风口位于其下部或后部。

(3) 立式暗装。一般装于房间的窗台下面,送风口位于其上方或前方或斜上方。

(4) 立式明装。一般可设置在房间的地面上,送风口位于其上方或前方或斜上方。

(5) 立式半明装。即使用立式暗装型风机盘管设在墙内加装装饰面板。

(6) 低矮式暗装。一般设在较低的窗台下。

(7) 低矮式明装。可直接设置在房间的地面上。

(8) 卡式。吊装在顶棚内,带有可装在顶棚上的百叶回风口过滤器及百叶送风口。

(9) 立柱式暗装。一般设置在墙内。

(10) 立柱式明装。一般直接设置在地面上的墙角处。

3. 风机盘管机组的代号

风机盘管机组的代号如下:

FP ① ② ③ ④ ⑤

FP——表示风机盘管空调器

1——用数字表示风机盘管空调器的名义风量 $\times 100\text{m}^3/\text{h}$ 。

2——用汉语拼音字母表示安装形式, L 表示立式, W 表示卧式, D 表示低矮式, K 表示卡式, Z 表示立柱式。

3——用汉语拼音字母表示结构形式, M 表示明装, A 表示暗装, BM 表示半明装, C 表示风机部分为敞开式。

4——用汉语拼音字母表示出口方向, S 表示向上, Q 表示向前, X 表示向斜上方。

5——用汉语拼音字母表示进、出水管方向, Z 表示面对机组正面、机组进、出水管在机组的左面, Y 表示位于右面。

4. 风机盘管机组的主要性能指标

(1) 风量。为了实现风机盘管机组对房间的温、湿度调节作用,风机盘管均具有一定的处理空气的能力,经过风机盘管出风口吹出的风量即为风机盘管的风量,其单位为 m^3/h 或 m^3/s ,一般风机盘管的风量分为高、中、低三档。型号中所表示的风量为高档时机组的风量。

(2) 冷量。即风机盘管机组在运行中所能提供的冷量。其单位为 W 或 kW(kcal/h),风机盘管说明书中所标的冷量是在盘管机组进口干球温度为 27°C ,湿球温度为 19.5°C ,机组出口干球温度为 15.5°C ,湿球温度为 14°C ,进口水温为 7°C ,风机是在高、中、低三档转速时测得的。

(3) 热量。指风机盘管机组在运行中所能提供的热量,单位同上。风机盘管说明书中所标的热量是指在盘

管机组进水口处热水为 60°C 和风机在高、中、低三档转速时测得的数值。

(4) 噪声。风机盘管机组在运转中所产生的噪声,它包括气流噪声和机械噪声。其运转噪声一般都比较低。根据风机配备的台数和转速不同而不同,一般为 $25\sim 50\text{dB(A)}$ 。

(5) 输入功率。风机盘管根据所配置的风机大小及台数和转速不同,在运转中所需输入的电功率也不同,如山东高密兴华采暖设备厂所生产的风机盘管机组从 FP-2.5~FP-16 的输入功率由 $40\sim 160\text{W}$ 不等。

(6) 水流量。风机盘管机组要向房间提供冷量或热量时,必须向盘管供一定温度的冷水或热水流量,单位为 kg/h 。

值得提出的是:风机盘管机组所能提供的冷(热)量与进入风机盘管的空气参数、水量风量等有一定的关系。

当供给风机盘管机组的水温、水量固定时,其提供的冷量将随机组的风量增加而增加,当水量、风量固定时,机组所能提供的冷量将会随水温的降低而增加。如 FP-5 风机盘管,建筑科学研究院空气调节研究所曾对其进行热工性能测定知:当水温、水量固定,在风量增加一倍时,冷量增加 $30\%\sim 40\%$;当水量、风量固定不变,水温由 10°C 降为 5°C 时,其冷量将增加 80% 多。见图 11-2。

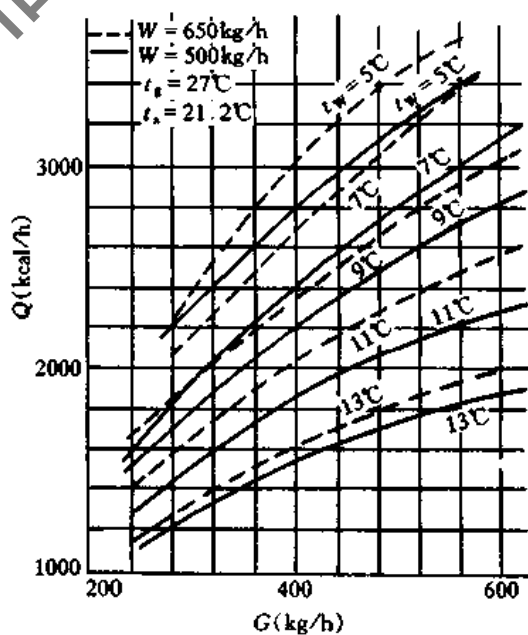


图 11-2 不同冷水温度下风机盘管的冷却能力

在一定水量、水温条件下,当进入风机盘管的空气湿球温度不变(如 21.2°C),干球温度愈高,风机盘管所能提供的冷量愈大;当干球温度固定,冷量将随相对湿度的增加而增加,见图 11-3a, b 所示。

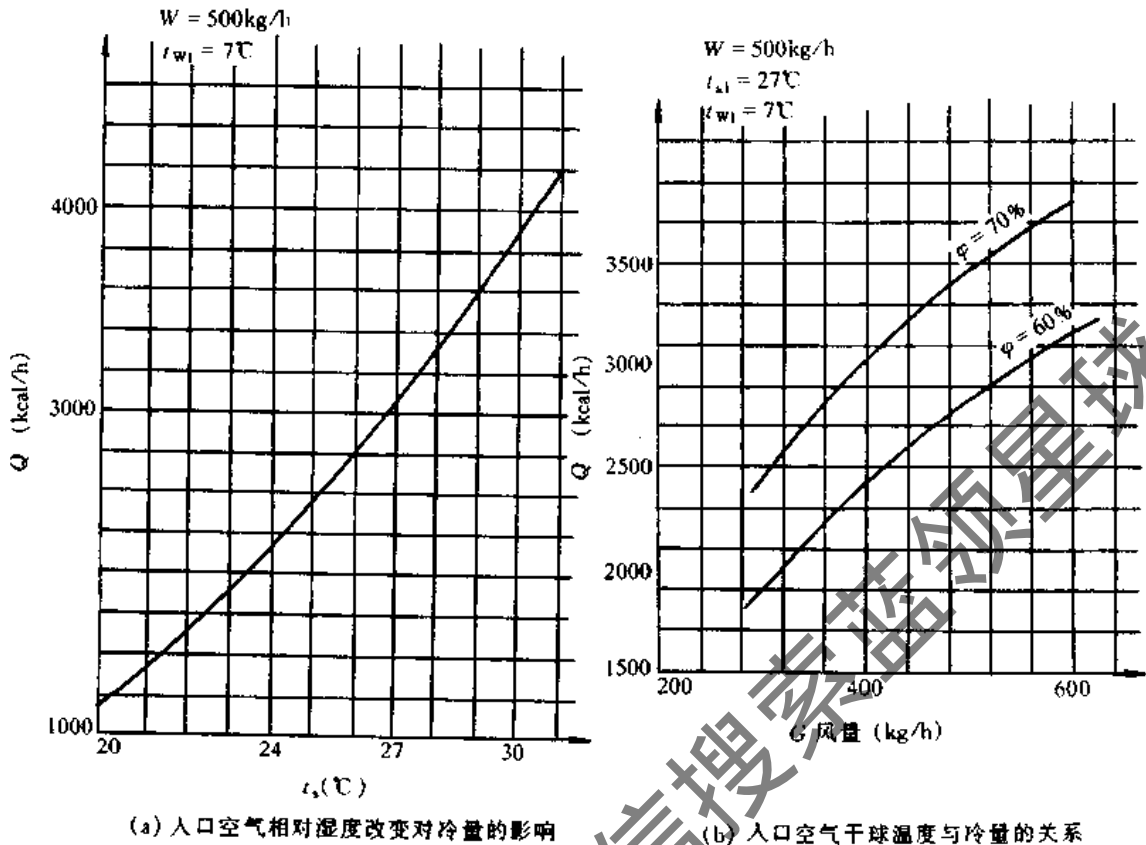


图 11-3 入口空气湿度、干球温度与冷量的关系

11.2 风机盘管空调系统的特点

风机盘管空调系统具有以下特点:

- (1) 风机盘管空调系统在运行中噪声比较小。
- (2) 风机盘管空调系统具有各自独立调节的优越性。由于风机盘管空调机组内的风机转速可以分为高、中、低三档,而且水路系统又采用冷、热水自动控制以及房间温度调节器的控制等,因而既可以灵活地调节各房间内的温度,室内无人时又可停止机组的运转,做到既节约能源,又经济运行。
- (3) 系统可以比较容易的实现分区调节控制。由于在设计时冷热负荷已按各房间的朝向、使用目的、使用时间等将系统分割为若干区域,从而为实现分区控制创造了条件。
- (4) 由于风机盘管属于系统的末端机组类型,而且体积较小,因而布置和安装都比较方便。
- (5) 与集中空调系统相比,省去了回风管道,同时又缩小了送风管道的断面尺寸,因而减少了或不占用建筑面积和空间及一次投资费用。
- (6) 风机盘管空调系统与普通的集中式空调系统相比,可降低 20%~30% 的运行管理费用,比诱导式空调系统可降低 10%~20% 的运行费用。

(7) 由于风机盘管机组已定型化、规格化、系列化,因而便于选择、安装及更换。

11.3 风机盘管空调系统的新风供给方式

1. 由房间的缝隙自然的渗入新风和排风口排风

这种新风供给方式如图 11-4 所示。一般是依靠室内的浴厕等处的排风使房间形成负压,室外新风经门窗进行自然渗入。这种排风有自然排风和机械排风。自然排风是依靠烟囱效应形成的排风,机械排风是设置排风机排风。这种方式投资和管理费用最低,由于新风量无法保证而且也不能经净化处理,因此室内卫生条件无法保证,而且由于室内无组织的进、排风会造成室内温度场的不均匀。

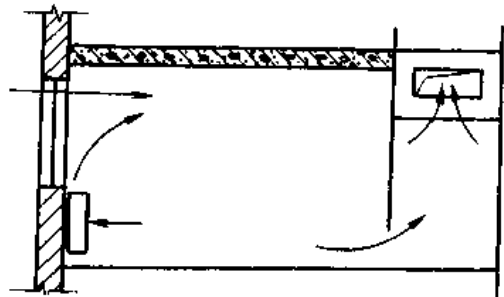


图 11-4 室外渗入新风的风机盘管空调系统

(1) 夏季室内渗入新风的风机盘管空调系统空气处理过程。该处理过程如图 11-5 所示。设室内空气状态

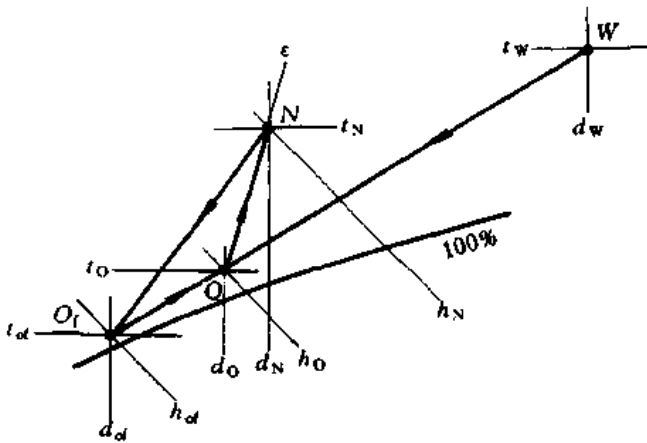
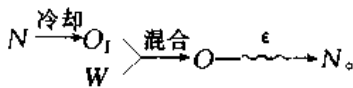


图 11-5 室内渗入新风的风

机盘管空调系统夏季空气处理过程

点为 N , 热湿比为 ϵ , 风机盘管出风口空气状态为 O_1 , 室外空气状态点为 W , O 为室外空气与经风机盘管处理后空气的混合状态点, 该点位于空调房间内热湿比线 ϵ 上, 则有:



此时在空气的处理过程中, 风机盘管不但要承担室内的热负荷, 还要承担新风的热负荷, 同时负担消除室内的除湿, 因而风机盘管机组在整个夏季运行中要在湿工况下工作, 要求供盘管冷水温度较低。

(2) 冬季室内渗入新风的风机盘管空调系统空气处理过程。该处理过程如图 11-6 所示。其处理过程同 1, 即:

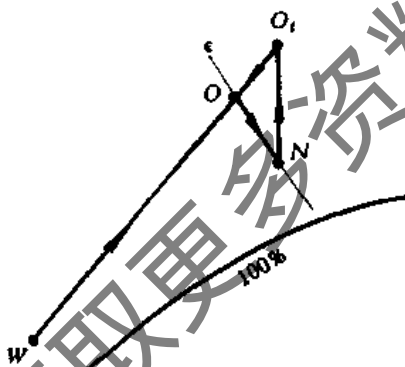
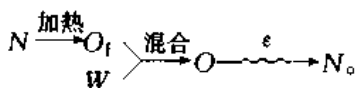


图 11-6 室内渗入新风的风机盘管空调系统冬季空气处理过程



2. 由墙洞引入新风的风机盘管空调系统

风机盘管空调系统由墙洞引入新风的方法有两种:

(1) 如果风机盘管空调器靠外墙安装, 在外墙上开一洞口, 用风管与风机盘管空调器相连, 将新风吸入风机盘管空调器的进风口处, 如图 11-7 所示。在新风入口处

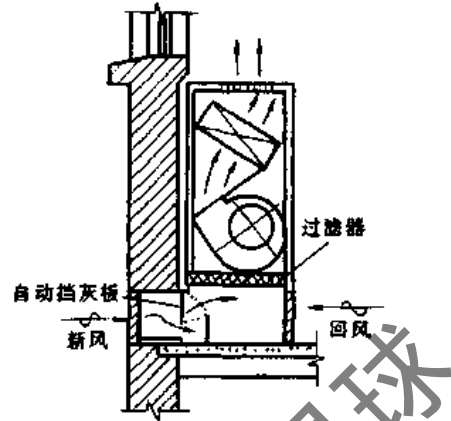


图 11-7 墙上取新风的风机盘管机组

安装新风调节阀或双层百叶可调风口, 以便根据季节的变化调节进入室内的新风量大小。这种空气处理方式与一次回风集中式空调系统的空气处理方式一样, 如图 11-8 所示, 此种方式能较好地满足新风的要求, 但管理比较麻烦, 而且由于新风口的设置而破坏了建筑立面, 同时还增加了污染和噪声;

此时空气处理过程为:

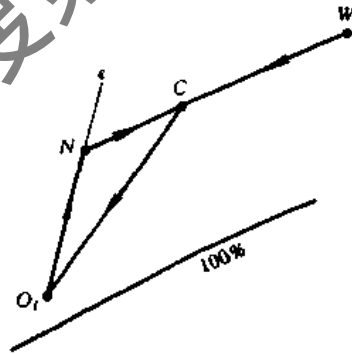
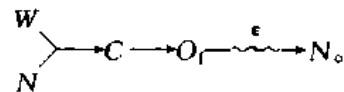


图 11-8 由墙洞引入新风的风机盘管空调系统夏季空气处理过程



在这一种空气的处理过程中, 风机盘管机组同样承担新风和室内的热负荷和湿负荷, 与由缝隙自然渗入新风

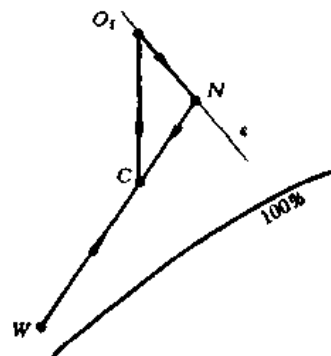


图 11-9 由墙洞引入新风的风机盘管空调系统冬季空气处理过程

和排风口排风的空气处理方式一样，由墙洞引入新风的风机盘管空调系统的冬季空气处理过程如图 11-9 所示。

(2) 风机盘管机组安装在房间门的上方，其气流组织方式如图 11-10 所示。

此种方式的新风口安装在靠走廊的外墙上，一般此新风均为可调的。其空气处理过程与(1)完全相同。

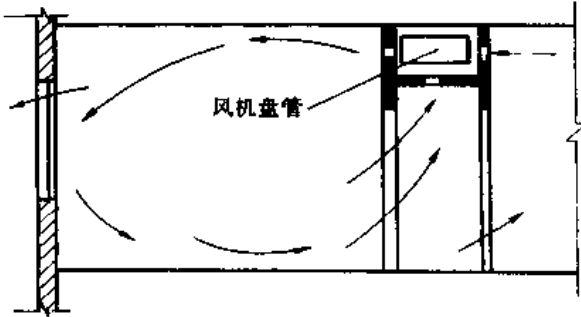


图 11-10 风机盘管机组安装于门上方

3. 由独立的新风系统向风机盘管机组提供新风的方式

由独立的新风机组系统将室外新风处理到一定状态后，由风道向多个风机盘管机组提供新风。采用这种新风补给方式，可以满足卫生条件要求较高场所，同时由于新风采取了独立新风机组处理方式，因而可随着室外气象参数的变化，对所提供的新风状态参数进行调节，在全年的运行调节中均可满足室内所要求温、湿度参数，但此种方式投资和年运行费用都较高。

采用此种新风补给方式有两种形式：

(1) 新风直接送入空调房间，与经风机盘管机组处理后的空气在室内进行混合。即新风与风机盘管机组出风并行的方式。见图 11-11(a)；新风与经风机盘管机组处理后的空气混合后进入室内，如图 11-11(b)所示。

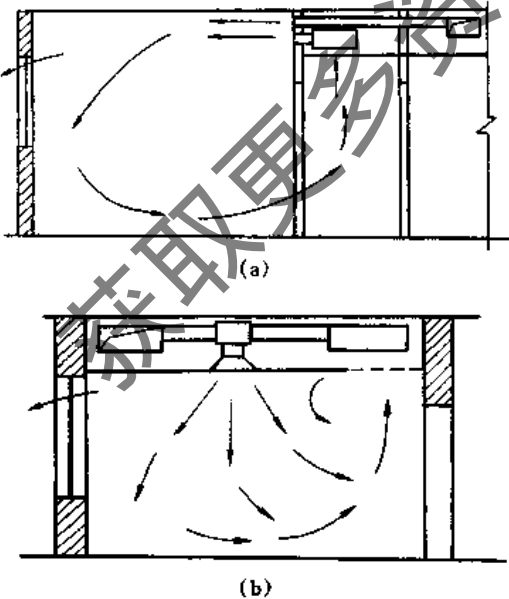


图 11-11 (a) 新风与风机盘管机组的出风平行进入室内；
(b) 新风与风机盘管的出风混合后进入室内

风机盘管加新风平行送入室内的空调系统冬夏季运行时常用的几种空气处理方案。

夏季运行空气处理方案：

1) 将新风温度处理至室内要求空气温度的等温线上，如图 11-12 所示。

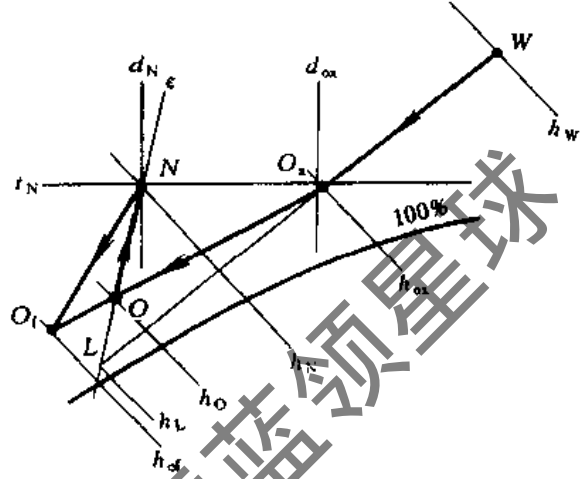
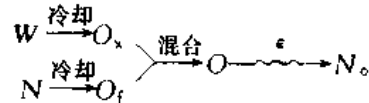


图 11-12 独立新风盘管系统夏季空气处理方式一

空气处理过程为：

室外空气经新风机组处理至 O_x 状态点，与经风机盘管机组处理后的空气状态点 O_1 进行混合至 O 点之后沿室内热湿比线 ϵ 到达室内状态 N 点，即：



采用此种处理方式时，送入新风机组和风机盘管机组的冷水温度不同，进入风机盘管机组的冷水温度应比进入新风机组的冷水温度低得多。因此在运行中冷水采用两套系统，即一个为低温水系统，一个为较高温度冷水系统。

在此工况下运行时，由于 $h_{Ox} > h_N$ ， $d_{Ox} > d_N$ ，因此在运行中，风机盘管不仅要承担室内的冷负荷，还要承担新风的一部分冷负荷，同时还要担负新风的湿负荷。

2) 由新风机组将室外空气处理至室内空气状态的等焓线上，见图 11-13。空气处理过程为：

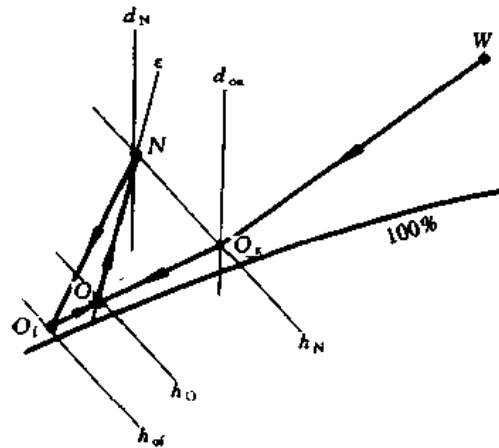
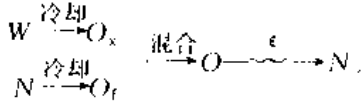


图 11-13 独立新风盘管系统夏季空气处理方式二

室外空气由新风机组将其由 W 状态点处理至 O_x 状态点, 且 $h_{Ox} = h_N$, 使处于 O_x 状态点的空气与经风机盘管机组处理后的状态点 O_f 空气混合至 O 状态点, 且 O 点位于热湿比 ϵ 线上, 而后至 N 状态点, 即



此时由于 $h_{Ox} = h_N, d_{Ox} > d_N$, 因此在此处理方式中, 新风冷负荷由新风机组担负, 风机盘管机组只担负房间热负荷, 但要担负一部分新风的湿负荷, 风机盘管机组要在湿工况下运行, 同时供给新风机组的冷水温度高于风机盘管机组的冷水温度。

3) 新风机组将室外空气处理至室内空气状态的等湿线上, 见图 11-14 所示。

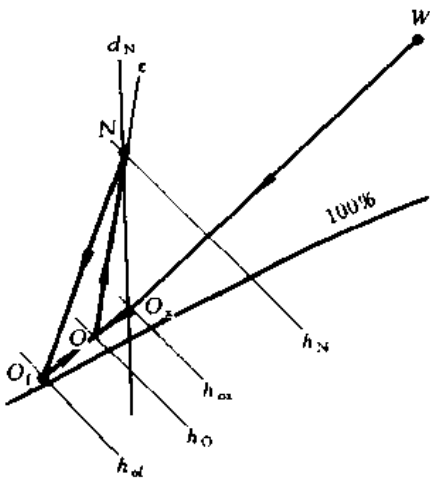


图 11-14 独立新风盘管系统夏季空气处理方式三

此种方式的空气处理过程为:

新风机组将室外空气由 W 处理至 O_x 点, 且 $d_{Ox} = d_N, h_{Ox} < h_N$, 而后使处于 O_x 状态点的空气与经风机盘管机组处理后的循环空气 O_f 混合至 O 状态点再沿热湿比线 ϵ 至 N 状态点。



采用此种空气处理方式, 由于 $h_{Ox} < h_N, d_{Ox} = d_N$, 因此风机盘管机组只承担室内的部分冷负荷和湿负荷, 而新风机组不仅要承担新风的冷负荷还承担了室内的部分冷负荷和新风湿负荷。

在运行中, 供给风机盘管机组的冷水温度要比供给新风机组冷水温度为低。

此时风机盘管机组在湿工况下运行。

4) 新风机组将室外空气处理至室内空气露点温度以下, 如图 11-15 所示。

此种方式的空气处理过程为: 由新风机组将室外空气由 W 点处理至 O_x 状态点, 且有 $h_{Ox} < h_{O_f}, d_{Ox} < d_{O_f}$,

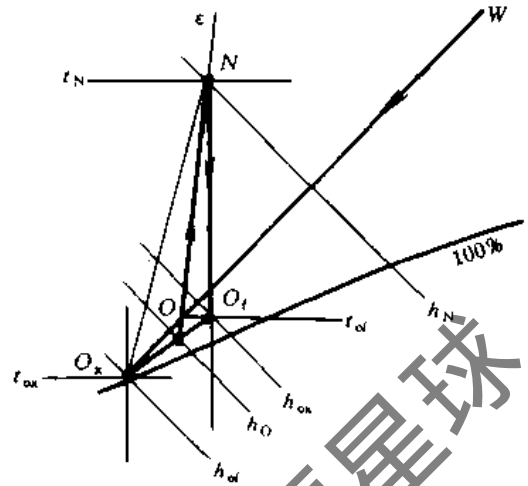
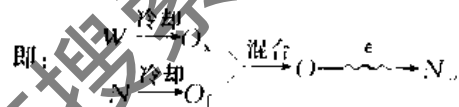


图 11-15 独立新风盘管系统夏季空气处理方式四

使处于 O_x 状态点的空气与经风机盘管机组处理后位于 O_f 点之空气混合而至 O 状态点, 再沿热湿比线至 N 状态点。



采用此种处理方式时, 由于 $h_{Ox} < h_{O_f}, d_{Ox} < d_{O_f}$, 因此风机盘管机组在运行中只承担房间内部分冷负荷, 而新风机组不仅要承担新风的冷负荷和湿负荷, 还要承担部分室内冷负荷和湿负荷。此时风机盘管机组在干工况下运行。

此运行方式要求供给新风机组的冷水温度低于供给风机盘管机组的冷水温度。

以上几种空气处理方法, 均要求供水温度不同, 这样对于只有一个制冷系统的(即只有一个冷水温度的系统), 会给运行管理带来不便。

冬季运行空气处理方案:

1) 将新风经新风机组进行加热加湿处理后与经风机盘管机组处理后的循环空气进行混合以达到室内要求

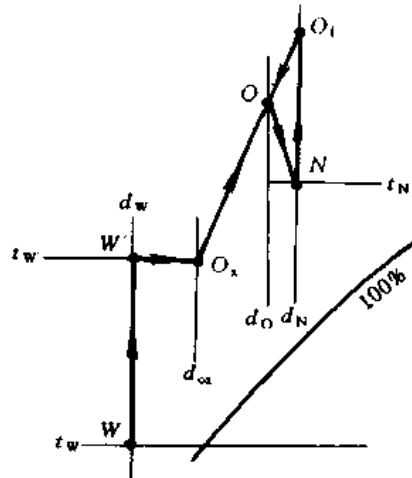


图 11-16 独立新风盘管系统冬季空气处理方式一

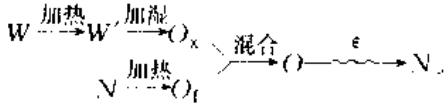
参数,如图 11-16 所示 这里有:

$$t_{Ox} < t_N$$

$$t_{Ox} = t_N - (2 \sim 3)^\circ\text{C}$$

$$d_w < d_{Ox} < d_N$$

处理过程为:



此种处理方式,风机盘管不仅担负房间的热负荷,而且还要担负一部分新风热负荷。

2) 新风温度等于室内温度的处理方式,见图 11-17。

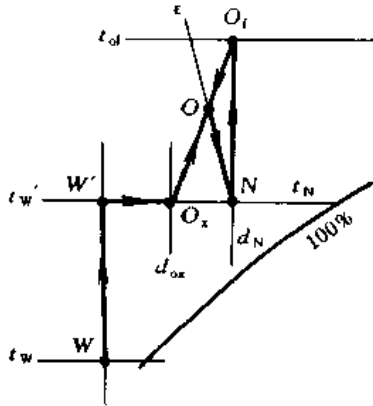
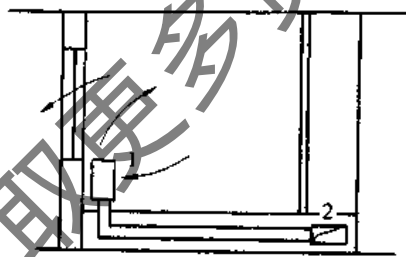
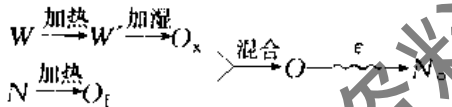
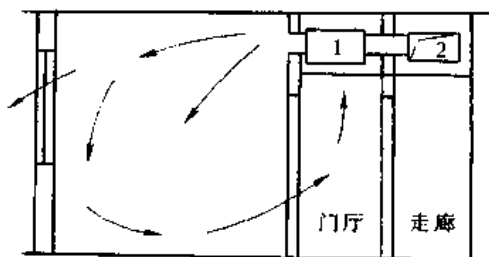


图 11-17 独立新风盘管系统冬季空气处理方式二

经新风机组处理后的空气温度等于房间温度。即 $t_{Ox} = t_N$, 于是有:



(a) 风机盘管安装于外墙窗沿下



(b) 风机盘管安装于门厅上方

图 11-19 新风送入风机盘管机组进风口的系统

1- 风机盘管; 2- 新风管

此方式风机盘管空调系统在运行中,对空气的处理方法有以下几种:

夏季运行空气处理方式:

1) 室外 W 状态空气经新风机组处理后位于室内状态的等温线 t_N 上,如图 11-20 所示。

则有

和 $t_{Ox} = t_N$;
 $d_w < d_{Ox} < d_0 < d_N$

此种处理方式风机盘管担负室内热负荷,而新风热负荷则由新风机组承担。

3) 新风温度高于室内温度的处理方式,见图 11-18

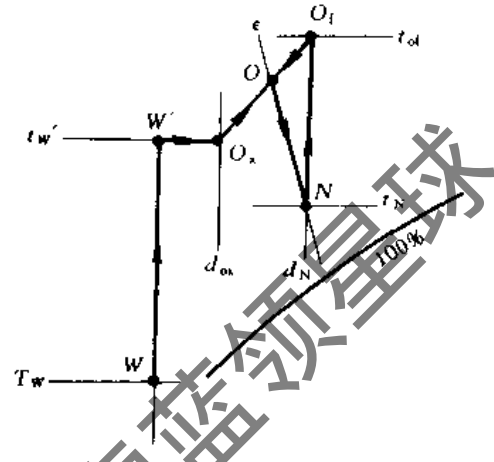
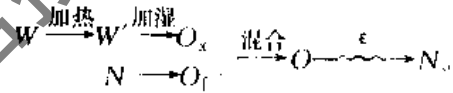


图 11-18 独立新风盘管系统冬季空气处理方式三

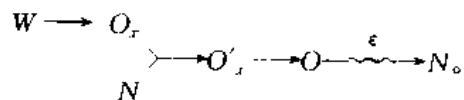
这种处理过程也是先将室外新风进行加热加湿处理,而后与经风机盘管机组处理后之空气进行混合,即:



在这种处理方式中,风机盘管仅担负部分室内热负荷,而新风机组不仅担负新风的热负荷,而且要承担部分室内热负荷。同时有:

$$t_{Ox} > t_N \quad d_w < d_{Ox} < d_0 < d_N$$

(2) 新风经新风机组处理后送入风机盘管机组进风口的空调系统,如图 11-19 所示。



此时由于 $h_{Ox} > h_N, d_{Ox} > d_N$, 因此在运行过程中,新风机组只承担了室外新风的冷负荷和湿负荷,而风机盘管机组不仅担负了室内的冷、湿负荷,而且也承担

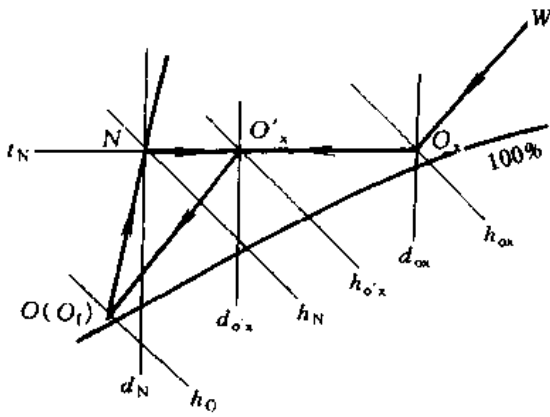


图 11-20 新风经风机盘管处理夏季方式一

了新风的部分冷负荷和湿负荷。因此,风机盘管在湿工况下运行。

2) 由新风机组将新风处理至过室内状态点的等焓线 h_N 上,如图 11-21 所示。

此时的空气处理过程为:

$$W \xrightarrow{\text{冷却}} O_x \xrightarrow{\text{混合}} O'_x \xrightarrow{\text{冷却}} O_i \xrightarrow{\epsilon} N。$$

由于 $h_{O_x} = h_N, d_{O_x} > d_{O'_x} > d_N$, 因此在运行中,新风机组担负了新风全部的冷负荷和部分湿负荷,而风机盘管机组不仅担负全部室内冷负荷和湿负荷,同时还承担了新风的部分湿负荷,风机盘管在湿工况条件下运行。

3) 由新风机组将室外 W 状态空气处理至过室内状态点 N 的等湿线上。如图 11-22 所示。其处理过程同样为:

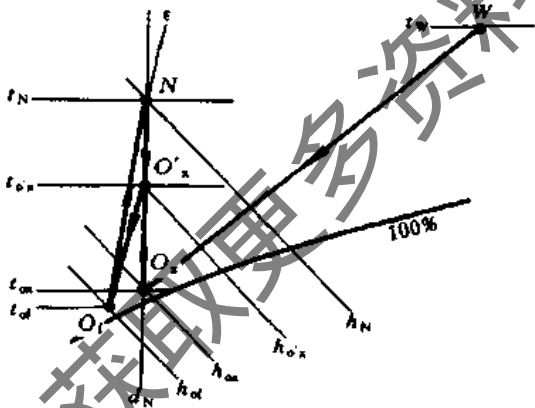


图 11-22 新风经风机盘管处理的夏季空气处理方式三

$$W \xrightarrow{\text{冷却}} O_x \xrightarrow{\text{混合}} O'_x \xrightarrow{\text{冷却}} O_i \xrightarrow{\epsilon} N。$$

由图中我们不难看出: $h_{O_x} < h_{O'_x} < h_N, d_{O_x} < d_{O'_x} = d_N$, 因此风机盘管机组在运行中,仅担负了部分室内冷负荷和湿负荷,而新风机组承担了新风的全部冷负荷和湿负荷,同时还承担了室内的部分冷负荷,机组在湿工况条件下运行。

风机盘管机组在冬季运行时的空气处理方式:

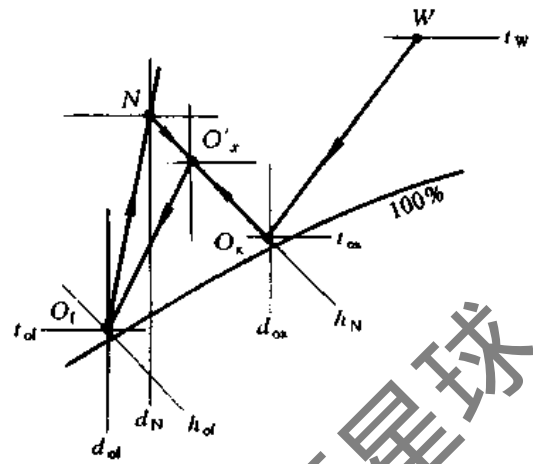


图 11-21 新风经风机盘管处理夏季方式二

1) 新风机组对室外空气进行加热、加湿处理后送入风机盘管机组进风口处,如图 11-23 所示。

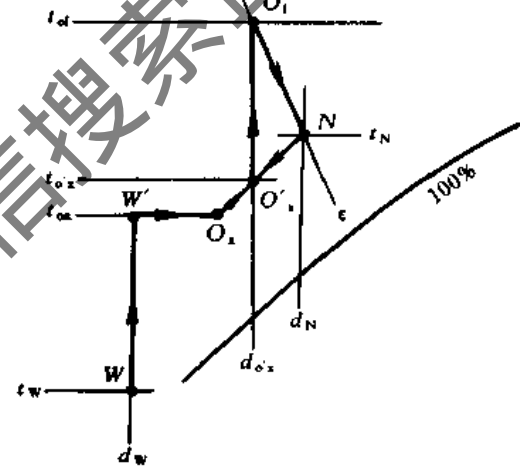


图 11-23 新风经风机盘管处理的冬季方式一

其处理过程为:

$$W \xrightarrow{\text{加热}} W' \xrightarrow{\text{加湿}} O_x \xrightarrow{\text{混合}} O'_x \xrightarrow{\text{加热}} O_i \xrightarrow{\epsilon} N。$$

由图可知: $t_{O_x} < t_N$ 。

因此,风机盘管机组在运行中不仅要承担室内的热负荷,而且还要承担部分新风的热负荷。

2) 新风机组将室外空气进行加热加湿处理至过室内状态点的等温线上,如图 11-24 所示。

其空气处理过程同 1), 即:

$$W \xrightarrow{\text{加热}} W' \xrightarrow{\text{加湿}} O_x \xrightarrow{\text{混合}} O'_x \xrightarrow{\text{加热}} O_i \xrightarrow{\epsilon} N。$$

由图可知: $t_{O_x} = t_N, d_{O_x} < d_{O'_x} < d_N$ 。

因此,风机盘管机组在运行中只承担了空调房间内的热负荷,而新风机组承担了新风的热湿负荷。

3) 由新风机组将新风处理至其温度高于空调房间内的干球温度后送入风机盘管机组的进风口处,其处理过程线如图 11-25 所示。即为:

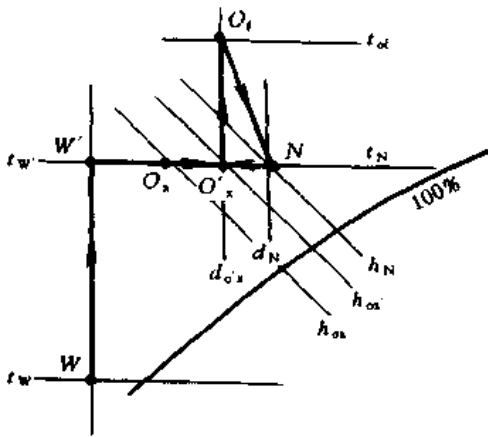


图 11-24 新风经风机盘管处理的冬季方式二

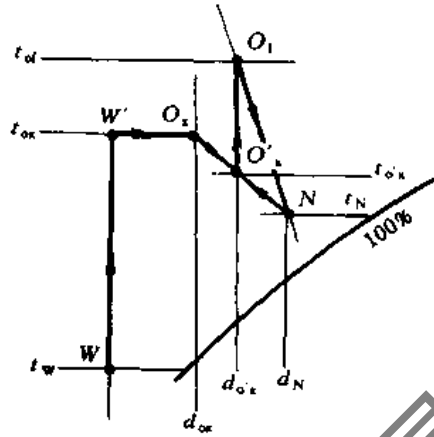
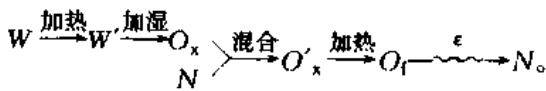


图 11-25 新风经风机盘管处理的冬季方式三



由图 11-25 知 $t_{Ox} > t_N$, 因此可知系统在运行中, 风机盘管机组只承担了部分室内热负荷, 而新风机组则须承担新风热负荷和部分室内热负荷及湿负荷。

11.4 风机盘管空调的水系统

在风机盘管空调系统中, 根据空调房间内温、湿度的

要求, 随着室外一年四季天气情况的变化, 对风机盘管空调器需供冷水或供热水才能满足风机盘管空调机组对房间内温湿度的调节需要。一般由集中制冷站提供一定温度、流量的冷水, 由换热站或锅炉房提供一定温度、流量热水, 通过输送泵和管道送入风机盘管机组内。

空调的供水系统可分为: 双管制、三管制和四管制; 闭式和开式系统; 同程式和异程式; 上分式和下分式; 冷冻水、冷却水和热水系统等。按运行调节方法有定流量系统和变流量系统。

水系统的类型及特征和优缺点见表 11-1。

表 11-1 水系统的类型及其特征和优缺点

类型	特征	优点	缺点
闭式	管路系统与大气不相接触, 仅在系统最高点设置膨胀水箱	1. 管道与设备的腐蚀机会少; 2. 不需克服静水压力、水泵压力、功率均低; 3. 水系统简单	与蓄热水池连接比较复杂
开式	管路系统与大气相通	与蓄热水池连接比较简单	1. 需设回程管, 管道长度增加; 2. 初投资偏高
同程式	供、回水干管中的水流方向相同, 经过每一环路的管路长度相等	1. 水量分配, 调节方便; 2. 便于水力平衡	1. 水中含氧量高, 管路与设备腐蚀机会多; 2. 需要增加克服静水压力的额外能量; 3. 输送耗能大
异程式	供、回水干管中的水流方向相反, 每一环路的管路长度不等	1. 不需回程管, 管道长度较短, 管路简单; 2. 初投资稍低	1. 需设回程管, 管道长度增加; 2. 初投资稍高
两管制	供冷、供热合用同一管路系统	1. 管路系统简单; 2. 初投资较低	无法同时满足供冷、供热的要求
三管制	分别设置供冷、供热管路与换热器, 供冷、热回水管路共用	1. 能同时满足供冷、供热的要求; 2. 管路系统较四管制简单	1. 有冷、热混合损失; 2. 投资高于两管制; 3. 管路布置较复杂
四管制	供冷、供热的供、回水管均分开设置, 具有冷、热两套独立的系统	1. 能灵活实现同时供冷、供热的要求; 2. 没有冷、热混合损失	1. 管路系统复杂; 2. 初投资高; 3. 占用建筑空间较多
定流量	系统中的循环水量保持定值, 负荷变化时, 通过改变供或回水温度来做到匹配	1. 系统简单, 操作方便; 2. 不需要复杂的自控设备	1. 配管设计时不能考虑同时使用系数; 2. 输送能耗始终处于设计最大值

(续表)

类型	特征	优点	缺点
变流量	系统中的供、回水温度保持定值,负荷改变时,通过改变供水流量来进行调节	1. 输送能耗随负荷的减少而降低; 2. 配管设计时,一般考虑同时使用系数,管径相应减小; 3. 水泵容量、电耗也相应减少	1. 系统较复杂; 2. 必须配置自控设备
单式泵	冷、热源侧与负荷侧合用一组循环水泵	1. 系统简单; 2. 初投资低	1. 不能调节水泵流量; 2. 不易节省输送能耗; 3. 不能适应供水分区压降差别较大的情况
复式泵	冷、热源侧与负荷侧分别配备循环水泵	1. 可以实现水泵的变流量; 2. 能节省输送能耗; 3. 能适应供水分区不同压降的情况; 4. 系统总压力低	1. 系统较复杂; 2. 初投资稍高

11.4.1 双水管、三水管和四水管系统

1. 双水管系统

如果在风机盘管空调系统中,仅有两根水管,即一根

供水管,一根回水管,在夏季运行中供冷水,而在冬季运行中供热水,在冬夏之间某一时刻进行冷热水切换,则这种水系统称为双水管系统,如图11-26所示。

双水管系统构造比较简单,节省钢材,但还存在以下

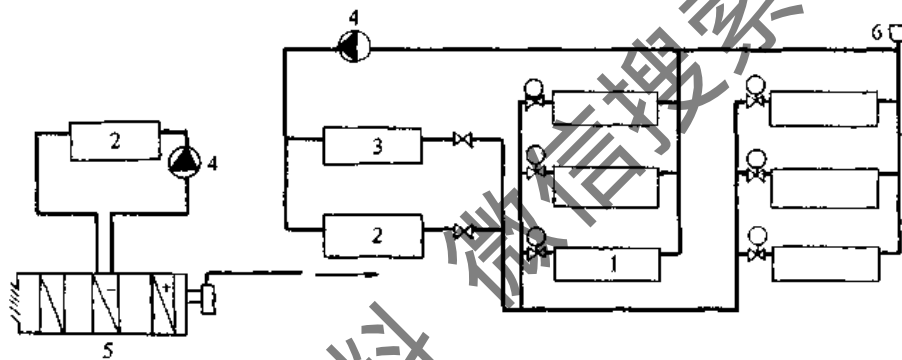


图 11-26 双水管风机盘管系统

1- 风机盘管; 2- 冷水机组; 3- 水加热器; 4- 水泵; 5- 表面冷却器; 6- 膨胀水箱

一些问题:

(1) 由于此种系统采用的是一根供水管和一根回水管构成的系统,冷媒水和热媒水的温升和温降相差较大。

(2) 由于各个空调房间负荷的变动规律不一样,因此有些房间会出现温度过低(即过冷),而有的空调房间又会出现温度过高的现象。例如:如果热、冷水的转换气温以 10℃ 为准,那末气温高于 10℃ 时即开始供冷水,但在高于 10℃ 的一定范围内,位于阴面的房间,无人的房间或位于建筑中间的房间就可能出现房间温度过低,要求供暖,而此时整个系统都供冷水,因此便会无法满足温度过低房间的调节需要。相反,当室外气温低于 10℃ 要求供热水时,位于阳面的房间,有人工作的房间或位于建筑中间地带的房间则有可能要求供冷,而向这些房间供热水就会出现房间温度过高。

(3) 对于同一房间,某一瞬间会有交替供冷、供热的要求。例如某些向阳的房间,窗面积又很大,当天气晴朗时,由于房间受到太阳的辐射热作用,房间温度会升高,这时要求供冷降温。但如果突然太阳被云层遮盖,房间受到太阳的辐射会变得很小,可能会出现房间温度过低,则需

供暖,因此处于此种情况,给供水系统的调节带来困难。

为了解决以上出现的问题,有些空调系统采用了分区双管供水系统。分区双管供水系统如图11-27所示。

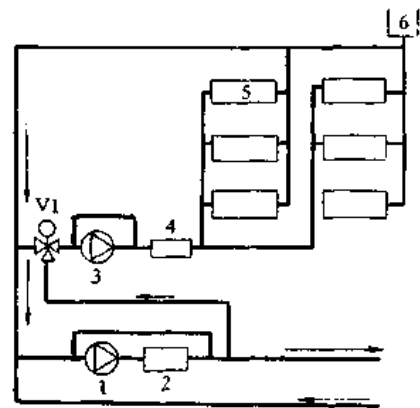


图 11-27 分区双管式风机盘管系统

1- 冷水循环泵; 2- 冷水机组; 3- 分区热水泵; 4- 分区热水器; 5- 风机盘管; 6- 膨胀水箱

采用分区双管供水的方法,可增强双管系统对负荷变化的适应能力,也就是说在空调系统运行中,可以向一部分房间供热而又同时向需要降温的房间供冷水以满足不同性质、不同朝向,位于同一建筑物内的不同位置空调房间调节需要。

如果在系统运行供冷水时,当冷水循环泵 1 通过冷水机组 2 向一部分盘管供冷水的同时,将会有一部分冷水通过二次冷水三通混合阀 V_1 控制二次冷水的水温,混合后的冷水经三通混合阀 V_1 通过分区泵 3 供应另一部分风机盘管,这时分区热水器 4 将不工作。

如果系统运行供热水时,这时二次冷水三通混合阀由于控制系统作用将会不使冷水通过分区热水泵 3 向风

机盘管输送冷水,而是通过分区热水泵 3 和分区热水器 4 向风机盘管供热水,全部分区的回水流经分区水系统、水加热器,由室外温度调节器控制热水加热器的出水温度以满足系统的运行需要。

分区双管供水系统与普通双管供水系统相比能较好的适应过渡季的调节需要。但是在过渡季运行时能量消耗增加,主要表现在实行二次冷水加一次热风运行时,只要新风露点温度高于某一转换温度,则处理新风须先经机械去湿,然后再加热到要求的热风温度,从而浪费了机械制冷量。

2. 三水管的风机盘管空调系统(独立新风系统)

三水管风机盘管空调系统如图 11-28 所示。

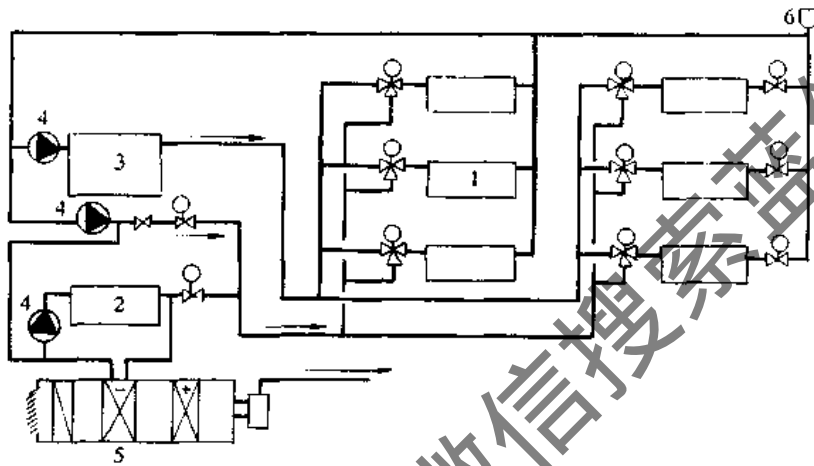


图 11-28 三水管风机盘管加新风空调系统

1-风机盘管;2-冷水机组;3-水加热器;4-水泵;5-表面冷却器;6-膨胀水箱

采用这种系统每个风机盘管机组在全年内都可以使用热水和冷水。它由一根供冷水管、一根供热水管和一根公共的回水管组成。由温度调节器自动控制每个机组水阀门的转换,使机组做到通冷水或热水,较好地保持房间的要求温、湿度。

由于此种供水系统存在着一些难以克服的缺点,故实际工作中不多见。

3. 四水管的风机盘管空调系统

四水管风机盘管加新风空调系统见图 11-29 所示。

四水管系统是采用冷水和热水分别由两根管道输

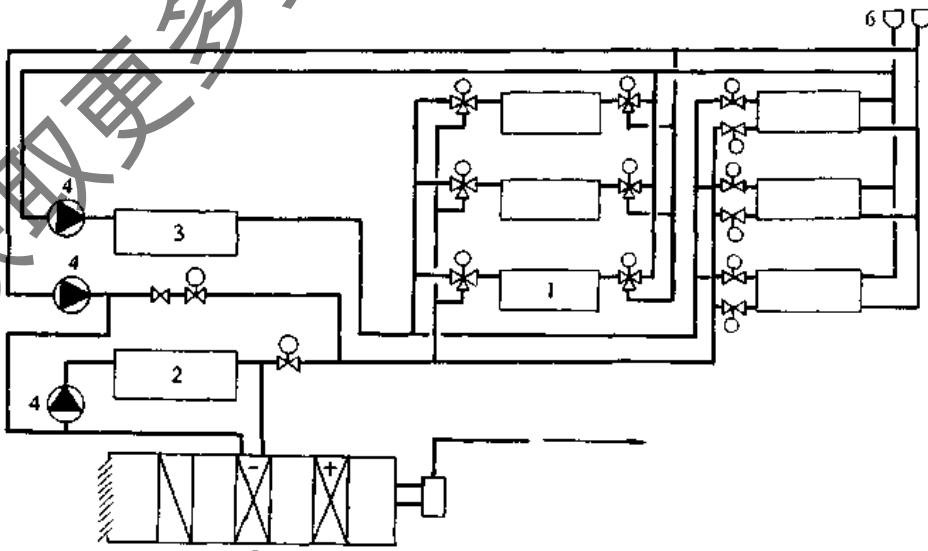


图 11-29 四水管风机盘管空调系统

1-风机盘管;2-冷水机组;3-水加热器;4-水泵;5-表面冷却器;6-膨胀水箱

送。因此,这种系统即可以全年供冷水和热水,对房间温度实现灵活调节,又克服了三水管系统存在的回水管冷热混合损失。在某一风机盘管运行时,向盘管供冷水或供热水由房间温度调节器控制电动阀来完成,达到调节室内温、湿度的目的。

11.4.2 开式和闭式水系统

1. 开式水系统

在开式水系统中,其回水集中流入建筑物底层或地下室的水池或蓄冷水池,再由水泵输送至整个系统。在开式水系统中,水质易受到污染,且易产生污垢和管路腐蚀,且为了克服系统的水头静压,水泵耗电量大。

2. 闭式水系统

在闭式水系统中,冷冻水或热水在系统内密闭循环,不与大气相接触,管路系统不易产生污垢和腐蚀,仅在系统最高点设置膨胀水箱,系统简单;由于不需要克服系统的静水压头,故水泵耗电量较少。

11.4.3 异程式和同程式水系统

同程式水系统是指每一个闭环环路的管路总长度相等。因此在闭环水系统中,各环路的水阻力基本相等。水力稳定性比较好。特别在高层建筑的风机盘管空调机组的闭式供水系统中,多使用同程式水系统。

在异程式水系统中,由于每一个闭环环路的管路总长度均不相等,故环路之间的阻力较难平衡,因此一般用于较小的闭环水系统中。但异程式系统管路简单,投资较少。

11.4.4 空调的闭式水系统

1. 定流量水系统

定流量水系统是指空调负荷无论是在额定值还是在部分情况下,系统中的水流量始终保持不变。而在空调负荷发生变化时采用改变(风机盘管机组或空调机组)风量或采用三通阀调节进入换热器内的水量方法来满足空调负荷变化的需要。在这种水系统中,水泵的配置方式有单级泵和双级泵两种方式。在单级泵系统中,冷源侧和负荷侧合用一台循环泵,此时水泵的扬程取决于阻力最大的分区环路,在双级泵系统中,除在冷源部分设置水泵外,在用户侧各分区环路也配置不同的水泵,这样有利于提高调节品质和减少水泵输送的能耗。

2. 变流量水系统

如果在用户一侧设置双通阀,根据空调房间内所设置的温度调节器的信号控制双通阀的开度,改变通过风机盘管的水流量以达到变流量的目的。

在制冷系统部分,通过冷水机组蒸发器的水流量一般是不能低于所需水量的额定值,如果减少了通过蒸发器的水流量,则有可能导致冷水温度的过低,甚至发生结冰的危险,制冷机组还可能发生喘振,如果制冷机组设置有低温保护装置则会使机组自动停车,尤其对于离心式制冷机组,机器再次启动需要的间隔时间又较长,因此会出现冷水温度(冷量)的较大波动,使冷水机组和风机盘管空调器均处于不稳定状态。变流量水系统又可分为单

级泵和双级泵两种类型。

(1) 冷源部分定流量,用户部分变流量的单级泵方式。该方式如图 11-30 所示。在此水系统中,冷源设有

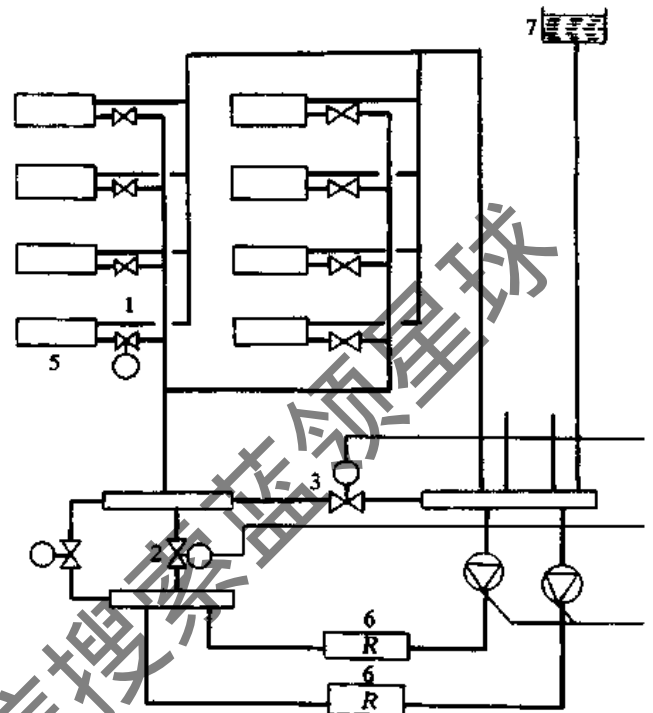


图 11-30 变流量一级泵系统

1-双通控制阀;2-负荷控制阀;3-旁通管;4-压差控制器;
5-风机盘管;6-冷(热)水机组;7-膨胀水箱

多台冷水机组,在负荷部分则由室内温度调节器调节风机盘管冷水入口处的双通阀的开度,以调节通过风机盘管机组的冷水量。在冷源与负荷之间的供回水管路上设置旁通管并安装旁通阀,用压差调节器控制旁通管路上的双通阀。当用户负荷及负荷部分的水流量减少时,供回水总管之间压差增大,通过调节器的作用使旁通管上的双通调节阀开度增大,使一部分水旁流;反之用户负荷及负荷侧用水量增加时,供回水总管的压差减小,调节器使旁通双通阀关小,使旁流量减少,从而保持冷水机组的水量不变,也使负荷侧供回水压差恒定。旁通水量的多少影响了系统回水温度的高低,由回水温度调节制冷系统的冷机负荷,以保持系统相对稳定的供水温度。与此同时,供回水总管的压差变化控制冷水泵和冷水机组的运行台数。

如果将水系统工作状态在 $W-H$ 图上表示。如图 11-31,设图中曲线 l_1 、 l_2 分别表示单级泵系统的一台泵和两台同性能泵联合工作时的性能曲线。 L 曲线表示管道特性曲线,水泵和水系统设计工况的工作点 A ,一台泵单独工作时的工作点为 B 。当供回水总管压差在设计工况下水流量为 W_A ,此时负荷侧的控制阀全开,旁通阀全闭。风机盘管入口处的双通调节阀的压力损失为

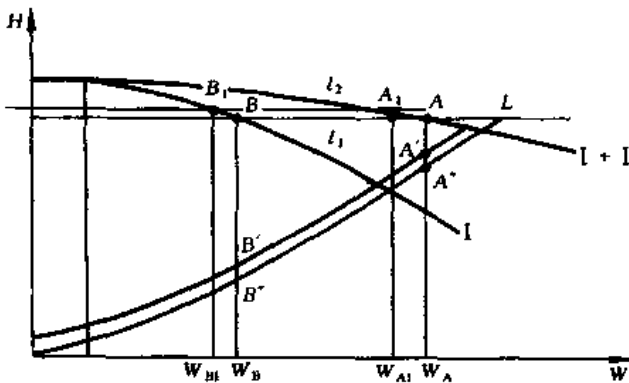


图 11-31 输水泵的流量与压力控制

AA', 负荷侧控制阀压力损失为 A'A"。随着负荷的减少, 用户的双通调节阀关小, 供回水总管压差增加, 大于设计压差值时, 压差控制器动作, 使旁通控制阀逐渐打开, 水泵工作点沿特性曲线到达 A₁, 而大于用户所需的这部分水量 ($W_{旁} = W_A - W_{A1}$) 将通过旁路流回冷水机组。压差控制器同时控制负荷侧控制阀的开度, 以恒定用户二通阀前压差。当供回水总管压差达到所限定的上限压差值时, 冷水机组和冷水泵将自动停一台。反之, 当用户的负荷上升时, 风机盘管冷水入口处的双通调节阀开, 当供回水总管的压差降到小于设计压差值且低于限定的下限压差值时, 将自动恢复一台冷水机组和一台水泵工作。因此, 风机盘管入口处双通调节阀可以经常在比较稳定的压差值之间工作, 系统的多余压头主要由供水总管上的控制阀消耗。

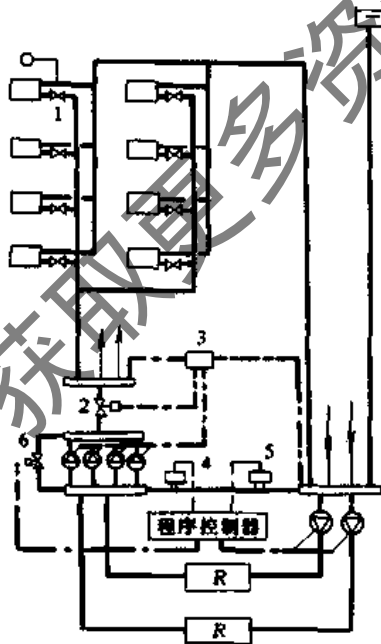


图 11-32 二级泵水系统(变流量)

1-二通控制阀; 2-负荷侧控制阀; 3-压差控制器;
4-流量计; 5-流量开关; 6-旁通阀

(2) 制冷系统定流量, 用户负荷变流量的双级泵方式。这种水系统的特点是除了在风机盘管冷水入口端设置双通调节阀外, 在供水总管和冷水机组前回水管上分别设置水泵(如图 11-32 所示), 并在负荷侧和冷源侧之间的供回水总管上设有旁通阀。

冷源侧与冷水机组相对应的水泵称为一次泵(或称初级泵), 并与冷水机组的旁通管组成一次循环; 负荷侧水泵称为二次泵(或称次级泵), 负荷侧的风机盘管机组、管路系统和旁通管构成二次环路。

1) 用户侧二次泵变流量的方式。

① 在用户末端装置(风机盘管机组)用双通调节阀, 二次泵为定流量泵。

② 在用户末端装置(风机盘管机组)上使用双通调节阀, 而对集中供冷的制冷站采用供水泵的台数控制。

③ 在用户末端装置(风机盘管机组)上使用双通调节阀, 根据供、回水总管的压差控制二次泵的转速。

2) 对冷源侧采用定流量, 而对冷负荷部分采用变流量方式。

11.5 风机盘管空调系统的运行调节

风机盘管空调系统的调节一般可分为两部分, 一是由使用者根据使用情况(即空调房间内的温、湿度, 主要是温度情况), 利用风机盘管空调机组的高、中、低三档风量调速装置, 改变风机盘管的空气循环量, 来满足房间的使用要求; 二是通过自动控制或手动方式调节通过风机盘管机组的冷(热)水流量或温度, 达到所供(热)冷量调节, 满足房间使用要求。当房间内无人时可停止风机盘管的运行, 同时又不影响其他房间的使用, 从而达到既满足使用要求又节省能耗和运行费用。

11.5.1 风机盘管机组的局部调节方法

风机盘管空调系统在设计时, 一般是在考虑房间在最不利条件下的最大冷(热)负荷来选择风机盘管机组大小的。但风机盘管机组在全年的运行中, 由于室内外条件(如春、夏、秋、冬四季变化及天气的阴、晴、雨、雪以及室内人员的多少等)均在发生着不断的变化, 为了适应室内外条件的不断变化, 则必须对风机盘管机组所提供的冷(热)量进行调节。常用的调节方法有:

1. 水量调节

当空调房间内、外条件发生变化时, 为了维持室内的一定温、湿度条件, 通过改变双通或三通调节阀的开度, 以改变通过风机盘管机组的冷(热)水量, 达到改变风机盘管机组提供的冷量(或热量), 如图 11-33 所示。

风机盘管在冬(夏)季运行中, 当室内冷(热)负荷处于最大值时, 由温度传感器 TE 将空调房间内温度信号传送给温度调节器 TC, 温度调节器根据室内温度的高低给执行元件三通调节阀 TV 发出指令, 使其阀位处于最大开度。当室内冷(热)负荷减少时, 由于温度调节器的作用, 使三通调节阀或双通调节阀的开度改变, 从而减少进入风机盘管机组的冷(热)水量, 以维持房间内温度在要求范围内。

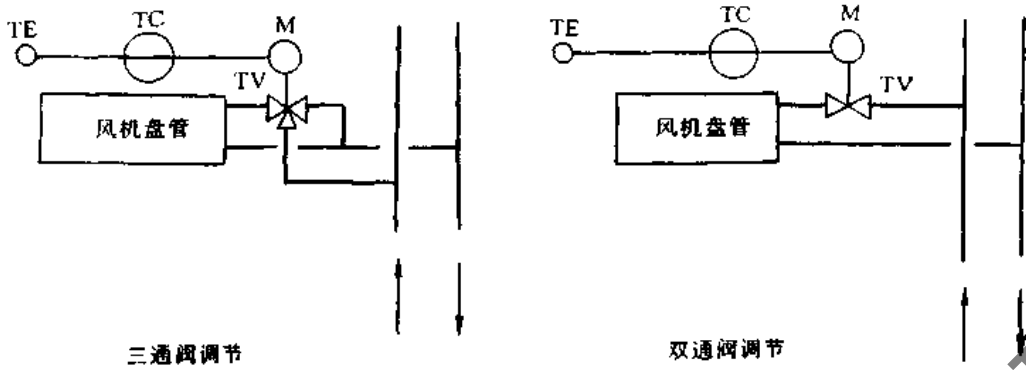


图 11-33 风机盘管的水量调节

在夏季运行中,由于室内负荷的减少(如照明、人员的减少),在控制系统的作用下,减少了进入盘管机组内的冷水量,从而使盘管机组中冷水平均温度上升,导致风机盘管机组出口处空气的含湿量增大,房间相对湿度将会有所上升。

2. 风量调节

风机盘管空调器的风量调节应用比较广泛,它是由风机电动机的三档调速装置来实现的。当空调房间内冷(热)负荷发生变化时,导致室内温(湿)度的变化,由用户自己改变风机盘管机组中风机的转速,以改变通过风机盘管机组的处理空气量,实现房间内温(湿)度调节的目的。采用此种方式进行调节时,由于风机盘管出口风量的减少,将会改变室内气流分布状况。如房间无人时,则可关闭风机,以减少能耗量。

11.5.2 风机盘管机组的变水量调节

前面我们已经提到,在空调的闭式水系统中有定流量系统和变流量系统两种,同时在变流量系统中,又可分为空调负荷部分(如风机盘管机组)变流量的单级泵方式

和双级泵方式。

关于负荷部分变流量的单级泵方式的控制在 11.4 节中已有介绍,这里不再重复。

二次泵变水量的调节方法为:

(1) 在用户的末端装置(即风机盘管机组)上设置双通调节阀,冷(热)水输送泵(二次泵)为定流量运行,改变二次泵出口控制阀开度,以改变管网特性曲线。

采用此方式运行时,当用户负荷减少时,风机盘管机组进水口所设双通阀在房间温控器作用下,减小开度。同时为防止作用在风机盘管机组进水口上双通调节阀出现过大的压差,使用压力调节装置使二次泵出口阀也减小开度,使水泵的多余压头消耗在二次泵出口控制阀上。

(2) 对二次泵采用运行台数控制方法。此种调节方式中,在用户的风机盘管机组进水口安装双通调节阀,二次泵为数台。

设二次泵变水量运行台数控制系统中设置水泵 I 和水泵 II,图 11-34 为两台泵并联运行时特性曲线。在规范工况下运行时水泵的工作点为 A,此时管网系统内的水量、水压为 W_A 和 H_A 。

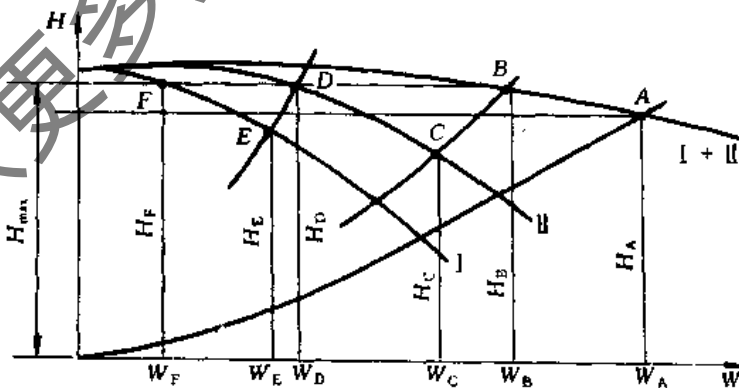


图 11-34 二次泵变水量的运行台数控制调节特性一

当某一时间内空调负荷减小时,在室内温控器的作用下,风机盘管供水入口双通调节阀的开度将减小,相当于提高了原供水管路的阻力,其性能曲线也将发生变化,水泵的联合工作点将会沿 AB 方向移动。当水泵出口的压头达到 H_B 时,即压头到达供水管路压头的上限($H_B =$

H_{max}),通过压力调节器的作用将停止泵 I 的运行,此时只有泵 II 工作。且工作点为 C。同样在泵 II 工作期间,当空调负荷进一步减小,风机盘管机组供水入口调节阀开度也进一步减小,这时水泵 II 的工作点将会由 C 点沿 CD 方向移动。当水泵 II 的工作点到达 D 点时,水泵的

压头 $H_D = H_{\max}$ ，在系统压力调节器的作用下停泵 II 工作，同时启动泵 I 工作，其工作点位于 E。当空调负荷继续减少，风机盘管供水入口调节阀处于关闭状态，水泵 I 出口压头 $H_I = H_{\max}$ 时，在压力调节器作用下，水泵 I 也将停止工作。因此，水泵在整个工作过程，沿 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow E \rightarrow F$ 变化，进行供水量和供水压力调节。

当风机盘管空调系统刚开始运行时，可能其冷(热)负荷并不很大，此时启动供水泵 I 运行，如图 11-35 所

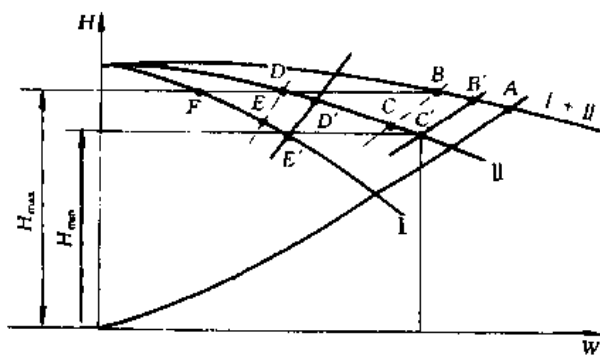


图 11-35 二次泵变水量的运行台数控制调节特性示

示。水泵 I 在工作点 E 运行。随着空调冷(热)负荷的增大，风机盘管机组供水入口处的双通调节阀的开大，水泵 I 工作点在管路阻力减小情况下，其工作点将到达 E' 点，此时由于水泵供水量的增加，其压头降低至 $H_{E'} = H_{\min}$ 时，在系统压力调节器的作用下，启动水泵 II 运行，同时停水泵 I，使水泵 II 处于 D' 工作点。同样，当空调冷(热)负荷进一步增大，使风机盘管机组供水入口处的双通调节阀继续开大，使水泵 II 在运行中由于其供水阻力的降低，流量增加，工作状态点沿 D'C 移动。当 $H_{C'} = H_{\min}$ 时，在系统压力调节器作用下，再启动水泵 I 运行，使两台水泵同时工作，此时两台水泵联合工作点为 B'。当空调冷(热)负荷到达最大值(即额定值)时，两台水泵的联合工作点到达 A，处于正常运行状态。因此，此时水泵的整个工作过程沿 $E \rightarrow E' \rightarrow D' \rightarrow C' \rightarrow B' \rightarrow A$ 变化，进行供水量和供水压力的调节。

(3) 对二次泵进行转速调节的变水量控制。在风机盘管空调系统中，风机盘管机组供水进口处安装双通调节阀。根据空调系统的冷(热)负荷的变化，风机盘管机组供水入口双通调节阀的开度大小也随之发生变化，这样在二次泵系统的水泵出口处压力将发生变化，即整个供、回水管路中的压差也将相应变化。为了保证供、回水管路的压差稳定，采用压差控制器来控制二次水泵的转速，达到变水量的调节目的。

设二次泵在额定工况下运行工作点为 A，如图 11-36 所示。在空调系统的冷(热)负荷减少时，随着风机盘管机组供水入口双通调节阀的开度减小，供水管路阻力增加，性能曲线发生变化，当水泵处于 B 点运行时，有 $H_B = H_{\max}$ ，此时在供回水压差调节器的作用下，水泵由转速为 n_1 而变为 n_2 ，这时水泵将在 C 点工作。同样，当空调系统的冷(热)负荷进一步减少，在水泵出口压力

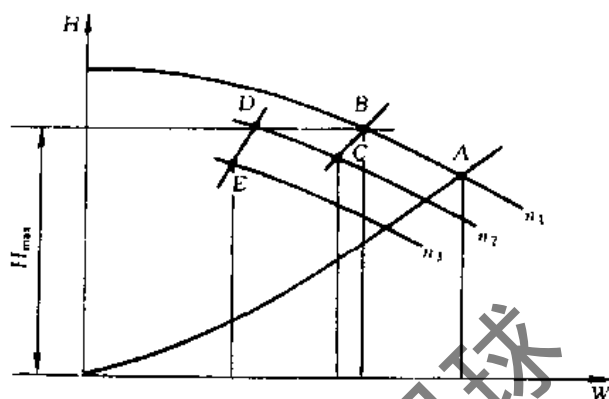


图 11-36 二次泵的变水量转速调节

$H_D = H_{\max}$ 时，在供、回水压差调节器的作用下，水泵转速由 n_2 变为 n_3 运行，此时水泵工作状态点为 E。

常用的水泵调速方法有：分级调速和无级调速。分级调速有双速或多速电动机，机械调速等方法；无级调速有直流电机、整流子电机，变频变速等方式。

11.5.3 风机盘管空调系统的全年运行调节

当系统的新风不承担室内显热冷负荷时，只将新风处理到室温，新风对室温不起调节作用，如图 11-12。而由盘管承担全部室内显热冷负荷。依靠风机盘管局部调节满足室内温、湿度的要求。

当新风系统承担围护结构温差传热造成的冷(热)负荷时，盘管只承担室内稳定冷热负荷(即人和电器设备的冷热负荷)时，可随着室外空气干、湿球温度的变化，采用新风处理设备中的加热器或冷却器集中处理新风的干湿球温度，使之承担起室内稳定的冷(热)负荷。

使新风温度 t_1 满足下式：

$$t_1 = t_n - 0.99T(t_w - t_n + m)$$

式中 T ——对应于 1kg/s 新风量在室内外温差为 1°C 时，围护结构的温差传热量， $(\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ；

0.99——空气定压比热 c_p 的倒数 $c_p = 1.01(\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ；

m ——当量温差。全年中除围护结构传热外的室内最小显热负荷所相当的围护结构传热温差，通常取 $m = 5$ 。

双水管系统在风机盘管在同一时间内只能供应所有风机盘管同一温度的介质水(冷水或热水)。夏季运行时，随着室外空气的温度降低，可集中调节新风的加热量，逐渐提高新风的机组出口温度，以抵消传热负荷的变化，从而使进入盘管的水温保持不变，采用调节通过风机盘管的水量来消除室内的瞬变负荷(室内照明、设备、人员和太阳辐射)的影响。当室外空气温度降到某一值时，只采用新风就可以吸收室内的显热负荷，向盘管送热水，即实行季节性转换。此后，随着显热冷负荷的进一步减少，只需调节盘管的加热量(即提高供水温度)，即采用质调的方法，就可以保持室内的要求参数。

11.6 风机盘管机组的温控

11.6.1 温控器

目前,对于使用风机盘管的空调房间常用的室内温度控制器有以下几种。

1. 气动式温控器

气动式温控器如图 11-37 所示。其工作原理为:由于温控器的毛细管和波纹管内充注有制冷剂气体,当室内温度上升时,波纹管内气压升高,使波纹管伸长,推动杠杆,使电路接通,风机盘管内的风机工作;室内温度下降时,波纹管内气压又下降,使波纹管随之收缩,杠杆等传动机构反向动作,从而切断电路,风机停转,风机盘管停止供冷。

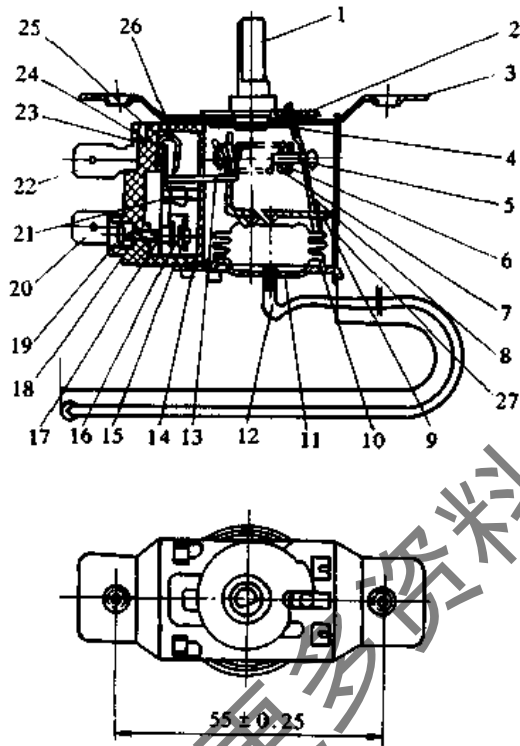


图 11-37 气动式温控开关

- 1-旋扭槽;2-齿轮;3-盖;4-弹簧卡片;5-调节螺钉;6-调节螺帽;7-弹簧;8-调节杠杆;9-杠杆;10-波纹管;11-底座;12-毛细管;13-顶杆;14-隔板;15-上触点铆钉;16-电接点;17-下触点铆钉;18-圆锥螺旋弹簧;19-触点间隙调节螺钉;20-上触点引线插头;21-差动簧片;22-下触点引线插头;23-开关外壳;24-压板;25-触点簧片;26-导电片;27-外壳

此温控器的特点是利用温包的感应来切断风机电源,使风机停转,风机盘管停止供冷,而风机盘管供水入口处的双通调节阀却始终处于开启状态,盘管中一直有冷水流动。其温控范围为 15~28℃,灵敏度为 ±1℃。

2. WT-1, WK-1-M 温控器

WT-1, WK-1-M 温控器与 DDF 系列电动阀是与风机盘管机组配套使用的一种温控装置。

温控器由膜盒感温元件或电子感温元件检测空调房间内温度,通过电接点控制电动阀的通或断,以改变风机盘管机组的出口空气温度,从而达到自动调节室内温度的目的。

WT-1, WK-1-M 温控器主要技术数据

感温接点额定电流: 1A(220V)

风机开关额定电流: 1A(220V)

温度调节范围: 5~30℃

电子感温部分输入功率 < 3W。

3. T-120(T300) 房间恒温器和 T-152(T-352) 恒温器及风机复合开关

(1) T-120(T300) 恒温器。T-120(T300) 型恒温器采用膜盒式感温元件,同风机盘管机组供水入口的双通电动调节阀连接在一起构成位式调节系统。直接控制风机盘管机组的供冷量,达到控制空调房间内温度的目的。同时 T-120(T300) 型恒温器还带有给定旋钮,用户可以自己设定温度值。

其技术数据如下:

工作范围: ±5~30℃

不灵敏区: 0.5~0.8℃

触点容量: AC-250V/A

接线图如图 11-38 所示。

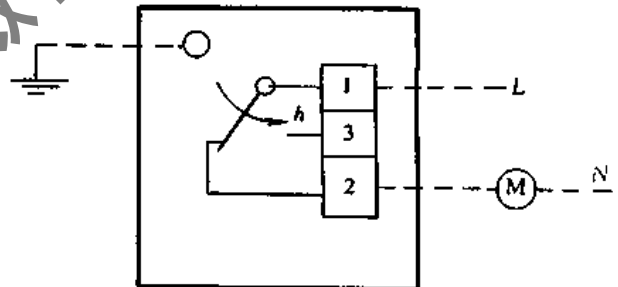


图 11-38 T-120(T300) 恒温器接线图

(2) T-152(T-352) 恒温器及复合开关。T-152(T-352) 恒温器是由 T-120 恒温器和 T-152 转换开关(热/关/冷、高、中、低)组成的恒温器,用于控制风机盘管机组时,既可以控制其供水入口处的电动双通调节阀,同时又可以控制风机盘管机组中的风机转速,达到控制风机盘管机组提供冷量的目的。从而维持室内一定的温度。

主要技术参数:

工作范围: 5~30℃

不灵敏区: 0.5~0.8℃

触点容量: 恒温器 AC250V/A

转换开关: AC250V,阻性负载 10A,感性负载 4A。

T-120(T300) 房间恒温器和 T-152(T-352) 恒温器及风机复合开关均为北京自动化仪表七厂生产。

4. 电子式温度控制器

(1) 室内温度控制器 ERT80、ERT800、ERT810。室

内温度控制器 ERT80、ERT800 和 ERT810 均可对风机盘管机组进行控制,以达到室内恒温的目的,其不同之处在于:

ERT80 为比例积分开关式输出,与不带位置反馈的执行器配合使用,控制风机盘管机组的供水量,达到控制室内温度的目的。

ERT800 为比例调节连续输出方式,可以与带有位置反馈的执行器配用,控制风机盘管机组的供水量,达到控制室内温度的目的。

ERT810 与 ERT800 基本相同,同时多一项,附有季节转换开关。

(2) 带有风机三速开关的室内温度控制器 TSKE800 和 TSKE810。带有风机三速开关的室内温度控制器 TSKE800 是在室内温度控制器 ERT800 的基础上增加了一风机三速开关,是两者的结合产物。

TSKE810 带有风机三速开关的室内温度控制器是由室内温度控制器 ERT810 与风机三速开关组合而成。

这两种温度控制器在使用中,不但可以控制通过风机盘管机组的冷(热)水量,而且还可控制风机盘管机组中风机的转速,从而达到控制房间内温度恒定的目的。

11.6.2 风机盘管机组的控制

1. 双管制

采用双通电动调节阀,带有冬、夏季手动切换的风机盘管机组的控制。如图 11-39 所示。

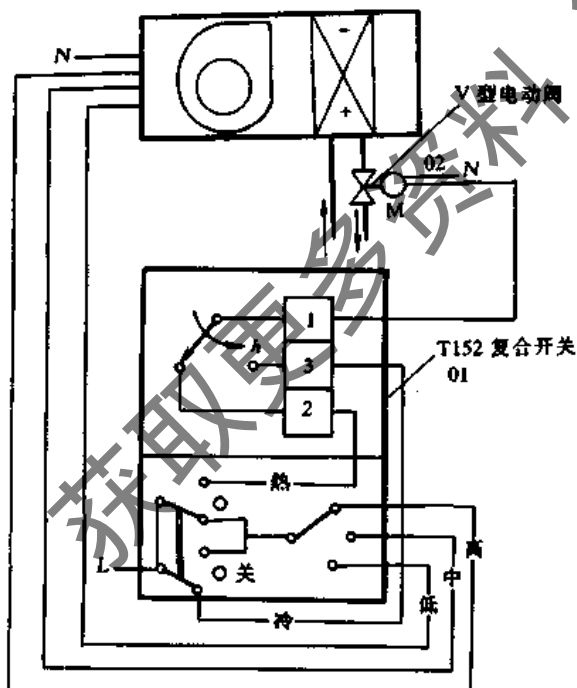


图 11-39 双管供冷(热)冬/夏手动切换风机三速控制原理

此控制系统中采用恒温器 01 为 T-152 恒温器及风机复合开关。恒温器的通断控制风机盘管供水入口双通电动调节阀 02 的动作,以改变进入风机盘管机组内的冷(热)水量,使房间温度保持一定。风机复合开关是一手动开关,可选择高、中、低三档风速,并对系统进行冬、夏手动切换。冬季运行时系统供热水,选择开关置于“热”

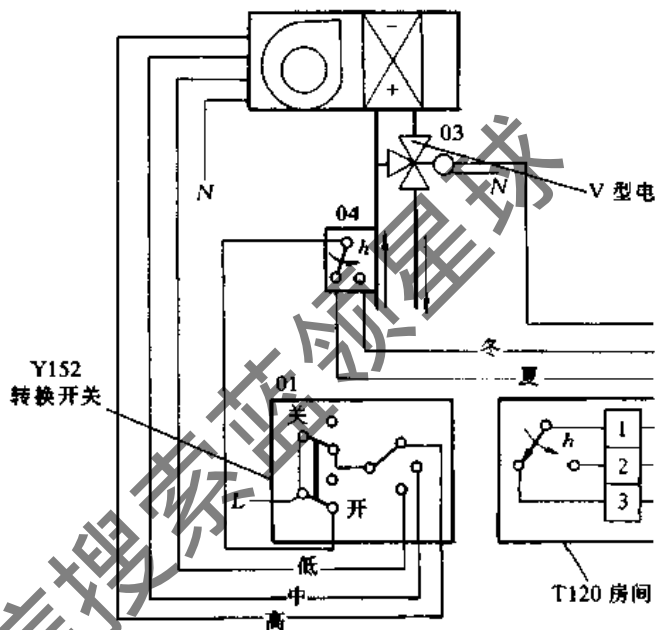


图 11-40 双管制采用三通调节阀的风机盘管机组控制

档,当室内温度下降时,电动双通调节阀自动打开;夏季运行时,系统供冷水,开关应置于“冷”档,当室内温度升高时,电动双通阀自动打开。当开关置于“OFF”位置时,电动阀及风机均关闭。

2. 双管制

采用电动三通调节阀的风机盘管机组控制。见图 11-40 所示。

在此控制系统中,恒温器 02 的通断控制风机盘管系统电动三通调节阀的动作,使房间温度保持恒定,手动风机三速开关 01 控制风机可在高、中、低三档风速运转。箱型切换恒温器 04 对系统供水进行检测,并自动将室内恒温器 02 切换成冬季或夏季运行状态,夏季运行时系统供冷水,室温升高时电动阀自动打开;冬季运行时系统供热水,室温降低时电动阀自动打开。当开关置于“OFF”位置时,电动阀及风机均被切断停止工作。

3. 四管制

采用双通电动调节阀的控制系统。见图 11-41 所示。

此控制系统采用 01 恒温器及风机复合开关。恒温器的通断可控制风机盘管机组供水入口处电动调节阀的动作,使房间温度保持一定。冬夏季进行手动切换,冬季运行时将开关置于“热”档,夏季运行时将开关置于“冷”档。当开关置于“OFF”时,电动阀及风机均关闭停止工作。

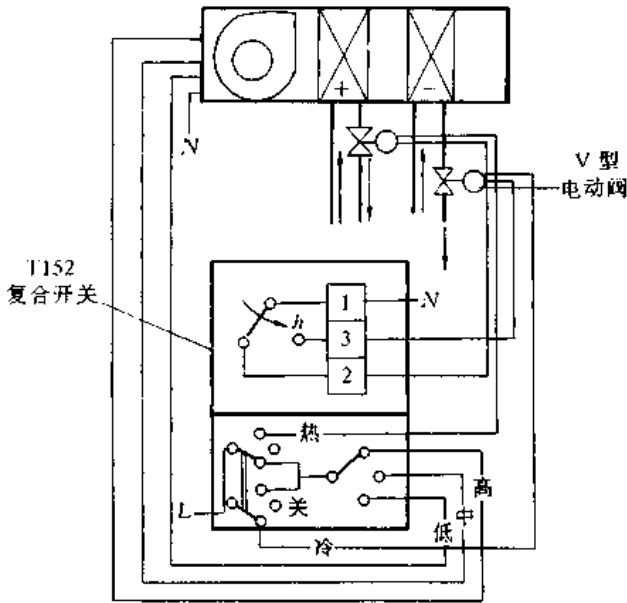


图 11-41 四管制采用双通电动阀控制的风机盘管机组

4. 双水管三通调节阀的变水量控制

双水管三通调节阀的变水量控制见图 11-42 所示。在此控制系统中,TC01 为 VRS-C134SN 位式温度控制器,TV 为 J691C 型电动三通调节阀,温控器按冬/夏季切换热/冷工作方式。风机盘管机组在运行中,可根据室内温度的变化情况,由 TC01 温度控制器控制通过三通电动调节阀的冷(热)水流量,以保持室内温度的稳定。

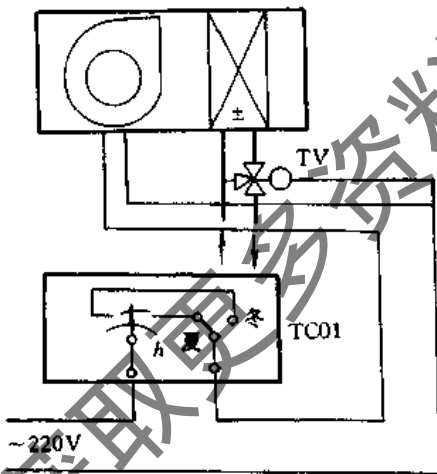


图 11-42 双水管三通调节阀的变水量控制
TC01 - 位式温度控制器; VRS-C134SN

5. 双水管三通电动调节阀定水量变水温的恒温控制系统

双水管三通电动调节阀定水量变水温的恒温控制系统原理见图 11-43 所示。此控制系统中,室内温度控制器 TC01 采用 VRS-C134SN 型温控器,三通电动调节阀使用 J691C 型。室内温度控制器 TC01 根据室内温度的变化情况,控制三通电动调节阀使其在通过的冷(热)水流量不变前提下而改变其温度,从而保持室内温度恒定。

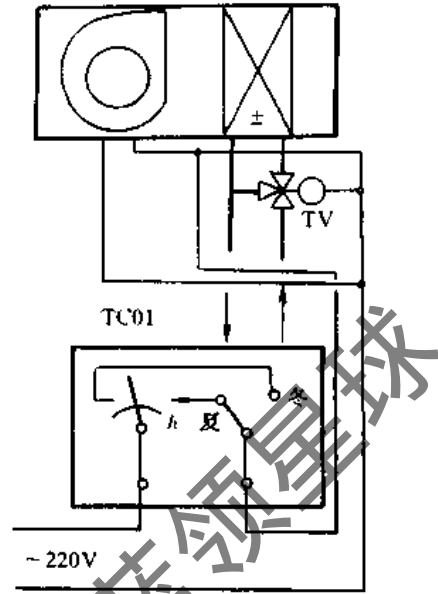


图 11-43 双水管三通调节阀的定水量变水温控制系统

6. 双水管电动双通调节阀的变水量恒温控制

双水管电动双通调节阀的变水量控制见图 11-44 所示。此调节系统采用室内温度控制器 TC01 为 VRS-C134SN 型温控器。TV 电动双通调节阀为 J691 型。风机盘管机组在运行中,夏季将温控器开关置于“夏”挡,当室内温度高时,在室内温控器的作用下,双通电动调节阀加大开度,使进入风机盘管的冷水量增大,从而保持房间温度的恒定。在冬季运行时,将温控器开关置于“冬”位置,当室内温度偏低时,同样在温控器作用下,加大双通电动阀的开度,增加进入风机盘管的热水量,保持室温恒定。反之亦然。冬、夏季运行转换由手动进行。

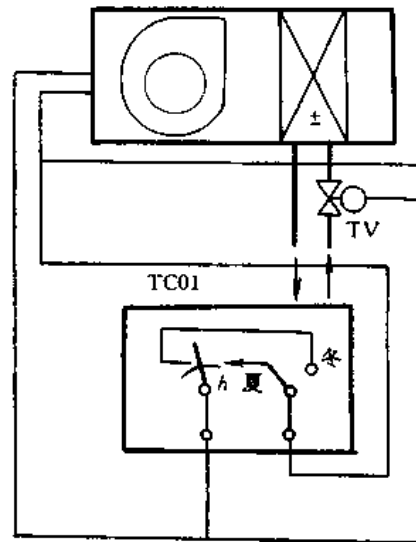


图 11-44 双水管、双通调节阀的变水量控制
TC01 - 室内温度调节器; VRS-C134SN

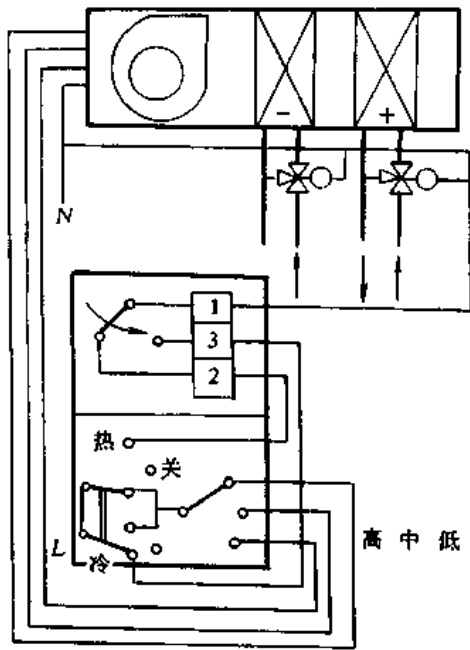


图 11-45 四水管三通电动调节阀的变水量调节原理

7. 四水管三通电动调节阀的变水量控制系统

四水管三通电动调节阀的变水量调节原理见图 11-45 所示。此种控制方式采用恒温控制器及风机复合开关控制,在风机盘管机组供水入口处设置分流三通调节阀。根据房间内温度情况,在恒温器的作用下,控制分流三通调节阀进入风机盘管机组内的冷(热)水量,同时改变风机盘管机组的风机转速,达到维持室内温度恒定的目的。由手动进行冬、夏季运行转换。

11.6.3 风机盘管机组的集中控制

对于饭店、办公楼以及文化娱乐场所等采用风机盘管机组空调方式时,可能要安装数台,并且在使用时需要同时启动运行,同时关闭停止。此时如果要每一台去启动和关闭就费时费力。若采用集中控制的方法则非常方便。为此人们设计了如图 11-46 所示的集中控制方法。

图 11-46 中各风机盘管机组的风机电动机均通过继电器触点接入线路中。非工作线端则处于断开状态,从而可以切断电机之间的互相牵制和干扰。

根据房间内的温度情况,如果需要风机盘管机组在

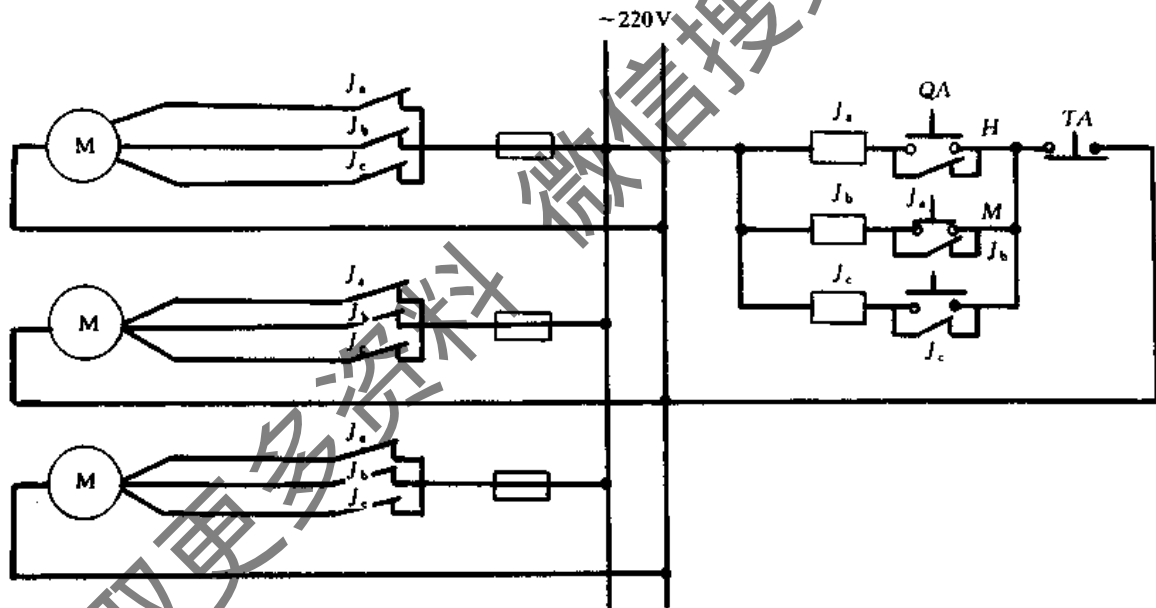


图 11-46 风机盘管机组的集中控制原理

高风挡运行时,可按下高档按钮 H,此时中间继电器 J_a 线圈吸合,使处于常开状态的继电器触头闭合,则三台风机盘管机组的风机同时均在高档下运行。如果房间已无人使用,需关闭风机盘管机组时,则只要按下停止按钮 TA,各风机将同时停止工作。

此种方法可控制的风机盘管的台数受继电器触点数量限制,一般的小型继电器只有 3 组触点,因此只能同时控制 3 台风机盘管机组,如果要控制的风机盘管机组的台数较多时可采用多个继电器并联使用的方法,以增加触点的数量。

11.6.4 风机盘管机组的遥控

1. 插卡式风机盘管机组的遥控系统

风机盘管机组的遥控原理如图 11-47 所示。这种控制系统是将插卡开关装在客房门口处,客人开锁入室,将带有房门钥匙的塑料硬卡插入开关插口,房间风机盘管机组的电源接通,继电器带电,继电器的两个常开触头闭合,风机盘管机组即可运行;客人离开房间时必须先拔出硬卡才能锁门,房间电源亦切断,机组停止运行,从而达到节电和保护房间电器设备安全的目的。

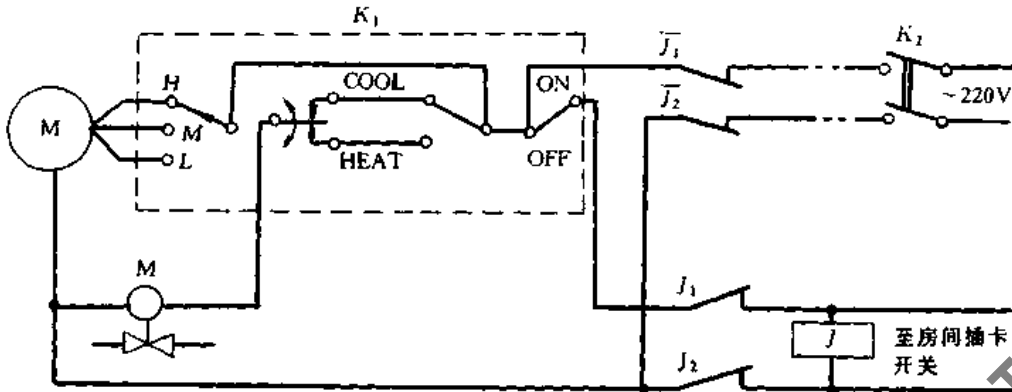


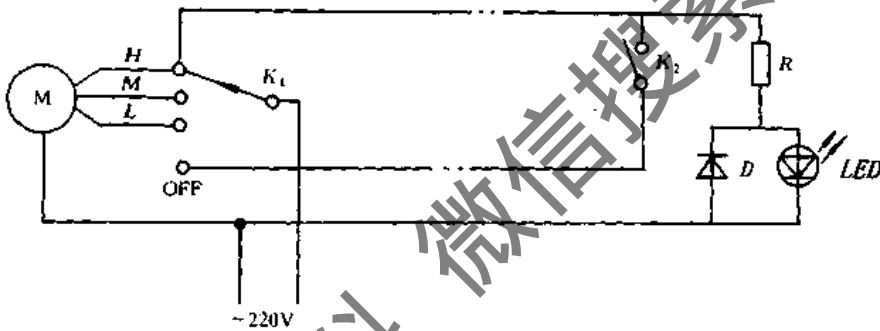
图 11-47 风机盘管机组的遥控原理图

图中 K_1 (图中虚线框内部分) 为组合式温控开关, K_2 为遥控开关 (装在服务台)。房间有人时, 插卡开关接通, 继电器线圈通电, 常开触头 J 闭合, 风机盘管接入房间电源, 通过组合式温控开关 K_1 可以控制风机的开、停、变速及电动阀的通、断。房间无人时, 插卡开关断开, 继电器线圈断电, 常开触头 J 断开, 常闭触头 J 闭合自动接通遥控电源, 风机盘管即可由服务台通过开关 K_2 进行远程控

制。开关 K_2 既可采用手动控制也可采用定时控制。既可控制单台机组。又可对多台机组同时进行控制。

2. 简单遥控系统

简单风机盘管遥控原理图如图 11-48 所示。 K_1 为遥控开关, 一般装在旅馆的服务台, 对客房里的风机盘管进行遥控。 K_2 为旋钮式三速开关, 装在空调房间内, 手动对风机进行三速控制。发光二极管 LED 用于指示客



K_1 —旋钮式三速开关 K_2 —遥控开关 LED—发光二极管 D—二极管

图 11-48 简单风机盘管机组的简单遥控原理

房风机盘管运转状况, 二极管 D 用于发光二极管的反向保护, R 为降压稳流电阻。

发光二极管 LED 发亮, 表示客房风机盘管正在运行, 遥控开关 K_2 不起作用; 如果发光二极管 LED 不亮, 表示客房风机盘管停止运转, 这时可通过 K_2 来控制客房风机盘管的开、停。

在采用此种遥控方式时, 遥控开关 K_2 仅能控制单台风机盘管而不能同时控制多台风机盘管机组, 而且客房服务台需了解客房的使用情况, 以免造成不该启动的风机盘管启动, 从而影响客房中温度的过低或过高, 同时还应注意在对机组进行检修时, 必须切断遥控电源或停用遥控开关, 以确保修理人员的安全。

11.7 风机盘管空调系统的维护管理

11.7.1 空气过滤器的清洗和更换

风机盘管空调器一般都装有空气过滤器, 以作为对室外新风 (不设置独立新风系统) 或回风空气净化滤尘之

用。盘管空调器在使用一段时间后在过滤器表面将会积存不少的灰尘, 从而增加了空气的阻力, 使盘管空调器的送风量减少 (如果仅在盘管空调器的回风口装设空气过滤器, 由于回风阻力的增大, 相应回风量减少, 而新风量却增大), 使风机效率极大下降, 从而破坏了系统的空气平衡, 而无法满足空调房间内的气流组织和温、湿度的要求。如果在空气过滤器上的积灰超过极限值则有可能将进风通路堵死, 使系统无法工作。因此对盘管空调器内空气过滤器的定期清洗和更换则是相当重要的。

空气过滤器的清洗和更换周期由机组所处的环境、工作时间的长短、使用条件来决定。

11.7.2 水温控制

在风机盘管空调系统的运行中, 要使盘管机组出风口的空气状态参数稳定, 就必须保证供水温度的稳定。

夏季风机盘管运行时所供冷水温度的控制方法, 一是由制冷系统提供一定温度的冷水, 其控制方法参看制冷部分的运行。二是由风机盘管冷水进口处三通调节阀进行控制。

冬季风机盘管运行时所供热水温度的控制方法与夏季运行的水温控制方法基本相同,可控制热交换器出口水温来达到系统控制的目的。

11.7.3 盘管换热器的维护

(1) 防止盘管及进、出水管结垢,最好在冷水系统中使用经过软化处理的软化水,冬季运行时禁止使用高温热水或水蒸气作为热媒,且使热水温度不超过 60℃ 为宜。尽量减少和避免在盘管换热器的肋片管内结垢,而使其传热系数降低,换热性能变差,甚至使盘管的肋片管或水进、出口处堵塞,使换热器完全失去作用。盘管空调机组在运行中,如果供水温度及压力正常,而空调房间内的温度距要求相差甚远时,则应怀疑盘管有水垢堵塞的可能,此时则应打开进、出水口进行检查和清洗。

(2) 夏季初次启用风机盘管机组时,应控制冷水温度,使其逐步降至设计水温,避免因立即进入温度较低的冷水而使机壳和进、出水口产生结露滴水现象。

(3) 定期对盘管空调器中的换热器进行清灰处理,盘管空调器在长期的运行中,换热器的肋片及肋片管表面不可避免地会沾附各种灰尘。如果积灰较少,则可使用压缩空气进行吹除或清扫;如果附着灰尘比较多,甚至肋片及肋片管之间发生堵塞,则应将换热器拆下,放入清洗液中,用浸泡的方法进行清除。

(4) 当发生盘管换热器中某些肋片管由于腐蚀而泄漏或由于其他原因冻裂时,则应拆下进行修补或更换,更换时应使用同型号、同规格的换热器,如果型号、规格不明时,可采用与原换热器结构尺寸相同,排深一样的更换也可。

11.7.4 盘管机组风机的维护

(1) 对风机叶轮清扫,风机盘管机组一般采用多叶式送风机。这种风机在构造上,叶片是弯曲形状。经过一段时间运行之后,弯曲的叶片表面会慢慢地沾附着许多灰尘,甚至严重时会使叶片的弯曲部分变平。此时,尽管盘管机组的其他部分的维护和修理都较正常,风机的性能会明显下降,送风量显著减少,风机盘管机组的功能就无法发挥。

因此,定期对送风机叶轮的表面进行检查并进行认

真的清扫则是非常必要的。

(2) 对风机轴承定期加油,如果盘管机组中的风机轴承为含油轴承时,则应定期对风机轴承进行加油处理。否则使用一段时间后,盘管机组的噪声会明显增大。虽然盘管机组使用滚珠轴承可以不用经常加油,但机组运转噪声较高。

11.7.5 定期清理滴水盘

盘管空调器在夏季运行中,当盘管结露后,冷凝水便落到滴水盘中,并通过防尘网流入排水管排出,但由于空气中的灰尘及油类和杂物慢慢地沾附在滴水盘内,造成防尘网和排水管的堵塞,如果不及时对滴水盘进行清理,冷凝水就会从滴水盘中溢出,造成房间滴水和污染天花板等现象。

11.7.6 盘管空调系统中管道及阀门的保温和排污

(1) 盘管空调系统中一般情况下采用冷热水共用一条管的方法。即两管制。这些管道最容易由于锈蚀而使螺纹连接部分漏水,同时还会由于输水管道的锈蚀而使锈渣随水系统流至盘管的进水口及阀门处,造成进水口的堵塞和阀门的无法关闭而使盘管机组无法使用。而在管道内产生锈渣的时间一般在供水中断之后,空气进入管路系统中。开始送水后便会将其冲刷下来带至盘管供水入口和阀门处。因此建议在盘管机组的进、出水管上设旁通管。在盘管空调器正式投入使用前,利用旁通管冲刷供、回水管路,且通过回水管路将锈渣带到回水箱处,再设法排放,以减少管路堵塞的可能性。

(2) 供、回水管路及阀门的保温。在盘管空调系统中,供、回水管路一般都进行必要的保温处理,以提高其热效率和防止由于管外结露而污染地面、顶棚等。如果供、回水管路的保温层与管壁接合不好,管外空气与管壁接触也会产生结露,这些露水沿着管壁流至保温接缝处而溢出。因此,定期对盘管机组的进、出管及阀门的保温情况进行必要的检查、维护和修理,也是保证盘管空调器正常运行的必要条件。

11.7.7 风机盘管机组常见故障及处理

风机盘管机组常见故障及处理见表11-2。

表 11-2 风机盘管机组常见故障及处理

故障现象	故障原因	处理方法
风机不转	<ol style="list-style-type: none"> 1. 停电; 2. 电源没接通; 3. 电压过低; 4. 配线错误或接线端子松脱; 5. 电机故障; 6. 电容器击穿; 7. 开关接触不良 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 查明原因等待供电; 2. 检查并接通电源; 3. 查明原因或进行调压; 4. 检查线路并修复,紧固接线端子; 5. 检查电机,修理或更换; 6. 更换电容器; 7. 修复或更换
风机旋转但风量较小或不出风	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电源电压不正常; 2. 风机旋转方向不对; 3. 出风口有堵塞物; 4. 空气过滤器堵塞; 5. 散热器积灰过多通道堵塞 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查原因并处理; 2. 改变接线,调整旋转方向; 3. 清除堵塞物; 4. 清洗空气过滤器; 5. 清除散热器表面积灰

(续表)

故障现象	故障原因	处理方法
盘管机组吹出的风不冷(或不热)	<ol style="list-style-type: none"> 1. 散热盘管内有空气积存; 2. 供水停止循环; 3. 供水、回水阀未打开; 4. 供、回水阀堵塞,水无法进入盘管内; 5. 散热盘管表面积灰过多,传热系数降低; 6. 室外(高温)空气量过多 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 排除盘管内空气; 2. 检查供水系统; 3. 打开供、回水阀; 4. 清除堵塞物或更换阀门; 5. 清除散热盘管表面积灰,提高盘管传热系数; 6. 调整新风量
冷风(热风)效果不良	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调节阀开度不够; 2. 盘管堵塞,通风不良; 3. 散热排管内部有空气; 4. 电源电压较低; 5. 空气过滤器堵塞; 6. 供冷(热)水不足; 7. 供水温度异常; 8. 风机反转; 9. 机组送、回风口有堵塞现象; 10. 前板安装不符合规定; 11. 气流组织不合理形成气流短路; 12. 室内送风分布不均匀; 13. 设备选用不合适(容量偏小) 14. 机组出风口与风管连接处漏风; 15. 温控调节旋钮指示值设定不当; 16. 房间密闭性较差 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调整调节阀开度; 2. 清扫盘管; 3. 设法排除盘管内部空气; 4. 检查其原因,设法排除; 5. 清洗空气过滤器; 6. 调节供水系统; 7. 调节供水温度使其在要求范围内; 8. 调整风机转向; 9. 清除机组送、回风口处障碍物; 10. 调整前板; 11. 设法消除气流短路现象; 12. 调整送风口百叶片角度; 13. 更换大容量风机盘管机组; 14. 检查并消除接口处漏风; 15. 正确设定温控值; 16. 避免门窗的频繁开启
关机后风扇不停	<ol style="list-style-type: none"> 1. 开关失灵; 2. 控制线路短路 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 修复或更换开关; 2. 检查线路,排除短路故障
有振动和杂音	<ol style="list-style-type: none"> 1. 机组安装不良; 2. 外壳安装不合适; 3. 风机固定螺钉松动; 4. 风路中有异物; 5. 风机、电机发生故障; 6. 风机叶片破损; 7. 送风口百叶片松动; 8. 盘管内有空气; 9. 盘管内水流速太大; 10. 水系统中有空气进入形成水锤; 11. 使用定流量阀时差压太大 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 重新调整,安装; 2. 对外壳固定螺钉进行检查、紧固; 3. 紧固风机固定螺钉; 4. 清除风路中的异物; 5. 对风机、电机进行检修或更换; 6. 更换风机叶片; 7. 紧固风口百叶片; 8. 排除空气; 9. 降低水流速; 10. 排除水系统中的空气; 11. 更换合适的阀
漏水	<ol style="list-style-type: none"> 1. 安装不良; 2. 接水盘倾斜; 3. 排水口堵塞; 4. 水管漏水; 5. 冷水管保温不好,凝结水从管上滴下; 6. 管接头密封垫破损而漏水; 7. 盘管机组排气阀未关闭 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 机组应水平安装; 2. 调整; 3. 清除排水口堵塞物; 4. 更换水管; 5. 对冷水管重新保温; 6. 更换接头处密封垫或管件; 7. 关闭排气阀
机壳外面结露	<ol style="list-style-type: none"> 1. 内部保温破损; 2. 机壳保温层损坏; 3. 冷风有泄漏; 4. 室内露点温度过高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 修补保温层; 2. 修补保温层; 3. 对泄漏处进行修补; 4. 对室内进行除湿处理
有异物吹出	<ol style="list-style-type: none"> 1. 由于腐蚀而造成风机叶片表面锈蚀; 2. 过滤器破损、劣化; 3. 保温材料破损、劣化; 4. 机组内灰尘太多 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更换风机叶片; 2. 更换空气过滤器; 3. 更换保温材料; 4. 清扫内部
漏电	电线有破损、漏电	修复线路

12 变风量空调系统的运行调节与管理

12.1 概 述

普通的集中式空调系统基本上均为定风量空调系统,即空调系统在全年的运行调节中,其送风量是固定不变的。而定风量空调系统中,其空调房间内的送风量又是按照房间内的最大热(冷)、湿负荷来确定的。但空调系统在全年的运行调节中,由于室外气象条件(如季节及天气的阴、晴、雨、雪)的变化,及空调房间内的条件(如工作人员、运转设备、电热设备及照明灯具的数量)的变化,都直接影响到空调房间内热(冷)、湿负荷的大小及变化,即空调系统在全年的运行调节中,除极少数的最高(设计)热(冷)、湿负荷天数外,绝大部分时间空调系统都将在系统的部分热(冷)湿负荷下运行[此时空调系统的热(冷)、湿负荷均小于空调系统的设计计算热(冷)、湿负荷]。对于定风量空调系统,在其系统的热(冷)、湿负荷小于设计计算的热(冷)、湿负荷时,在夏季则是依靠减小空调系统的送风温差,在冬季则是加大空调系统的送风温差,即提高送风温度来实现在空调房间送风量不变的条件下保证空调房间内所要求的空气温度和相对湿度相对稳定的。但在空调系统的运行中却浪费了一定的热(冷)量。

为了有效地节约空调系统在运行调节中所消耗的能量,人们便采用了变风量的空调运行调节方式。变风量空调系统是在保证送风参数(送风状态空气的干、湿球温

度)相对固定不变情况下,随着空调房间内热、湿负荷的变化,用改变送风量的方法来保证室内所要求的空气参数(主要是温度和相对湿度)不变。这样一方面可以减少空调系统处理空气所消耗的能量,同时也可减少空气输送设备(风机)运转时所消耗的电力。

我们知道,空调房间内的送风量是由公式:

$$L = \frac{Q_u}{\rho(h_N - h_0)} \times 3600 = \frac{Q_x}{c\rho(t_N - t_0)} \times 3600$$

式中 L ——送风量(m^3/h);

Q_u, Q_x ——空调房间内总全热量和总显热量;

h_N ——空调房间内空气热焓(kJ/kg);

h_0 ——送风空气的热焓(kJ/kg);

t_N ——空调房间内的温度($^{\circ}C$);

t_0 ——送风空气温度($^{\circ}C$);

c ——空气的定压比热, $c = 1.01 kJ/kg \cdot ^{\circ}C$;

ρ ——空气密度(kg/m^3);

来确定的。

在定风量空调系统中,为了适应空调房间内热负荷变化,只有改变送风温差 $\Delta t_0 = t_N - t_0$ 。而在变风量空调系统中, $\Delta t_0 =$ 定值,系统的送风量 $L =$ 变量。因此,我们可以用下面的关系式来表示定风量集中式空调系统与变风量集中式空调系统在运行调节方面的区别:

定风量系统	$\Delta t_0 =$ 变值	$L =$ 定值
变风量系统	$\Delta t_0 =$ 定值	$L =$ 变值

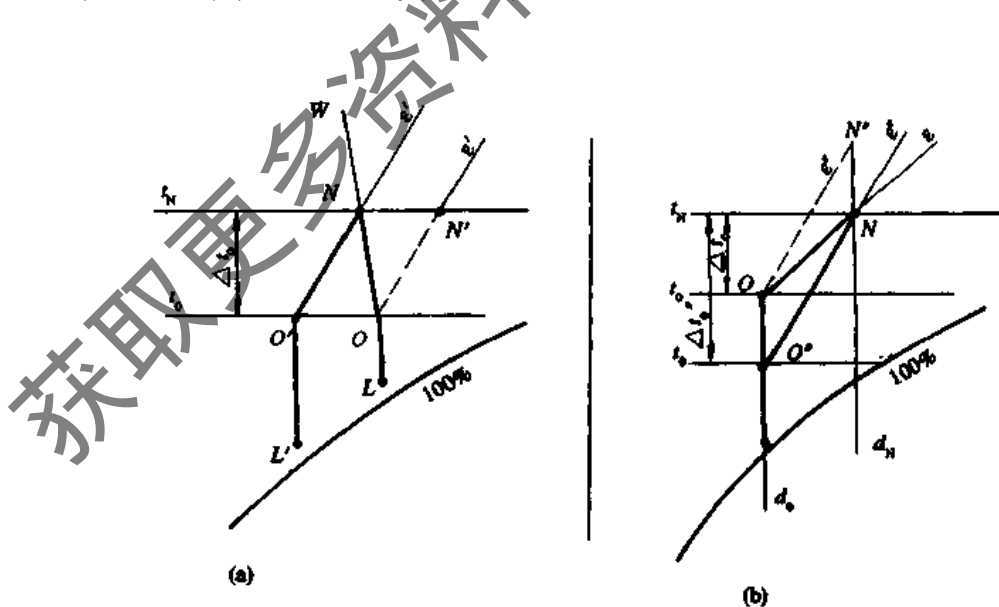


图 12-1 保持 Δt_0 或 d_0 不变而只改变风量的两种情况

如果设某一空调系统设计时所确定的空调房间的夏季显热负荷(即最大显热负荷)为 Q_x ,室内所要求的空气温度和相对湿度为 t_N 和 ϕ_N ,热湿比为 ϵ ,系统的送风温差为 Δt_0 ,如图12-1(a)所示。如果在空调系统运行的某一时间里,由于各种条件的变化,室内的显热负荷由 Q_x 变为 $Q'_x(Q'_x < Q_x)$,热湿比由 ϵ 变为 ϵ' 。此时系统在运行中,如果其送风温差 Δt_0 保持不变,而改变系统的送风量 L ,要保持原来的室内状态点仍不变,空调系统的送风状态点必须由 O 点移动到 O' 点,但如果送风状态点保持不变,只改变系统的送风量,室内的状态点将会由 N 变化到 N' 状态点。但在此时,尽管空调房间内的温度 t_N 仍保持不变,而房间内的相对湿度值 ϕ_N 则必将增大。

如果空调系统在运行中,室内的显热负荷由 Q_x 变化到 Q'_x ,热湿比也由原来的 ϵ 变化到 ϵ' ,减少系统的送风量,如送风状态点 O 保持不变,即 Δt_0 不变, $\Delta d = d_N - d_0$ 也不变,此时空调房间内的空气状态点将会由 N 移动到 N' 点。但如果将送风状态点由 O 移至 O' ,同时改变系统送风量 L ,此时室内状态点 N 才会保持不变,如图12-1(b)。

由上面的情况可知,单纯用变风量的方法在大多数情况下很难同时保证空调房间内所要求的温、湿度而保持不变。要想同时维持温、湿度两个参数不变,在改变送风量的同时,如保持原送风温差 Δt_0 不变,则必须降低空调系统的机器露点(如图12-1a由 L 移到 L' 点),方能满足保证房间温度、湿度不变的要求。如果保持系统的送风含湿量不变(即 d_0 不变),则必须减少处理空气的再热量。

因此,当空调房间内只有一个空气状态参数,如温度(或相对湿度)要求相对稳定,另一个空气状态参数,如相对湿度(或温度)允许有较大的波动时,采用变风量调节的方式是比较适宜的,否则,必须同时采用其他的辅助方法来进行调节。

常采用的辅助方法是:

变风量控制室内温度时,采用变露点控制室内相对湿度;

变风量控制室内相对湿度,采用再热量调节室内温度。

变风量空调系统的特点:

(1) 在变风量空调系统中,由于系统的送风量和所选用的设备是按照瞬时各房间所需风量之和确定的,考虑了系统的同时负荷率。因空调设备提供的冷量能自动地随着空调房间内的负荷变化而变化,所以设备容量和风道的尺寸也小,也就是说其一次投资费用低。

(2) 由于全年性空调房间大部分时间系统在部分负荷情况下工作,在采用变风量的系统中,在末端装置的作用下,改变空调房间内的送风量,控制系统的静压,调节风机的总风量,因此风机运转的总能耗将会大为减少,从而可以降低空调系统的年运行费用。如在南方地区,典型办公楼每年可节电 $40 \sim 50 \text{ kWh/m}^2$,在全年的运行中,春、夏、秋、冬可分别减少34%、25%、42%和44%的处理风量,系统能耗比定风量系统减少20%~30%。

(3) 由于空调房间的热负荷减少时,减少了系统的

送风量,从而减少了处理空气所消耗的冷(热)量,既可以消除处理空气的冷热的抵消,又可以减少双风管空调系统中的冷、热风混合的损失。

(4) 空气处理设备便于集中,新风量容易得到保证。

(5) 便于与热回收系统及热泵系统结合。

(6) 当房间送风量过小时,室内的气流组织会受到一定影响。

(7) 对于散湿大的空调房间,室内的相对湿度不易控制。

(8) 风量过小时,新风量不易保证。

12.2 变风量空调系统的分类

为了适应空调房间内负荷的变化以及对室内温、湿度的不同要求,常用的变风量空调系统有以下几种:

12.2.1 单风道简易变风量系统(包括节流型和旁通型)

这是变风量系统中最简单的一种。这种变风量空调系统中只有一条送风管道,通过变风量末端装置及送风口向房间内送风,送风量的大小是根据室内热、湿负荷的大小,由室温调节器进行调节,以保证室内空气温度(或相对湿度)在要求范围内。

这样的系统对系统中的各个房间来讲,只能同时加热或同时冷却,而无法在同一时期内对有的房间空气进行加热而对另一部分房间空气进行冷却。此外,当显热负荷减少时,室内相对湿度也不易控制。因而这种系统只适用于室内负荷比较稳定,玻璃窗的负荷比例较小,室内相对湿度无严格要求的场合。节流型的单风道变风量系统的房间风量和系统风量均可改变,在大型系统中能节约较多的能量。此种系统设置有系统的静压控制和送、回风机的平衡控制,对室温、室内最大风量和最小风量的控制由末端装置来完成。

旁通型的单风道系统只改变房间的风量,多余风量直接排放在吊顶空间或回风道中,整个系统风量不变,因此只有变风量末端装置通过室温调节器来控制其进入房间的风量外,不存在系统的静压控制和送、回风机的平衡控制,因此也不存在风机的运行电力节约且系统的处理空气量不变。

12.2.2 周边热水采暖和变风量的组合系统

变风量系统可以是简单的单风道系统,主要用于夏季冷却。为了补偿负荷变化,可利用冬季使用的周边热水供暖系统在夏季运行。这样,当室内负荷减少时就可自动或手动开启暖气阀向室内补充热量;同时也可满足有的房间需要加热,有的房间要冷却的复杂负荷的要求,最小风量和室内相对湿度也得到了相应控制。这种系统的设备费和运行费都很低,而造成的空气条件则比较令人满意。

12.2.3 周边定风量和内区变风量的组合系统

这种系统的功能与上述的周边热水供暖变风量组合

系统相似。只是用一套定风量系统补偿温差传热和太阳辐射负荷；内区用一套变风量系统，消除灯具、人和设备负荷。

周边定风量系统可用一般再热系统、风机盘管或再热器等，也有的从内区变风量系统接一支风道并装再热器，用来补偿周边变化的负荷。用这种方法供值班供暖使用时要开启系统全部风机，增加运行费用。应用较多的是设置单独风机的周边定风量系统，定风量系统一般不补充新风。如果房间照明设备较多，也可用照明热量来补偿周边的热损失。周边系统一般不由室温控制，周边系统的送风温度仅根据室外温度由补偿温度调节器或温差调节器控制。

12.2.4 再热式或双风道变风量系统

当房间送风量随负荷的减小而达到最小风量时，就开再热器或热风阀向房间补充热量。这种系统适应负荷变化的能力很强，适用于负荷变化幅度大或要求同时有的房间加热有的房间冷却的场合。由于负荷得到补偿，最小风量得到控制，室内相对湿度也保持在较好的水平上。

双风道变风量末端装置比较复杂，再热式单风道变风量末端装置一般是在变风量末端装置的出口端设一再热器，与末端装置做成一个整体，构造也较复杂；另外还需敷设热水管或增加一条风道，设备费和运行费都较高，只有要求较高的地方才用。

12.2.5 有单区定风量的变风量系统

在大型的变风量系统中，有少数房间人员集中，要求保持固定的新风，但同时又要求用变风量的方法控制室温，这样就须采用有单区定风量的变风量系统。

这种系统可利用吊顶内的热风加热房间，由变风量

系统送来的一次风经压力调节器控制，以不变的风量通过诱导器，吊顶内的热空气作为二次风被吸入，并与一次风混合后一并送入室内，由室温调节器控制二次风量，以保持要求的室温。由于控制室温不需附加热源，运行费用较低。

12.2.6 室内设置热水采暖的变风量系统

我们知道，空调房间的热负荷包括两部分，一部分为由于室内外温差而通过墙体、屋顶、门窗、地板引起的传热热负荷和由于太阳的辐射热通过玻璃窗而引起的热负荷（称为建筑热负荷），另一部分则为由于室内工作人员、照明、运转设备及其他发热设备而引起的热负荷（称室内热负荷）。

对于变风量空调系统，夏季送风主要是为了消除上述两部分热负荷之和，而要满足室内温、湿度的要求，系统的送风温度（即送风温差）不变，由于室内的最大送风量是按最大热负荷确定的，当房间热负荷为最小时，为了满足室内的卫生要求而控制送入室内的最小风量。由于室内外条件的变化，即上述两项热负荷之和在最大和最小之间变化，则由系统的风量调节机构和末端装置在室温调节器的控制下使房间的送风量也在最大和最小之间变化，以满足室内温、湿度的要求。

而在冬季运行时，系统的送风温度在恒定前提下，其送风量主要是为了消除室内负荷，而建筑热负荷则由热水采暖系统来承担。此时，当室内热负荷为最大时，其送风量也为最大；当室内热负荷为最小时，保持房间的最小送风量，以满足室内对温度的要求。因此，冬季运行时，空调房间内的送风量大小与室外气象条件变化无关，而只由室内条件来决定。

常用的几种变风量空调系统的原理及空气处理过程如图 12-2~图 12-9 所示。

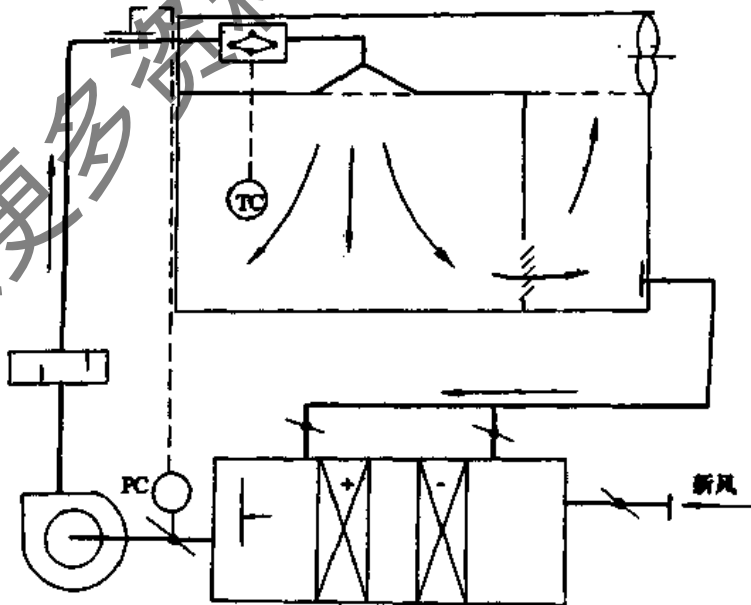


图 12-2 单风机单风道节流型变风量空调系统原理

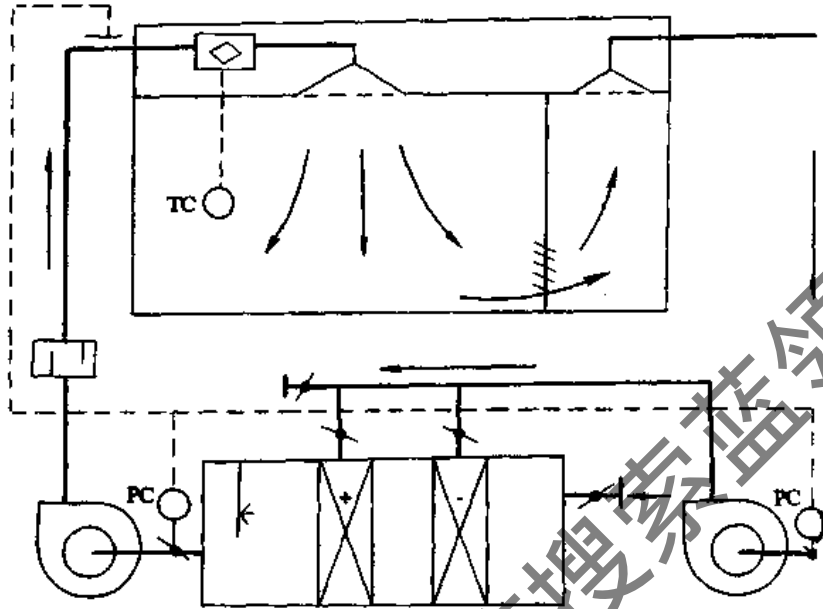


图 12-3 双风机单风道节流型变风量空调系统原理

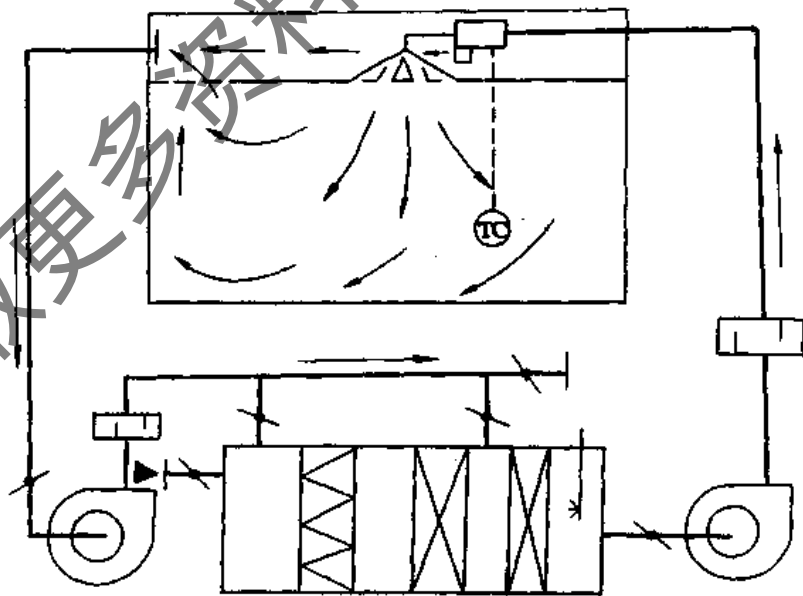


图 12-4 双风机单风道旁通型变风量空调系统原理

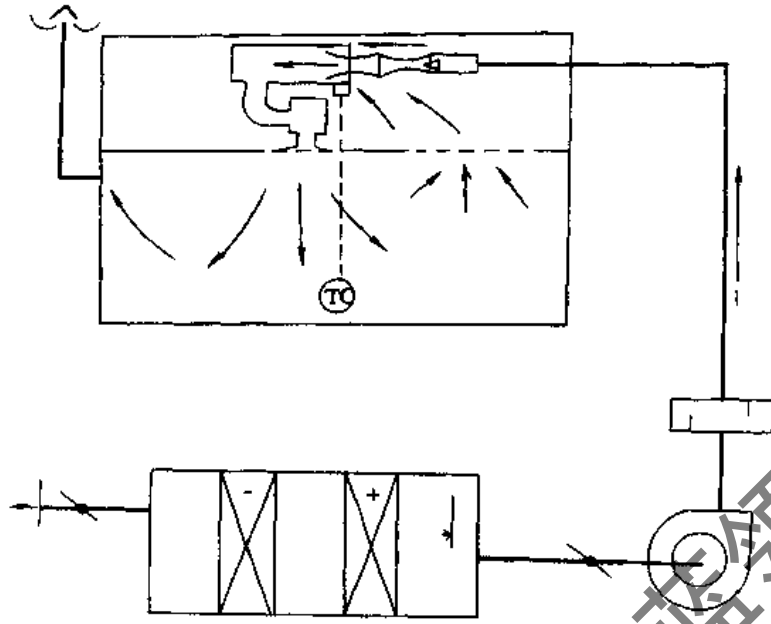


图 12-5 单风机单风道诱导型变风量空调系统原理

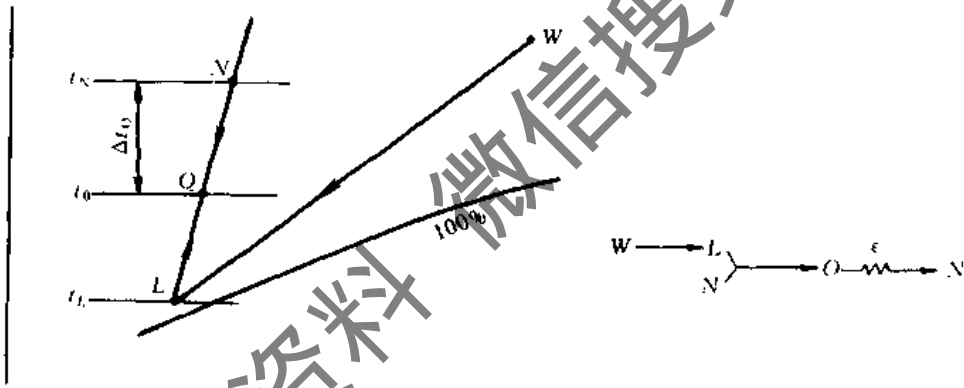


图 12-6 单风机单风道诱导型变风量空调系统空气处理过程

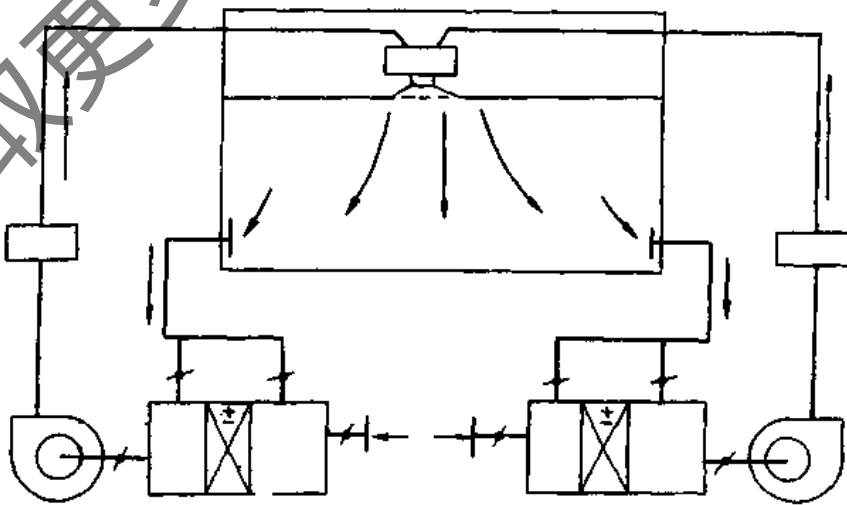


图 12-7 双风机空气分别处理的双风道可变风量空调系统原理

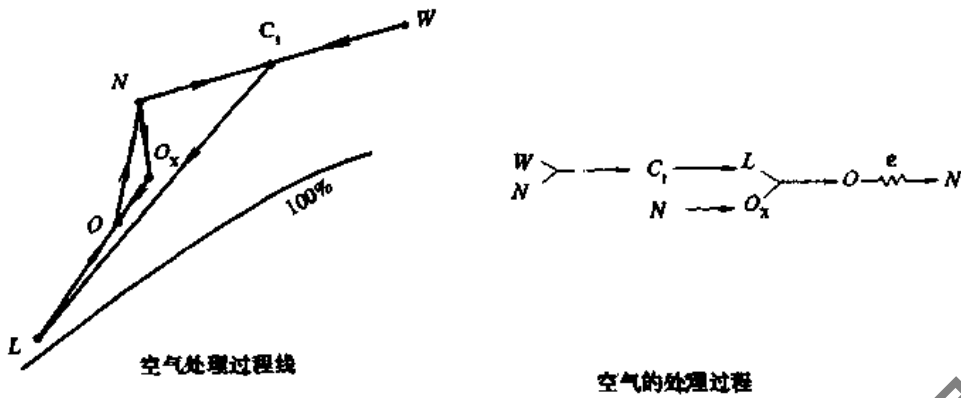


图 12-8 双风机空气分别处理双风道可变风量空调系统空气处理过程

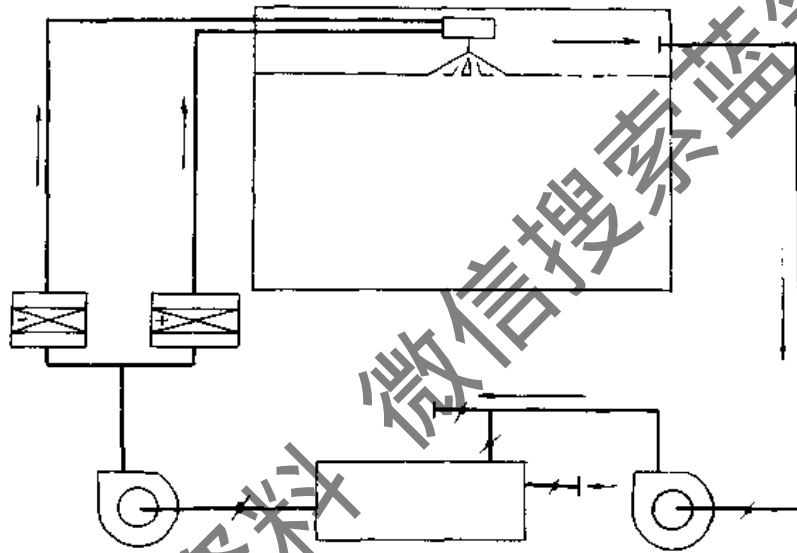


图 12-9 双风机双风道变风量空调系统原理

12.3 变风量末端装置

变风量空调系统的主要组成:

变风量空调系统主要组成有:被调房间,空气(热、湿及净化)处理室,送、回风机,变风量末端装置,送、回风管道,送、回风管道内静压控制及室内静压控制装置,风机的调速装置等。

由于变风量空调系统中,根据空调房间内热、湿负荷的变化由变风量末端装置通过控制系统的作用来改变送入房间的风量以实现空调房间内温度(或相对湿度)是相对稳定的,因此变风量末端装置在变风量空调系统中起着重要的作用。一个变风量空调系统运行性能的好坏,在某种程度上取决于末端装置质量的优劣。

12.3.1 变风量末端装置的主要功能

变风量末端装置的主要功能为:

(1) 根据空调房间内温度的变化,接受温度控制器

发出的指令,自动改变送入房间的风量。

(2) 当系统送风管道内的静压力升高时,自动保持房间的送风量不超过设计的最大风量。

(3) 当送入空调房间内的空气量减少时,能保持房间原来的气流组织形式。

(4) 当空调房间内的热(湿)负荷减少时,能控制送入房间内的最小风量,以满足最小新风量的要求。

(5) 必要时可以完全关闭。

12.3.2 变风量末端装置的种类

目前在变风量空调系统所使用的变风量末端装置的品种不少,但从改变风量的方式来看,不外乎节流型和旁通型两大类,一般为节流型居多,因节流型可节省较多的能量,而旁通型应用较少,仅用于较小的系统中。从末端装置所使用的能源来分,有电动式、气动式及以空调空气本身驱动执行器三类。按控制最大风量的方法有机械型自身平衡的最大风量控制和以压力或压差调节器组成的最大风量控制等。

1. 节流型变风量末端装置

节流型变风量末端装置主要是通过改变空气流的通道截面面积来改变通过变风量末端装置的风量,由这种末端装置构成的变风量系统称为节流型变风量系统。

节流型变风量末端装置一般能满足下述要求:能根据负荷变化自动调节风量;能防止系统中因其余风口进行风量调节而导致的管道内静压变化而引起风量的重新分配;能避免风口节流时产生的噪声及对室内气流分布产生不利的噪声。

节流型变风量末端装置有:

(1) 文氏管型变风量末端装置,见图 12-10。

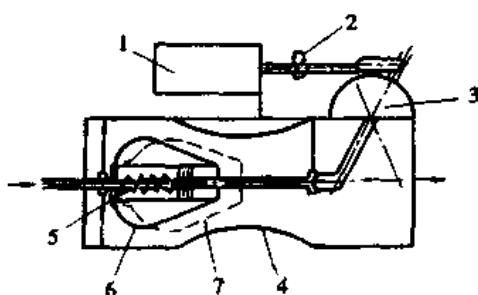


图 12-10 节流型变风量装置(文氏管型)

1-执行机构;2-限位器;3-刻度盘;4-文氏管;
5-压力补偿弹簧;6-锥体;7-定流量控制和压力补偿时的位置

文氏管型变风量末端装置是一种典型的节流型变风量末端装置。该装置有一个呈文氏管型的筒体,内部有带弹簧的锥体可在其中移动。当室内负荷发生变化时,由室内温度调节器控制的电动或气动执行机构将带动锥体中心的阀杆使锥体在文氏管内移动,从而改变锥体与文氏管中间环形面积的大小,因而能改变通过该装置的风量。此外,这种装置还有一个定风量机构,使得风道内

的静压变化不致于影响该装置的送风量。这种定风量功能是由锥体内弹簧来完成的。如果装置上游静压增大,此压力将克服弹簧力使锥体向右移动,减少空气的流通面积,增加空气流通时的阻力,从而维持了原来要求的风量不变。装置上游静压减少时,弹簧作用使锥体向左移动,增加空气的流通面积,减少空气流通时的阻力,因而也维持了原来要求的风量不变。当风道静压在一定范围内变化时,任何节流型变风量末端装置都具备这种特性。

(2) 条缝型变风量末端装置,见图 12-11。

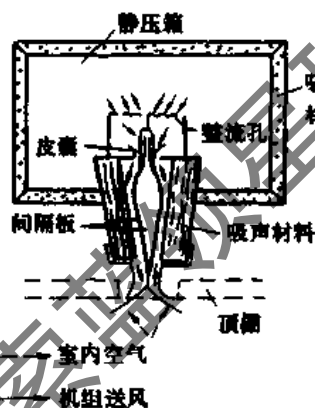


图 12-11 节流型变风量装置
(条缝送风型)

该型变风量末端装置的送风口呈条缝形,并可以多个串联在一起使用,送风气流贴附于顶棚,即使风量减少时也不会下落。它的变风量和定风量是靠橡皮囊来完成的。室内负荷减少时,室内温度调节器的作用结果使皮囊充气膨胀,减少了空气的流通截面,达到变风量的目的。另外,皮囊的膨胀与收缩也受静压箱内压力的控制,达到定风量的目的。

(3) D-S 系列变风量末端装置,见图 12-12。

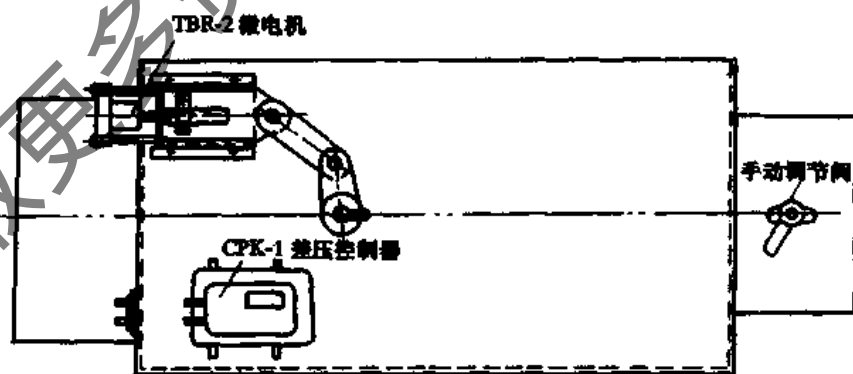


图 12-12 D-S型末端设备构造简图

该装置具有室内温度控制及最大风量控制功能。它由箱体、执行器及微压差控制器三部分组成。

箱体由 0.7~1.0mm 镀锌钢板制成,内贴多孔软泡沫塑料。入口处设一多孔分配板以平均分配风量。供调节风量的蝶阀的轴伸到侧壁的外边,以便与传动机构相连。在入口处设两根测压管,分别供检测静压和全压之

用。测压管的另一端伸出箱体外面,与微差压控制器的上、下腔相连。

执行器由 TBR-2 型电动机及传动机构组成。由电动机输出的转矩经过丝杠,变转动为往复运动,再经滑块、导槽及连杆与蝶阀轴相连,推动蝶阀向正、反两个方向转动,完成调节风量的作用。

CPK-1 型微差压控制器接受测压管的压差或压力信号,控制微电动机的转动方向,以维持房间风量不超过设计的最大风量。

CPK-1 型微差压控制器其作用原理及构造从图 12-13 中可以看出,当差压信号由接管输入到由膜片 2 分隔

的上、下腔时,膜片在差压作用下,与给定螺杆 3 及杠杆组 8 的力建立平衡,如达到了给定值,膜片通过杠杆推动开关按棒,使常闭接点释放,常开接点闭合,因而改变了执行电动机的转动方向,完成了控制动作。

CPK-1 微压差控制器的主要技术性能:

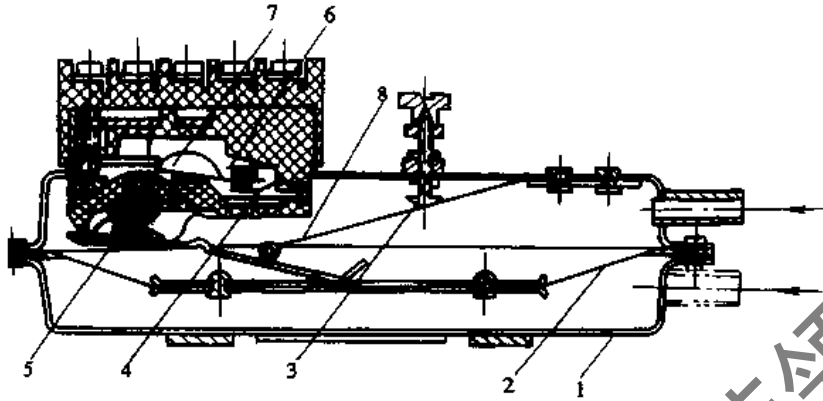


图 12-13 CPK-1 型微差压控制器剖面图

1-外壳;2-膜片;3-调节螺杆;4-下接点;5-开关按棒;6-上接点;
7-公用接点;8-杠杆组

- 1) 压差调节范围:1~38mmH₂O。
 - 2) 动作误差:当压差为 1mmH₂O 时,动作误差为 ±0.1mmH₂O;当压差为 38mmH₂O 时,动作误差为 ±1mmH₂O。
 - 3) 微动开关触头容量:24VA,工作电压 ≤ 220V,开关寿命 30 万次。
 - 4) 垂直安装,倾斜角:15°。
- 生产厂:武汉江新仪表厂。
TBR-2 电动机的工作原理见图 12-14。

表 12-1 TBR-2 电动机主要性能

额定电压 (V)	频率 (Hz)	输入功率 (VA)	起动转矩 (g·cm)	最大转矩 (g·cm)	转数 (r/min)	减速比	重量 (g)
220	50	30	700	700	2	1:1500	440

注:TBR-2 电动机由上海微电机厂生产。

D-S 系列变风量末端装置主要规格及性能,尺寸见表 12-2。

表 12-2 D-S 系列变风量末端装置主要性能及尺寸

尺寸及性能	规格					
	D-S-1	D-S-2	D-S-3	D-S-4	D-S-5	D-S-6
长(mm)	600	600	600	600	600	600
宽(mm)	300	300	300	400	400	400
高(mm)	200	220	250	280	300	320
入口直径 (mm)	150	175	200	225	250	275
出口直径 (mm)	150	150	150	200	200	200
风量(m ³ /h)	440	600	800	1000	1240	1500

注:入口风速以 7m/s 计。

D-S-6 型变风量末端装置(按条形散流器)的声功率级如表 12-3。

表 12-3 D-S-6 型变风量末端装置(按条形散流器)的声功率级

入口静压 (mmH ₂ O)	风量 (m ³ /h)	倍频程声功率级 (dB)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
23.4	1390	55.8	56.8	49.8	43.5	44.7	43.4	34.7	30.5

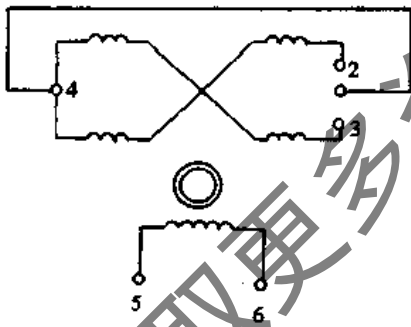


图 12-14 TBR-2 电动机工作原理图

1-空位;2-逆时针(面对输出轴)接点;3-顺时针(面对输出轴)接点;4-接点的公共端(控制端);5、6-接 220V 交流电源

TBR-2 电动机的主要性能见表 12-1。

(续表)

入口静压 (mmH ₂ O)	风量 (m ³ /h)	倍频程声功率级(dB)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
20.4	1230	59.0	56.6	49.2	43.0	45.6	43.6	34.0	23.4
13.9	1050	53.2	53.0	44.1	38.8	41.5	36.9	22.5	13.9
5.6	600	40.2	40.2	37.0	28.2	27.4	16.8	14.1	12.6

(4) BBF 系列变风量末端装置。BBF 系列变风量装置是由原航空工业部第四规划设计研究院在 80 年代初研制的一种带有定风量机构的变风量末端装置。其主要特点为:

- 1) 调节性能好,风量调整范围大,最大最小风量的限制可以根据需要任意整定。
- 2) 具有机械式定风量机构,当静压波动时(装置前后压差在 20~100mmH₂O 范围内)具有良好的风量稳定性。
- 3) 壳体由铝板制作,阀芯由异型铝材组装成菱形,因此具有结构简单,组装方便,动作灵活,密封性好,涡流

损失小,重量轻,耐腐蚀等特点。

4) 由于该末端装置高度不变,制作阀芯只需一组专用模具,因此便于系列化生产。

5) 控制部分由于采用热敏电阻作为热敏感元件,灵敏度高,调节器兼有比例和位式两种特性,当小偏差信号时,按比例调节,当大偏差信号时,按位式调节,因而调节精度较高,调节速度快。

6) 调节器执行机构与阀组成一个整体,有结构紧凑的特点。

BBF 系列变风量末端装置构造见图 12-15。

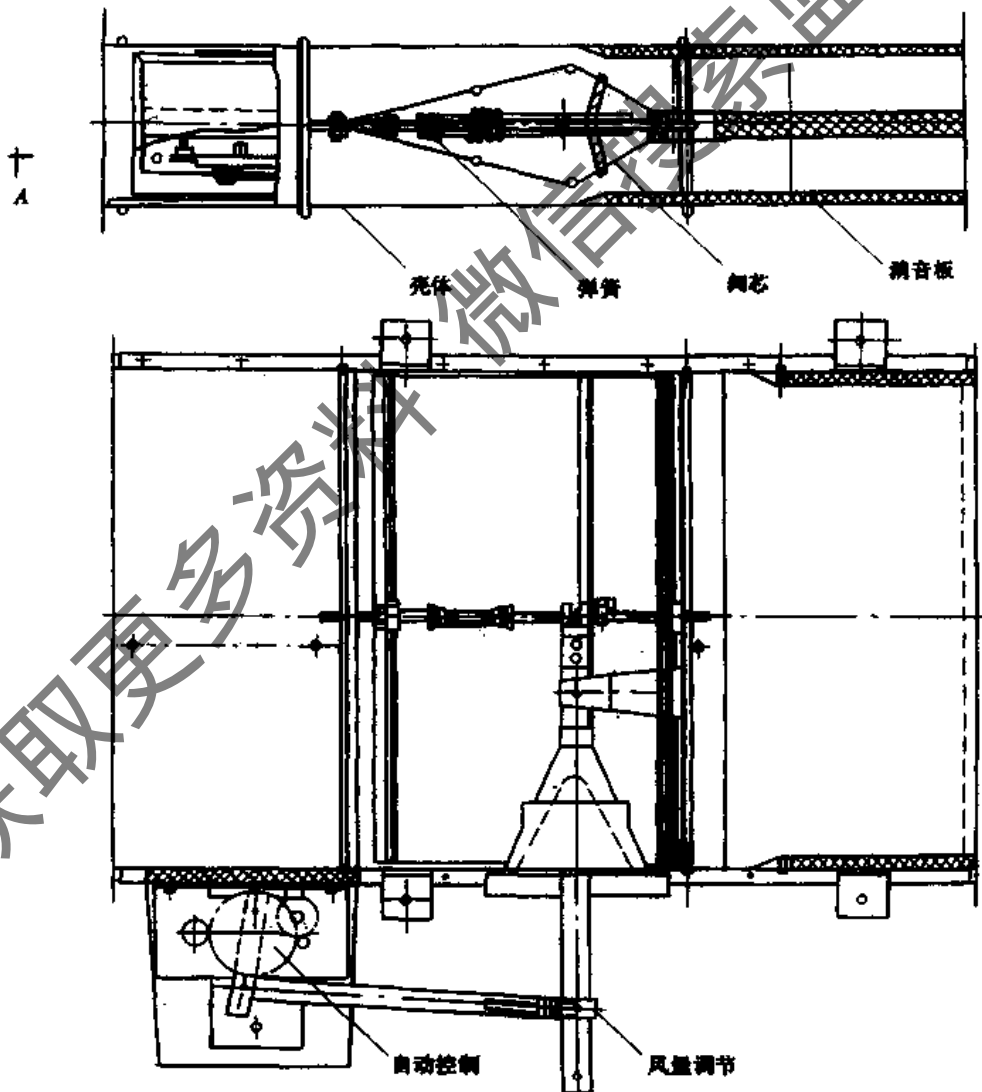


图 12-15 BBF 变风量末端装置结构图

其主要组成部分为：

- 1) 壳体：由铝板加工而成。
- 2) 阀芯：由异形铝材组装成菱形。
- 3) 风量调节：由调节杆、风量调节盘组成。
- 4) 消音：节流后侧和中间整流隔板贴有 10mm 厚泡沫塑料。
- 5) 弹簧组件：由强弱两组弹簧组装而成，起定风量作用。
- 6) 自动控制：由温度自动检测和自动调节两部分组成。

BBF 变风量末端装置的主要性能及外形尺寸见表 12-4。

表 12-4 BBF 变风量末端装置主要性能及外形尺寸

型号	长×宽×高(mm)	风量(m ³ /h)	重量(kg)
BBF-250	680×250×155	440~1100	8
BBF-500	850×500×155	1000~2500	13
BBF-750	850×750×155	1400~3500	16

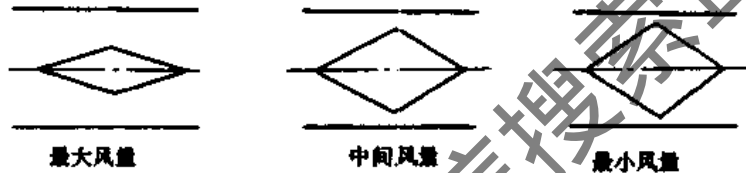


图 12-16 不同风量时的阀芯位置

BBF 系列变风量末端装置风量、风速及最小静压差见表 12-5。

表 12-5 BBF 系列变风量末端装置风量、风速及最小静压差

型号	风量(m ³ /h)	入口风速(m/s)	最小压差(mmH ₂ O)
BBF-250	800	5.5	≈16
	1000	7.0	
	1200	8.5	
BBF-500	2000	7.0	≈17
	2400	8.5	
	2800	10.0	
BBF-750	2400	5.5	≈10
	3000	7.0	
	3600	8.0	

BBF 系列变风量末端装置的自动控制是由室温自动控制器(以下称控制器)完成的,它的作用是根据室温给定和室温检测的温差来指挥末端装置动作,从而达到室温自动调节的目的。

自动检测部分包括:室温检测环节、室温给定环节、冬夏转换开关。

室温自动调节部分包括:电桥输入环节、信号放大环节、校正环节、功率输出环节、电动执行器、交、直流电源。

定风量特性:当末端装置前后静压差在 20~100mmH₂O 范围内时,对整定的风量变化范围在 7% 以内。

控制形式:电子式,兼有比例和位式两种调节特性。

调节性能:灵敏度≤0.05℃,调节精度≤1.0℃。

供电电源:交流电压 220±10%V,频率 50Hz,功率≤12W。

全行程驱动时间:2min/90°。

BBF 变风量装置的定风量原理:

该变风量末端装置除具有变风量的功能外,还具有定风量的特性。变风量是靠调节杆的移动带动菱形阀芯的阀片开大或缩小来完成的。图 12-16 为菱形阀芯在不同风量时的位置。

定风量特性主要是靠菱形阀中的弹簧来保证的。当风道的静压升高时,装置前侧静压也随之升高,从而末端装置两端压差加大,弹簧被压缩,菱形阀芯向外扩大,虽然风道静压升高,流速增加,但由于流通面积变小而使通过末端装置的风量保持不变。

BBF 系列变风量末端装置的自动控制:

该末端装置的自动控制方框图如图 12-17 所示。

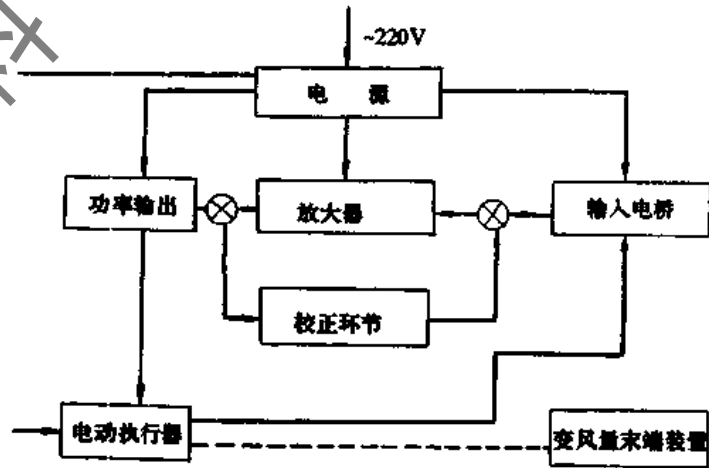


图 12-17 自动控制框图

其原理如图 12-18。

BBF 系列变风量末端装置的控制系统的输入环节是一平衡电桥。室温检测元件是一热敏电阻,它是平衡电桥的一个臂。当热敏电阻元件呈现的电阻值与室温给定桥臂的阻值相等时,输入电桥平衡,系统无输入信号,放大器及功率输出环节均没有输出,电动执行器处于静止状态,末端装置不进行调节。当室温变化使热敏元件呈现的电阻值与室温给定桥臂阻值不等时,电桥失去平衡,

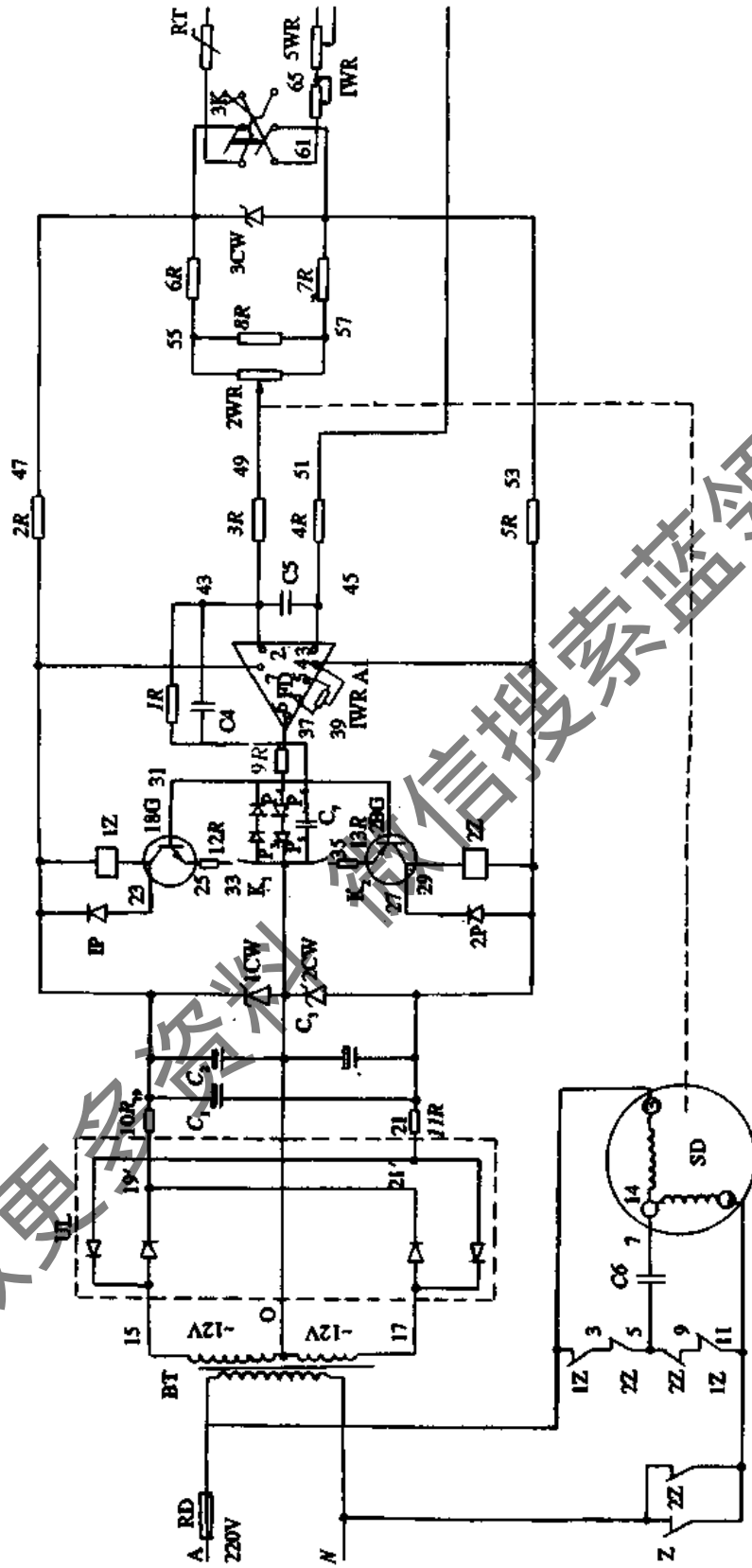


图 12-18 BBF 变风量末端装置原理图

获取更多资料 请访问 蓝领星球

电桥有输出信号,通过放大器将信号放大,推动功率输出环节和电动执行器工作,带动变风量末端装置阀门开大或关小,从而改变进入房间的风量,使室温逐渐恢复到设定值。当室温恢复到设定值时,输入电桥又重新处于平衡状态,整个控制系统处于停止工作状态,变风量末端装置的阀位处于某一状态,因而达到了自动调节室温的目的。

(5) 侧送风变风量末端装置。我们前面介绍的四种变风量末端装置,由于其出风口断面是固定的,因而在风量改变时,出风口的气流速度也是变化的,如果用于侧送的空调房间时,由于在某一负荷使末端装置的送风量为最小值时,则出口处气流也将会达到最小值,这时由于射流速度的减小,射程变短,造成室内温度、速度分布不均及“吹风”感。因主要的外围负荷均发生在侧送风口的对面,如果气流射程缩短,将造成对面气流的停滞区,使人感到闷热,影响了使用效果。因此前面四种变风量末端装置只适用于散流下送方式而不适用于侧送的系统内。

原航天部第七设计研究院在 20 世纪 80 年代初设计了一种专门用于侧送变风量末端装置。此种装置简图如图 12-19。

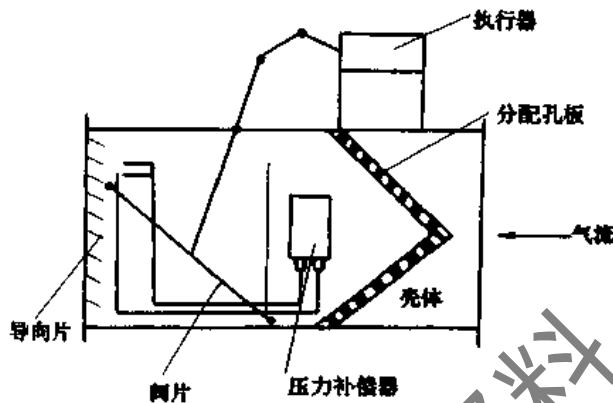


图 12-19 侧送变断面变风量末端装置

由流体力学原理可知:当流通断面前压力一定时,通过一定流通断面的流体的流量与其流速成正比。普通的变风量送风口其流通断面是固定不变的。当风量减少时,送风口处的出口风速也就相应地降低,气流的射程也随着减少。相反,如果随着流量的减少,送风口的出口面积也相应地减少,则出口速度就有可能保持在一定或少量变化的范围内,从而保持了气流的射程。侧送变断面变风量末端装置就是根据这一原理而制成的。

侧送变断面变风量末端装置简单构造图见图 12-19。它是在镀锌薄钢板的壳体内设有一枚可转动的叶片——阀片,其开关由室内温度控制器通过执行器来完成。为防止末端装置入口静压变高,装有最大风量控制器。执行器由磁滞微型电动机,连杆及支架组成。

当室内负荷减少时,室内恒温器控制阀片向关小(减小开启角 α) 旋转,减少了流通断面,保持出口风速以达到应有的气流射程。

使用此种变风量末端装置,在同侧“上送上回”的气流组织形式与“上送下回”的气流组织形式同样能满足温度和速度的分布均匀性。但采用“上送上回”的气流组织

形式时,回风口与送风口的距离应大于回风口的宽度,回风速度应小于送风速度的一半以防止气流的“短路”现象。

2. 旁通型变风量末端装置

当房间的负荷减少时,只将一部分风量送入室内,而其余部分则由旁通通路返回的变风量末端装置称为旁通型变风量末端装置。图 12-20 为此种装置。

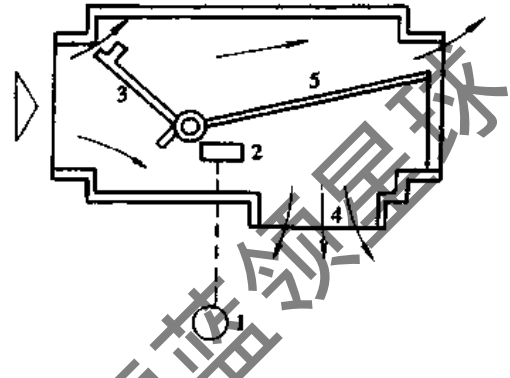


图 12-20 旁通型变风量末端装置

1-室内温度控制器;2-执行器;3-调节阀;
4-(主风管)送风口;5-旁通风道

由图可知,箱体内分设气流的主通道 4 和旁通通道 5,中间设调节阀 3。运行时,由室温控制器 1 发出指令,由执行器 2 推动调节阀 3 动作,使气流主通道和旁通通道的截面积反向调整。使进入室内和通过旁通返回空气处理机组的空气量发生变化,以达到调节室内空气温度的目的。

3. 诱导型变风量末端装置

一般诱导型末端装置安装在顶棚内,由一次风高速诱导由室内进入顶棚内的二次空气,经过混合后进入室内。诱导型末端装置有两种,一种是一次风和二次风同时调节,室内负荷最大时,二次风侧阀门全关,进入室内的全部为一次风;随着负荷减小,打开二次风门,并改变一次风和二次风的混合比来改变混合风温度(即送风温度)来维持室内要求的温度,如图 12-21 所示。另一种采用在一次风口装定风量机构,随着室内负荷的减小,逐渐开大二次风门,以改变送风温度,如图 12-22 所示。

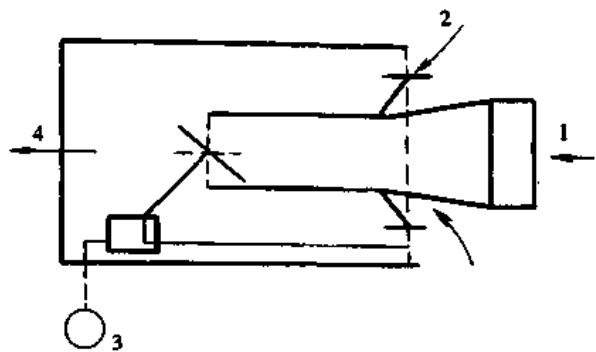


图 12-21 诱导型变风量末端装置(一)

1-一次风;2-二次风;3-室温调节器;4-混合空气

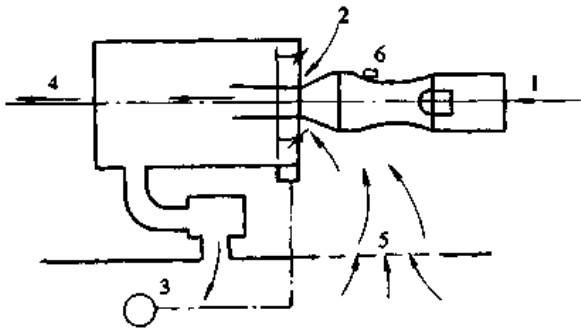


图 12-22 诱导型变风量末端装置(二)
1-一次风;2-二次风;3-温度调节器;4-混合空气;5-顶棚二次风口;6-定风量装置

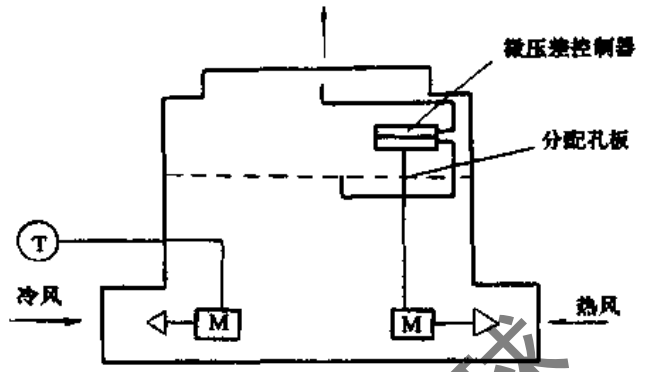


图 12-24 双风道变风量末端设备之二

4. 双风道变风量末端装置

由于单风道变风量空调系统存在一个问题,依靠自身而无法解决,即当由于室内负荷的变化,送风量已经变到最小值后,还不能满足室内温度调节的需要,出现房间内温度过低或过高的现象,为了解决发生此种情况,采用双风道变风量空调系统。在双风道变风量空调系统中,其末端装置采用专用的双风道变风量末端装置。这种变风量末端装置原理如图 12-23。该装置中有一个双风量调节器,当房间送风量变到最小值后,随着室内负荷的继续降低,它可以在室温调节器的控制下,逐渐加大热(冷)风混合比例,以保证室内温度的相对恒定。

(1) 双风道变风量末端装置有三种形式。图 12-23 为用机械型的最大风量控制器组成的双风道变风量末端装置,有冷风道和热风道分别接入箱体,设一混合阀用以改变冷热风量的比例,在箱体内装有气动控制器,另设一台风量调节器。

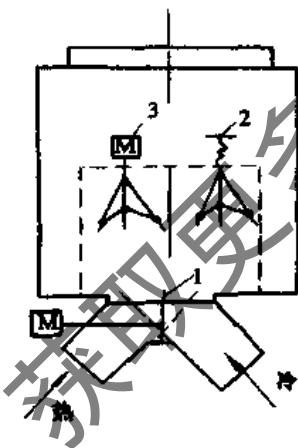


图 12-23 双风道变风量末端设备之一
1-混合阀;2-定风量调节器;
3-变风量调节器

(2) 图 12-24 为用微压差控制器组成的双风道变风量末端装置。冷、热风阀分别受室内温度调节器及微压差控制器控制。夏季工况,热风阀全关。当室内负荷下降后,冷风阀关到某一位置,由微压差控制器启动热风阀,使室内的温度、风量均可维持在要求的范围。执行器

采用 TBR-2 微型电动机,CPK-1 微压差控制器可供控制最小风量用。但这种装置却无法控制最大风量。

(3) 利用两台单风道变风量末端装置组成的双风道变风量末端装置,如图 12-25。

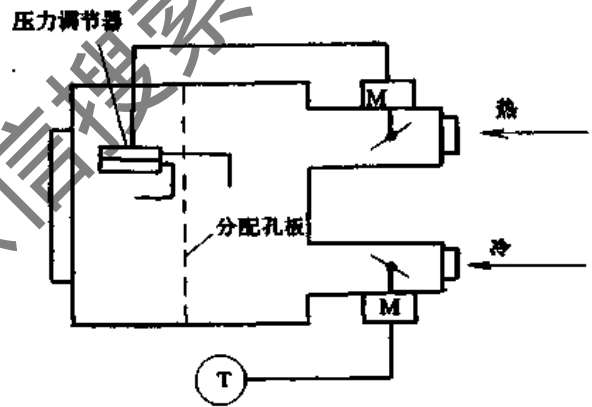


图 12-25 双风道变风量末端设备之三

冷风阀和热风阀分别由 D-S 系列单风道变风量末端装置代用。并均与混合箱相连,箱内也设有阻力分配孔板以产生压力降,以供 CPK-1 检测,控制方法同(2)。

5. BDM“顶送”系列变风量末端装置

BDM 系列末端装置通常制成压力相关型和压力无关型的和微电脑控制的。

该系列末端装置由箱体、风阀及控制设备组成。箱体的外壳由镀锌钢板制成,内壁粘贴保温吸声材料。空气的入口处设有一折形多孔空气分配板,使空气均匀地进入箱内。用于调节风量的风阀置于分配板后方,带动风阀转动的轴伸出箱体外,以供与执行器相连。风阀执行器、微压差控制器(用于压力无关型的末端装置)及电源变压器均置于箱体的侧壁。压力无关型的末端装置在空气的入口处装有全压和静压测管各一支。恒温器装在室内,由导线与执行器相连,用于控制风阀的开度,以维持空调房间温度的恒定。

BDM 系列变风量末端装置外形尺寸及性能见表 12-6 及图 12-26。

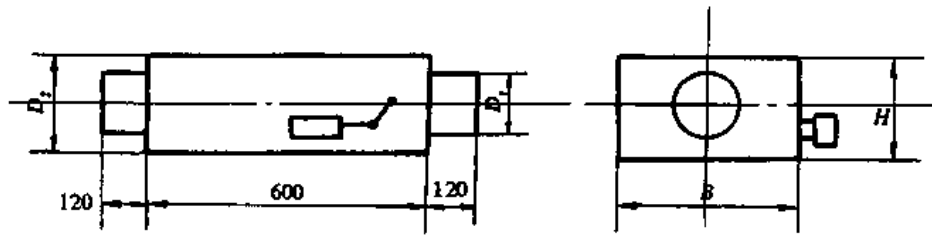


图 12-26 BDM 末端装置外形尺寸图

表 12-6 BDM 系列变风量末端装置(顶区)

规格	额定风量 (m ³ /h)	外形尺寸 (mm)				重量 (kg)
		B	H	D1	D2	
BDM-1	400	340	200	φ150	φ100×2 φ150×1	11
BDM-2	600	340	220	φ180	φ120×2 φ180×1	14
BDM-3	800	340	260	φ200	φ150×2 φ200×1	17
BDM-4	1000	400	280	φ220	φ180×2 φ220×1	20
BDM-5	1200	460	300	φ250	φ200×2 φ250×1	23
BDM-6	1400	520	320	φ300	φ220×2 φ300×1	26

注: 1. 额定风量下其阻力 < 200Pa。
2. D1 为空气入口接管一个, D2 为空气出口接管, 根据出风口要求可采用一个或两个。

6. BCM 系列侧送变风量末端装置

BCM 侧送系列变风量末端装置具有在风量减少时, 气流射程可基本保持不变的功能。它采用变风量的箱体与风口一体化的方案。箱体的构造与控制方式与 BDM 顶送系列相同, 送风口采用铝合金活动百叶风口, 可调成水平贴附射流。

BCM 系列变风量末端装置外形, 性能及尺寸见图 12-27 及表 12-7。

表 12-7 BCM 侧送系列变风量末端装置

规格	额定风量 (m ³ /h)	额定阻力 (Pa)	外形尺寸			重量 (kg)
			L	B	H	
BCM-1	500	≤150	680	300	150	9.5
BCM-2	700	≤150	680	400	150	12.5
BCM-3	1400	≤150	710	500	250	14.5
BCM-4	1700	≤150	710	500	250	17.5

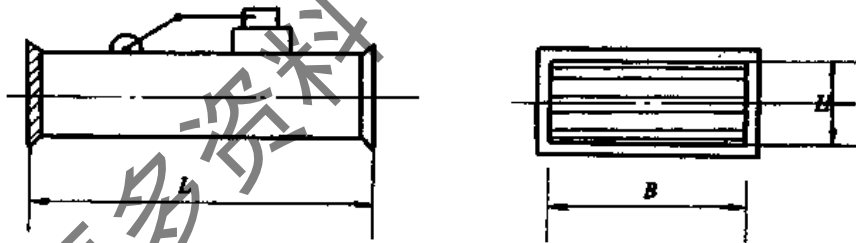


图 12-27 BCM 侧送系列变风量末端装置外形尺寸图

12.4 变风量末端装置与风管及风口的连接方式

12.4.1 变风量空调系统所使用的送、回风口形式

在变风量空调系统中, 通过每个末端装置送出的风量是随着负荷的变化而变化的。在风量减少时, 只有通过一定形式的送风口送入室内, 并造成一定的气流流型, 才能维持室内温度和速度的合理分布或影响较小。用于顶送的风口有条形送风散流器, 有的也用方形和圆形散流器。条形送风散流器及尺寸如图 12-28 及表 12-8 所示。

表 12-8 条形送风散流器尺寸表

型号	尺寸 (mm)		
	A	B	D
TS-32	600	300(400)	150
TS-52	1200	300(400)	200

用于侧送的风口有侧送型变风量末端装置, 由于此种装置在运行中随着送风量的变化而出风口的面积也随着发生相应的变化, 使出风口的出风速度(即送风速度)能基本保持一个定值, 这样不至于破坏室内的气流组织形式。

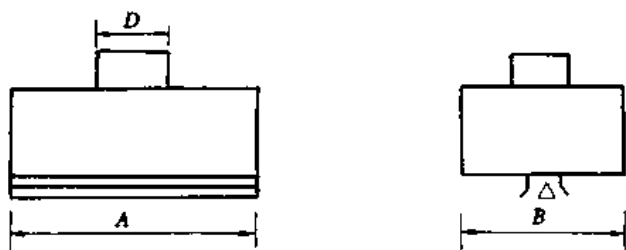


图 12-28 条形送风散流器

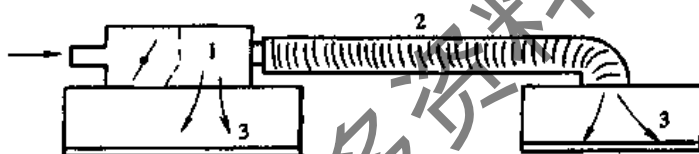
12.4.2 变风量末端装置与送风口的连接方式

变风量末端装置与送风口的连接方式视采用的末端装置而异。其基本宗旨为连接施工安装方便,占用空间少,一般有下列几种方式。

(1) 单一连接。即一台末端装置与一个送风口采用直接相连的方式,如 D-S 系列末端装置的连接方式为:拆除 D-S 末端装置的下底板,由螺栓将其与送风口连接。如图 12-29 所示,这种连接适用于小风量的场所。

图 12-29 末端装置与风口的单连接
1-末端装置;2-送风口

(2) 复式连接。一台末端装置与两个及两个以上的送风口相连接,供大房间大流量场所使用。末端装置与送风口之间采用塑料弹簧软管连接,这样便于安装,又可以减少系统的漏风损失。如图 12-30 所示。

图 12-30 末端装置与送风口的复式连接
1-D-S 末端装置;2-塑料弹簧软管;3-送风口

(3) 风管、末端装置、送风口的硬性连接。风管、末端装置、送风口的硬性连接如图 12-31 所示

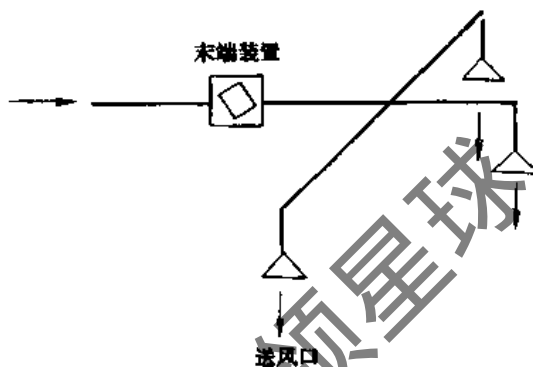


图 12-31 风管、末端装置、送风口的硬性连接

12.5 变风量空调系统的运行分析

12.5.1 单风道变风量空调系统的运行分析

采用单风道节流型变风量末端装置的变风量空调系统如图 12-32 所示。它由末端设备、送、回风机、空气过滤器、冷却器、新风预热器及风阀等组成。回风经吊顶在吊顶空间集中后,返回空调机房的空气处理器中,有的系统在周边房间中还设置热水采暖系统。由于该系统为全年、全天运行,因此要求系统在全天 24 小时之中和冬、夏季均能满足空调房间内温、湿度参数的要求。在寒冷地区,新风管常由一次加热器进行预热,系统处于最小新风条件下运行,而且能满足系统最小新风的要求。

单风道变风量系统室内空气参数的变化过程和空气处理过程如图 12-33。

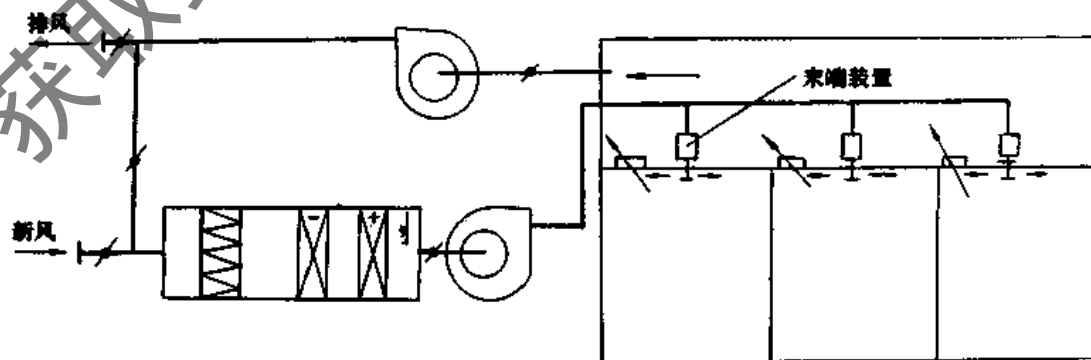


图 12-32 单风道变风量空调系统

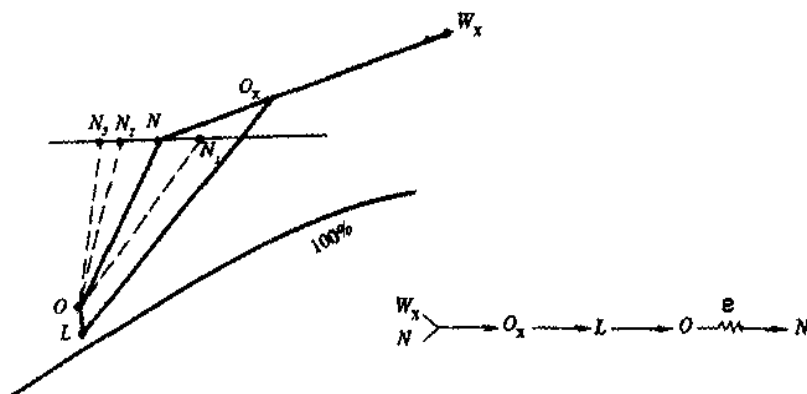


图 12-33 单风道变风量空调系统夏季空气状态变化过程

夏季在最高负荷运行中,系统按同时最大值风量进行混合,冷却处理,“露点”温度 L ,由系统的平均热湿比 ϵ_p 值确定。如果按最小热湿比 ϵ_{\min} 确定“露点”温度则较低,使多数房间的相对湿度处于比要求的状态低,显然是不合适的。至于个别要求严格控制相对湿度且热湿比低于系统平均热湿比的房间,其房间的送风量是按照消除余湿量来确定,不足的热量可由房间局部热源解决。

按系统的平均热湿比 ϵ_p 确定的“露点”,送风状态及室内状态分别以 O 点及 N 点表示。对于一个多房间的变风量空调系统来说,每一个房间的热湿比 ϵ 并不完全相等,这样就出现了各房间相对湿度各不相同的现象。如果房间的热湿比值 ϵ_1 高于系统的平均热湿比值 ϵ_p ,则相对湿度会低于设计要求值,如图 12-33 中虚线 $O-N_2$ 、 $O-N_3$ 线。而有的房间热湿比值 ϵ 小于系统平均值,则会出现室内相对湿度高于设计值,如虚线 $O-N_1$ 所示。对于舒适性空调,相对湿度维持在 40%—65% 之间,即可满足使用要求。

在夏季运行中,当某一房间负荷量随着室内外条件而减少时,室温调节器将会控制末端装置减少该房间的送风量,以维持其温度的相对稳定,这时房间相对湿度也可能不变也可能增加。如果房间负荷进一步降低,当送风量达到最小值时,则需自动或手动启动采暖或补偿热源进行补偿。如果整个系统的负荷量也降低,且系统风量也达到最小值时,为节省能源及维持必要的室内空气参数,可在室外温度与送风温度之间进行补偿控制,也可采用二次回风方式或调节二次加热以适当提高送风温度。

冬季运行,应调节热水采暖系统的供水温度或供水量来补偿建筑热损失,室温则由变风量末端装置调节送风量的大小来保证,这样有利于保证系统的最小新风量。

12.5.2 双风道变风量空调系统的运行分析

双风道变风量空调系统也有好几种,用于变风量的双风道系统如图 12-9 所示。为双风机双风道变风量空调系统。经空气处理室处理后的空气在送风机之后分为两路,一路通过加热器,另一路通过冷却器,分别送出热

风和冷风。在进入房间之前,冷、热风均送入双风道变风量末端装置中,在末端装置中首先按照室温调节器的作用调节冷风量。如负荷进一步降低,则开启一部分热风以补偿室内负荷。

双风道变风量系统的空气处理过程及室内空气变化过程见图 12-34。

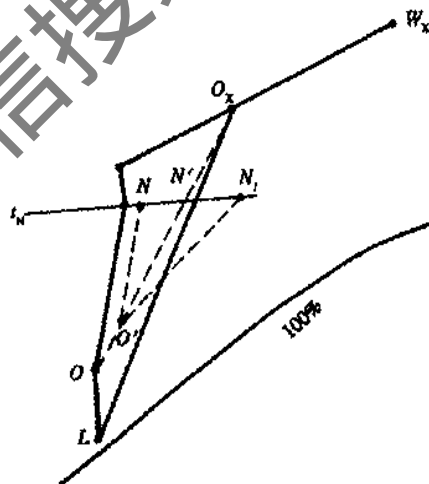


图 12-34 双风道变风量空调系统夏季空气变化过程

夏季,室外空气 W_x 与在吊顶中被加热了的回风 M 相混合,其状态用 O_x 表示。经冷却处理到“露点” L ,通过风管、风机的温升达到状态点 O ,此状态空气送入末端装置冷风阀直接进入室内或热风混合后送入室内。图中 O' 点表示与热空气混合后的状态点。如果室内处于最大负荷时,则 O 点状态空气按最大送风量进入房间,以维持室内空气状态在 N 点上。如果室内显热负荷降低,由房间温度控制器控制冷风阀减少房间的送风量,维持室内温度不变。但室内相对湿度会有所增加,室内状态到达 N_1 点。如果显热负荷进一步减少,达到最小设计风量,则由最小风量控制器开启热风阀,向室内送入热风,以保持最小送风量和相对湿度。

热风道的空气在夏季一般不再处理, 仅将顶棚回风与室外新风混合后, 由风机送入热风道, 以备需要时使用。

由于双风道变风量系统设有热风补偿室内负荷, 这样可使室内相对湿度控制优于单风道变风量系统。

冬季, 吊顶中的回风与状态为 W_d 的室外空气混合 (如室外空气温度低于 $+5^\circ\text{C}$, 应通过预热器处到 $+5^\circ\text{C}$) 后分成两路, 一路以冬季的混合状态 O_s 送入冷风道, 另一路根据室外气温通过加热器后送入末端装置, 再根据负荷的变化调节风量的大小。达到最小风量时则开启部分冷风阀, 以保证室内最小风量。这种末端装置一般设有冬夏转换开关。空气的变化过程如图 12-35 所示。

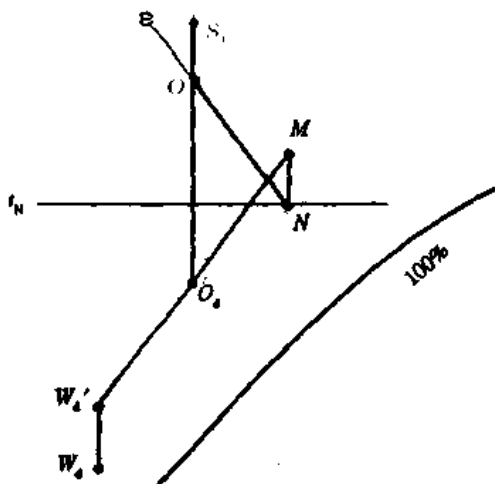


图 12-35 双风道变风量空调系统冬季空气变化过程

系统在运行中, 每个房间的风量均由冷风阀和热风阀控制。在满负荷状态下, 只有一个阀 (冷或热) 开启, 而另一个阀关闭。

双风道变风量的冷风温度, 在整个夏季运行中保持不变。如室温控制在 24°C 左右时, 冷风温度保持在 $10\sim 13^\circ\text{C}$ 之间。冬季冷风温度比夏季高 $3\sim 9^\circ\text{C}$, 一般由混合温度决定。热风温度变化较大, 在夏季高负荷区对热风温度不进行控制, 基本是夏季混合温度; 在低负荷区混合温度不能满足要求时, 需开加热器进行调节, 温度可升到 $53\sim 60^\circ\text{C}$, 在冬季最大负荷时热风温度控制在 60°C 以内。

总之, 双风道变风量空调系统的运行方法为:

(1) 当室外气温低于 10°C 时用新、回风混合, 保持冷风温度为 13°C , 冷冻机停开。热风温度根据室外气温进行补偿调节。

(2) 当室外气温高于 10°C 时开制冷系统, 供 5°C 的冷水, 使冷风温度保持在 10°C , 热风温度按混合温度确定, 一般在 32°C 左右。

12.5.3 变风量空调系统室内相对湿度的分析

当变风量空调系统的室内显热负荷减少时, 送风量也相应减少, 致使除湿能力降低。与定风量再热系统相比, 相对湿度可能有所增加。但如果组合系统正确并加

以适当的控制, 仍可将相对湿度控制在一定范围内, 满足一般的使用要求。

(1) 室内的热湿负荷成比例地减少时, 则热湿比 ϵ 不变, 此时室内空气状态变化如图 12-36 所示。图中点 O 表示定风量再热系统与变风量系统具有相同的送风状态点 N_1 表示室内要求的状态点, 当室内热湿负荷成比例减少时, 变风量空调系统的送风状态仍保持点 O , 仅减少送风量, 由于 ϵ 不变, 室内仍保持原来的 N_1 点, 即室内的温湿度都不发生变化。

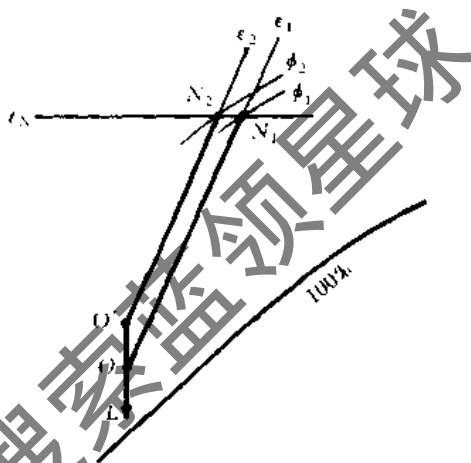


图 12-36 热湿比 ϵ 不变时定风量再热系统与变风量系统室内相对湿度的比较

定风量系统因负荷减少时, 需开再热器, 送风状态点由原来的 O 点变到 O' 点送入室内, 但由于室内的热湿比 ϵ 没有变化, 故室内状态点达到 N_2 点, 此时则有 $t_{N1} = t_{N2}$, $\phi_2 < \phi_1$, 这样在系统的运行中不但多耗费了除湿能量, 而且室内相对湿度还会过低, 对卫生和生产都是不利的。

(2) 如果空调房间仅显热量减少, 散湿量不变, 此时有 ϵ 值减小, 这样由于变风量系统中房间送风量的减少, 相对湿度将会明显的增加, 如图 12-37 所示中 N_2 , 即 $\phi_2 > \phi_1$ 。对于定风量再热系统, 加热器补偿的热量恰好等于室内减少的热量, 故热湿比 ϵ 保持不变, 室内仍维持要求的状态点 N_1 。

当房间内热湿比 ϵ 减少时, 变风量空调系统与风机

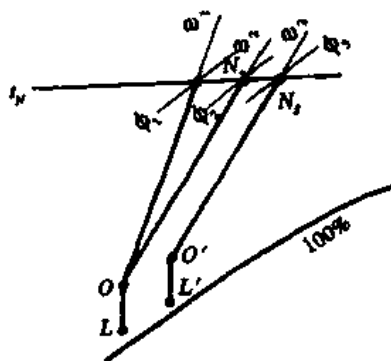


图 12-37 热湿比 ϵ 改变时变风量系统与风机盘管系统室内相对湿度的比较

盘管空调系统相比则会有:设热湿比变化前后值分别为 ϵ_1 和 ϵ_2 , 且有 $\epsilon_2 < \epsilon_1$ 。

对于变风量系统来讲,送风状态点 O 是固定不变的,按照 ϵ_2 的方向交室温等温线于 N_2 点,且有 $\phi_2 > \phi_1$ 。

对于风机盘管空调系统而言,为了补偿减少的室内负荷量,必须提高送风温度,因此在运行中会减少通过表面冷却器内的冷水量或提高冷水温度,其结果将会使系统的露点由 L 变化到 L' 点,此时 L' 点与 L 点相比其显热量和含湿量均有增加,新的送风状态点由 O 点变化到 O' 点,如果按照室内热湿比 ϵ_2 不变,则房间状态点将会达到 N_3 点。这时室内的相对湿度 $\phi_3 > \phi_2 > \phi_1$ 。由此可知,变风量系统控制室内相对湿度的能力优于风机盘管空调系统或其他类型的空气-水空调系统。

以上讨论中采用单风道无热量补偿措施的变风量系统,如果采用再热式或双风道等变风量控制相对湿度的质量还可提高。

12.6 变风量空调系统中使用的风机和风量控制

12.6.1 变风量空调系统的自动控制特点

变风量空调系统由于送入空调房间的风量和系统的送风量都随时随着室内外的条件变化而变化着,因而与一般定风量集中空调系统的控制相比具有较多和较为复杂的控制环节。如用改变房间的送风量来适应室内负荷的变化以达到室温恒定的室温控制环节;采用风道静压大小来控制风机入口(或出口)阀的开启度的静压控制环节;送、回风机的平衡控制;系统最小新风的控制;室内最大风量与最小风量的控制等。上述各环节都是定风量集中空调系统所没有的。

变风量空调系统的露点温度及送风温度控制,同定风量空调系统相同。

12.6.2 变风量末端装置的控制

变风量末端装置的控制包括室温控制、最大风量及最小风量控制。

1. 控制原理及组成

变风量末端装置的控制原理如图 12-38。变风量空调系统最终是通过变风量末端装置来实现室内的温、湿度调节的。但末端装置总体上又分为节流型和旁通型两

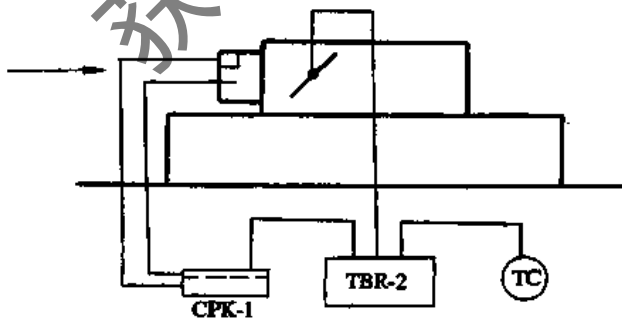


图 12-38 变风量末端装置的控制原理

大类。对于节流型变风量空调系统而言,进入房间的风量是依靠室内的温度调节器来控制节流型末端装置中阀片的开启度,以改变进入室内风量达到室温恒定。

在房间风量不超过最大值时,由双位式室温调节器 TC,根据给定的室温直接控制执行电动机 TBR-2,开或关末端装置中的风阀,保持室温在要求的范围内。如果末端装置入口压力升高,造成风量增加,则入口处的侧压管接受动压信号相应地增加,达到给定的最大风量时,接通微压差控制器的常开接点,这时不论室温调节器的信号如何,执行电动机驱动风阀向关小方向转动,以维持送风量不超过最大值。只要风量小于给定值,执行电机则只受室温调节器的控制。

2. 控制用主要仪表设备及其特性

(1) CPK-1 微压差控制器(见 12.3.2)。

(2) WTK 型室温控制器。WTK 型室温控制器(如图 12-39 所示)是一种双位式室温控制器,可用来控制变风量末端装置上的执行电动机,开启或关闭风阀,达到控制室温的目的。

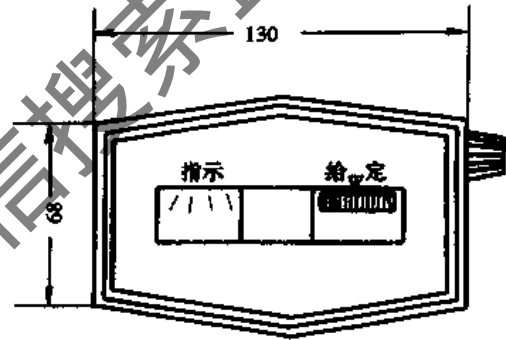


图 12-39 WTK 型室温控制器

控制器的感温元件系一充入低沸点工质的波纹管。由于周围空气的热量使波纹管内的工质蒸发,造成波纹管变形,使产生一推力与给定弹簧力相平衡,当这一推力大于给定值时,使控制器上的两组接点发生切换,则执行电动机的方向也随着改变,完成控制动作。控制器可直接安装在墙壁上,用户自己可调给定值。控制器附有双金属温度计,用来显示室温;在底座上装有冬-夏转换开关,供冬、夏季运行切换用。

主要技术性能:

- 1) 温度调节范围 $15 \sim 30^{\circ}\text{C}$ 。
- 2) 动作间隙 $2\epsilon = 0.5^{\circ}\text{C}$, 设定误差 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$, 时间常数 $T \leq 8\text{min}$ (周围风速 0.25m/s), 双金属温度计指示误差 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 。
- 3) 触头容量 24VA , 工作电压不大于 220V , 开关寿命不小于 30 万次。

生产厂 武汉江新仪表厂。

(3) WSK-01 型双金属室温控制器。WSK-01 型室温控制器,也是一种双位式控制器,也是一种用于变风量的室温控制器。控制器中有两支盘形双金属温度计,由于室温变化产生不同的变形。其中一支做室温指示用,另一支带有一组接点(一常开,一常闭),根据给定温度与

实际温度比较,进行自动切换,完成控制要求。在接点上装有磁钢,防止接触不牢产生火花。控制器上有室温设定旋钮,用户可根据需要,自行设定。

主要技术特性:

- 1) 室温显示 $10\sim 40^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$
- 2) 室温控制 $15\sim 35^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$
- 3) 控制时间常数 $\leq 15\text{min}$
- 4) 触头容量 24VA
- 5) 外形尺寸 $96 \times 35.5 \times 124\text{mm}$

杭州自动化仪表厂。

(4) 电动执行器。国产 D-S 系列节流型变风量末端装置中节流机构是蝶阀,它的轴伸到末端装置的箱体的外边,以便与传动机构相连。在空气入口处设有两根测压管,分别供检测静压和全压用,测压管的另一端伸出箱体外面,与微压控制器的上下腔相连。执行机构由带变速箱

的 TBR-2 型微电动机及丝杠、连杆等传动机构组成。

由于 D-S 系列变风量末端装置采用两位式控制,有可能风阀已处于极限位置时,温度控制器的信号还未消除,因而电动执行器的电动机仍然接通电源。因此,要求执行电动机在此种情况下不过载,不出现过高的温升,不影响输出转矩。故采用 TBR-2 磁滞电动机作为变风量末端装置的执行电动机,这种电动机采用 220V 交流电,它属于罩极启动可逆同步电动机,在磁极上有两组磁极线圈,外接双向开关,即可控制电动机的转动方向,TBR-2 磁滞电动机工作原理见图 12-14,图中的数字代表接线编号,全部接线集中在一块胶木端子上。

3. 最大风量与室温的联合控制

房间的最大风量控制与室温控制,均通过变风量末端装置上的风阀完成,其执行器是共用的,控制原理系统见图 12-40。

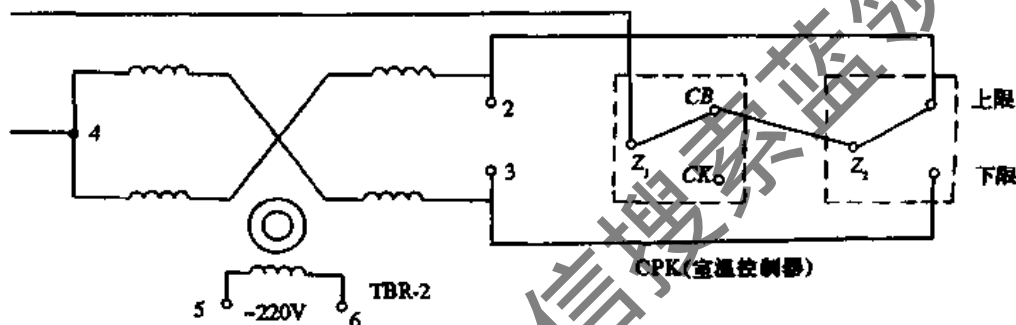


图 12-40 最大风量及室温联合控制原理图

由图中可见,供控制最大风量的 CPK-1 微压差控制器的接点串接在室温调节器的线路中,当房间的送风量小于给定的最大风量时,通过 CPK-1 的常闭接点 CB 把电机罩极的控制端串接在室温调节器的公共接点上,这时 TBR-2 电动机仅受室温控制器控制。对于双位调节器来说,上限温度与下限温度之差仅为调节器的不灵敏区,这个温差值很小,因而能得到较高的控制精度。

如果房间的送风量大于给定值,CPK-1 的常闭接点断开,常开接点 CK 闭合,使电动机的 4 与 3 点接通,电动机向减小风阀开度方向旋转,以维持房间的送风量在最大风量以内,保持室温的相对恒定,避免造成室温波动。

12.6.3 系统的静压控制

前面已经讲到,所谓变风量空调系统,即随着空调房间内外条件(包括天气、工艺等)的改变来改变送入房间的空气量,因而系统的总送风量也要随之改变。如果末端装置使用节流型,随着末端装置节流程度的加强,使系统管道特性曲线变陡,如果不改变风机的输送风量,将会造成以下几个问题:

(1) 浪费能量。这时,由于风机运行在最小风量下就能满足空调系统的需要。但由于风机本身无风量控制机构,依靠末端装置进行节流,并不能使风机运行电流降低,因而会造成电能的浪费。

(2) 增加了房间和系统的噪声级。

(3) 风机运行不稳定,易形成喘振,可能会造成系统

颤动。

(4) 破坏末端装置正常工作。末端设备控制风量的特性都是在一定压力下取得的,超过了规定的压力范围,就会失去风量控制的精确性,甚至失去其作用。

因此,对于变风量系统必须控制系统的静压,以适应系统负荷变化的需要。

目前,系统风量的控制是采用控制风路系统的静压方法来实现的。常用的风路系统静压的控制方法有以下几种:

1. 改变导向叶片角度

采用风机入口导向叶片的不同角度来控制送风系统的送风量,达到其静压控制目的。在离心通风机的空气入口处,安装按国标《采暖通风标准图集》T301-5 制做

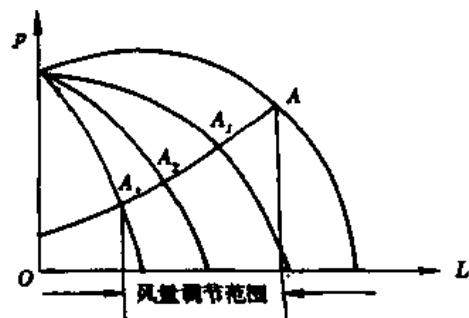


图 12-41 风机入口导向叶片调节特性曲线

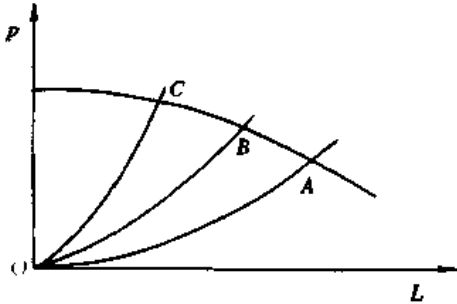


图 12-42 风口节流后对系统压力的影响(工作点的变化)

的圆形瓣式风机启动阀。在风机运行中,当阀的导向叶片位于不同角度时,即可得出风机的不同特性曲线,如图 12-41。使用节流型风量末端装置后,系统的管道特性将会发生变化,风机的工作点如图 12-42 所示将会由 A 点移动到 B 点,相应地风管的静压也将会发生变化,如图 12-43 所示,即整个风管的静压增加了,虽然风量减少了但风机动力并没有改变,如果过量的节流还会引起噪声的增加。

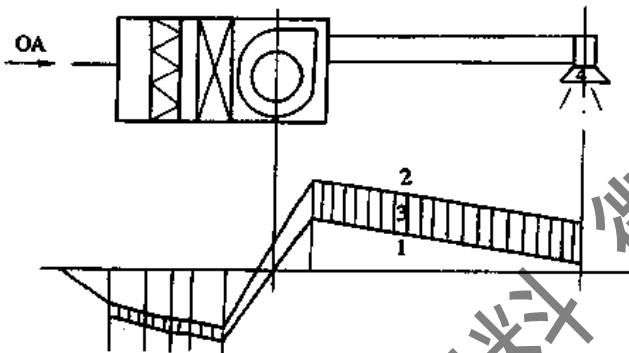


图 12-43 风口节流后管路压力的分布和变化
1- 风口节流前的工作点压力分布;2- 风口节流后的工作点压力分布;3- 节流前后风管压力的增加;4- 节流型风口

图 12-41 中最上面的一条曲线表示叶片全开时的风机特性,最下面的一条曲线表示叶片接近关闭时的风机特性,图中的每一条曲线都代表风机一种新的特性曲线。

这种控制方法的特点是:

- (1) 降低风机的能量消耗(目前可达 25% 左右)。
- (2) 一次费用较低,仅为变转数控制的 1/5 ~ 1/6。
- (3) 有较宽的风量调节范围(可达 50%)。

采用风机入口导向叶片控制变风量空调系统中,调节器一般采用膜盒式压力调节器 YEJ-121,该调节器通过压力后自由端产生一个位移,通过杠杆机构放大,推动绕轴转动的指针,一方面指针在刻度盘上指示压力,另一方面通过指针上的铝片(铝旗)控制两组电子振荡器。当被测压力小于或超过给定值时,指针上的铝旗分别进入两组平面线圈,获得偏差信号,输入高频振荡线路放大,使继电器动作,在触头容量范围内,可以直接带动电容式两相异步电动机。因压力调节仪表中有上、下限接点和中间位置,这样就成为三位调节。当系统静压高于给定上限时,调节器控制执行器关小入口阀,系统静压小于给定值下限时,调节器控制执行器开大入口阀;系统静压在高、低限给定值中间时无信号输出,入口阀保持原位,这样就维持系统压力稳定。

YEJ-121 压力调节器与 XCT 动圈式指示调节器中的调节部分相似,因此其控制电路也与 XCT-122 控制电动调节风门线路一样。

另外,还可以用 E3000 系列 PI 调节仪表进行控制。这种控制系统中采用的执行器一般为 ZAJ-1 型电动执行器。

YEJ-121 压力指示调节器的主要技术特性:

- (1) 仪表精度 2.5 级。
- (2) 不灵敏区小于量程的 1%。
- (3) 量程 0 ~ 16.0 ~ 25mmH₂O。
- (4) 给定压力范围 全量程的 10% ~ 90%。
- (5) 继电器触头容量 220V、3A(无感)。

风机入口导向叶片系统静压控制的原理如图 12-44 所示。

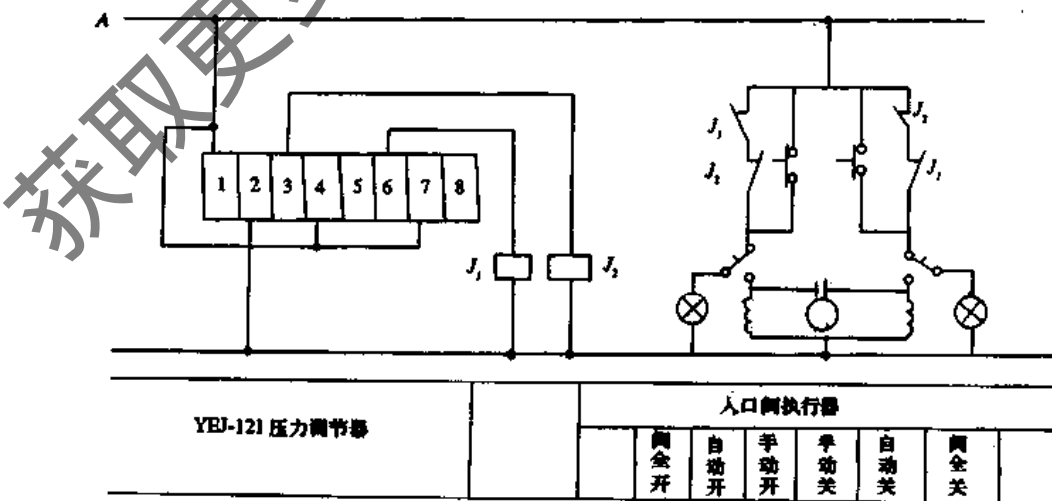


图 12-44 风机入口阀导向叶片控制原理图(第一方案)

按采用的压力调节器的不同,可分为以下几种方法。

(1) 采用 YEJ-121 压力调节器的风道静压控制系统(如图 12-44 所示)。

(2) 采用 CPK-1 微压差控制器的静压控制系统(如图 12-45 所示)。

(3) 采用 EPT5215 压差变送器和 ESRL15 调节器的静压控制系统(如图 12-46 所示)。

静压测压点(即静压控制点)一般常设在风机出口段且风管总摩擦阻力的 $1/2 \sim 2/3$ 处,或者在送风干管的末端。前者可收到压力变化最小的效果,而后者则可以得到最大的运行节能。

在图 12-44 中,当系统的负荷减少时,送风量也相应地减少,由于变风量末端装置的调节作用,使送风管中的静压升高,达到高于上限给定的风道静压时,由测压管引来的压力信号使压力调节器 YEJ-121 的膜盒自由端产生一位移,则继电器动作,其高限接点 YEJ_H 闭合,执行器动作,使通风机的入口风量调节阀向“关”的方向转动一个角度,因此改变了通风机的运行特性,减少空调系统的送风量,同时降低送风管路中的静压,使压力调节器处于新的平衡状态。相反,如果送风管路中的静压低于风道静压的下限设定值时,则系统的压力信号又使 YEJ-121 调节器的低限接点 YEJ_L 闭合,风机入口处的风量调节阀在执行器的驱动下使其导流叶片向“开”的方向转动一个角度,以此改变风机的运行特性,增加空调系统的送风量和提高风管内的静压,直到风管内的静压超过风管内静压设定的下限值为止,则压力调节器 YEJ-121 又处于新的平衡状态。当空调系统的送风管内的静压在设定的上、下限之间时,则压力调节器 YEJ-121 无信号输出,通风机入口处的风量调节阀之电动执行器及入口导流叶片均处于相对平衡状态。

如果将图 12-44 中的 YEJ-121 压力调节器更换为 CPK-1 静压控制器,则形成了系统静压控制的第二种方法,如图 12-45 所示。

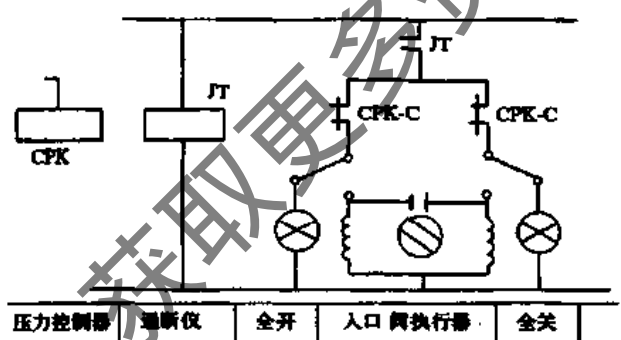


图 12-45 变风量空调系统送风入口阀控制(第二方案)

第二种方法的主要优点在于 CPK-1 静压控制器价格比较便宜。其控制静压的波动范围与通断仪的给定通断比有关,在通 2s,断 31s 的条件下可得到压力波动范围基本在 $\pm 1.2 \text{ mmH}_2\text{O}$ 以内,其精度低于采用 YEJ-121 调节器。

方法三:采用 EPT5215 压差变送器、ESRL15 调节器

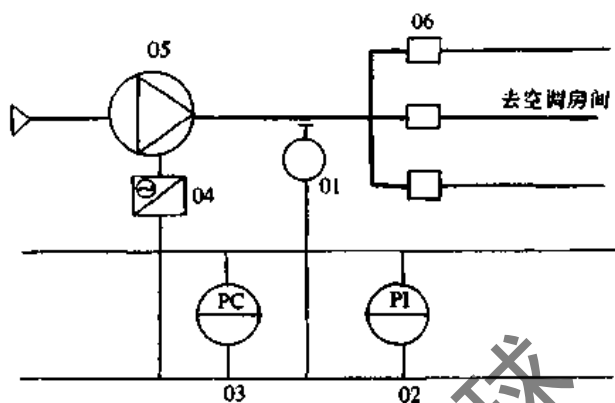


图 12-46 变风量空调系统送风道静压自动控制(第三方案)

的系统静压控制方式。其控制系统图如图 12-46 所示。

图 12-46 中压力变送器 01 为 EPT5215 压差变送器,将静压转换为 $0 \sim 10 \text{ V DC}$ 信号,此信号同时传送至压力指示器 02(EAE 0/100)作指示用和调节器 03(ESRL15)作调节用,EPT5215 采用低输入作为参考值,此参考值可大于大气压,也可以小于大气压或等于大气压,如将参数值定为大气压,则可测量静压。它的传感器是镀铜薄膜,它将根据测量结果移动 1 mm 左右,然后通过变送器将位移信号转换为 $0 \sim 10 \text{ VDC}$ 标准电压信号。

调节器 03 可采用连续输出也可以采用断续输出方式,ESRL15 输入信号为 $0 \sim 10 \text{ V DC}$,即相当于 $0 \sim 100\%$ 标准信号,其输出是 $0 \sim 10 \text{ V DC}$ 的 PI 信号,故执行机构需采用带电动定位器的电动执行机构 04,是 E3000 系列中 DA 系列电动执行器,由 04 控制风机入口导向叶片进行风量调节,以控制送风管路中静压值。图中 06 为变风量末端装置。

2. 改变风机转速

我们知道,对于同一台离心风机,如果第一种运行工况条件为:转数 n_1 ,风量 L_1 ,全压 P_1 ,消耗功率为 N_1 ,对风机进行调速处理后各参数分别为 n_2, L_2, P_2 和 N_2 ,则有:

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \frac{L_1}{L_2}; \\ \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 &= \frac{P_1}{P_2}; \\ \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 &= \frac{N_1}{N_2}. \end{aligned}$$

改变风机转数时的调节性能特性曲线见图 12-47。

这种调节方法的特点是:降低风机的能量消耗;风量调节范围宽;有利于降低噪声;一次费用较高。

要想改变风机的转数,就必须改变用于风机拖动的电机的转速。目前常用改变电机转数的方法有以下几种:

(1) 直流电动机法,利用直流电动机可变转数的特性来改变风机的转数,但需增加专用的直流电源。

(2) 异步电动机的调速方法有:

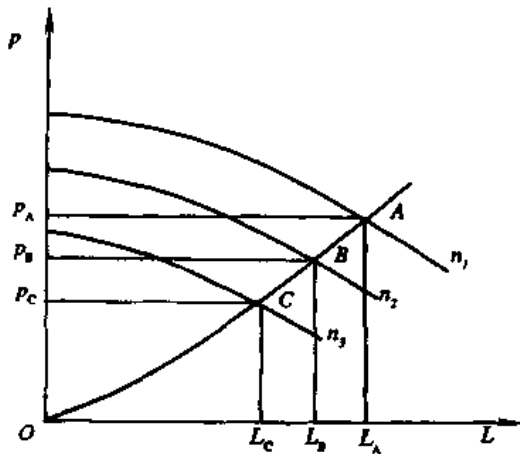


图 12-47 风机的变转速调节

1) 变极对数。适用于鼠笼式电动机。但这种电动机的结构,特别是它的定子绕组,是专门设计制造的,称为多速异步电动机。

2) 变转差率调速又可分为:

① 调定子电压,调转子电阻(对绕线式)。

② 电磁离合器,是通过改变电磁离合器励磁线圈的励磁电流而变速。

③ 串级调速适用于绕线式电动机,在绕线式电动机转子中串接电阻虽然可以调速,但在转子绕组电阻及外电阻上有功率消耗,效率降低。串级调速则是将转子上的功率回馈到电网的一种比较经济的调速方法。

3) 变频调速。目前在国外对于电机的调速方面大量使用变频调速的方法,国内也已有使用此种调速的方法。此种调速方法的特点是:可以得到很宽的调速范围,很好的调速平滑数和足够硬的机械特性,但要采用一套变频设备,目前主要采用可控硅变频装置。

变频调速的特点:

① 能对需要调速的鼠笼式电动机实现高效调速,特性硬,适于需高效、高精度连续调速的场合,比其他的调速方法有更好的运行性能。

② 调频范围和频率变化大,可实现无级调速,一般可达到 20:1。

③ 实现软起动,可相当于实行分级起动,起动能耗小,有些变频器还可实现能量的反馈回收。

④ 可利用原有鼠笼式电动机,特别适用于旧设备改造。

⑤ 可根据不同负载要求,配以不同的协调控制,实现压频比 V/f 近似常数。

⑥ 装置寿命长,可靠性高。晶体管电子元、器件高度集成化,几乎无需维修,占地面积小,无噪声。

⑦ 没有机械换向器,与直流电机比较,电机容量、电压和转速都可大大地提高。

⑧ 经济性好,从长远看,比直流调速系统节省费用。

⑨ 可采用现代微电子技术和微机技术控制。使变频器的静态和动态(响应)品质提高(接近或达到直流调速的技术指标),并可遥控,也可一机多控。

⑩ 保护功能多,可根据需要选择设置,一般可达 6~9 种。

⑪ 节能率高,收回投资快。在电机结构和变频装置上的损耗小,根据变频调速的原理,调速过程中转差率小。一般可在 1~2 年内回收投资。调速时,负载率在 70%~90% 时,电机的效率最高。

⑫ 缺点是技术复杂,投资较大,高压电机还要附加变压器或使用高压晶闸管和高压触发系统。

3. 利用风机出口阀调节

在有些小系统中,为了消除过高的系统静压,利用风机出口处的风量调节阀来进行系统静压的调节。风机出口处的风量调节阀相当于给风道附加了一个阻力,以此来消耗风机的剩余压头,以降低风阀后的压力,同时也减少了风量。此种方法的控制系统与风机入口阀导流叶片的角度控制基本相同。这种调节方法虽然简单,但使风道特性曲线变陡易于进入喘振区。

上述三种调节方法的节能比较见图 12-48。

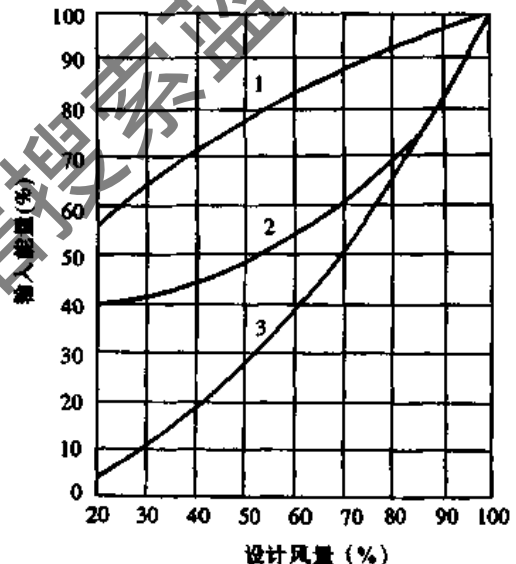


图 12-48 几种不同静压调节方法的节能比较
1-出口阀;2-入口导向阀;3-风机变速

由图可看出,风机电机的变转速调节方法的节能效果最好,入口导向阀次之,出口调节阀节能最少。同时,由图也可看出,变风机转速和调节风机入口阀导流叶片调节仅在风量变化范围很大时才相差较大,例如都控制风量达到额定风量的 50%,变风机转速调节耗能为满负荷的 28%,而入口阀导流叶片控制则为满负荷时的 48%,如果风量为额定风量的 80% 时,变风机转速控制耗能为满负荷时的 65%,而风机入口阀导流叶片控制时为满负荷的 68%;风量达到额定风量的 80% 以上时,变风机转速控制与风机入口阀导流叶片控制方法节能相差不多。在空调风机的实际运行中,风量大多在额定风量的 50%~100% 之间进行调节。在此段变化范围内,两种控制方法的节能效果接近,但风机调速控制方式要比风机入口阀导流叶片控制方式一次投资费用高得多。

12.6.4 送、回风机的平衡控制

在变风量空调系统中,送风机根据室内负荷的变化在不断地改变系统的送风量,在双风机系统中,如果回风机的回风量不能相应地进行变化,则空调房间内的正压控制将难以维持,在某些时候可能会出现负压现象,这对于室内有正压要求的房间是不允许的。因此,系统的正常运行也必须对回风机的回风量进行相应的控制,即送、回风机的平衡控制。常用的控制方法有两种:

(1) 用一台静压调节器同时控制送风机和回风机。这种控制方法是在送风机入口阀导流叶片控制系统静压的基础上,再在回风机入口阀处加装一台电动执行器,在送风机风量受控的同时也控制回风机的风量。这种调节方式使用的调节器少,但由于送风机和回风机并不能在同一个工作点上工作,送风量也不能与回风量相对应,因此只适用于一般要求的系统。

(2) 用两台静压调节器分别控制送风机的送风量和回风机的回风量。这种控制方法适用于要求较严格的大房间。由采压管取室内的平均静压输入静压控制器 YEJ-121 或 CPK-1 中(如采用 CPK-1 控制器则应配以 JT 型通断仪)。如果室内送风量减少,室内静压降低。当低于下限给定值时,调节器将关小回风机入口阀,减少回风量,以保持房间静压值在要求的范围内,同时也节省了回风机运行中所消耗的能量。

12.6.5 系统的最小新风量控制

变风量空调系统在运行中,随着室内负荷的减少,送风量也相应地减少。但在系统送风量减少的情况下,为了满足空调房间内的卫生要求,必须保证进入空调房间一定的新风量,也就是说,变风量空调系统的最小新风控制是为了满足空调房间内卫生条件所必须的最小新风量。

目前对变风量空调系统运行中最小新风量的控制一

般采用以下几种方法:

(1) 空调系统设置最小新风口,在最小新风口处设置带有电动执行机构的对开式多叶调节阀,电动执行机构电源与系统送风机的电机控制回路串接,送风机启动的同时,系统的最小新风调节阀将随之自动打开,送风机停运时,最小新风阀也将自动关闭。

(2) 由静压控制器 CPK-1 和晶体管通断仪 JT 组成的最小新风控制系统。

1) 系统的组成:通过测压管测得新风管道中的动压,当系统中的新风小于设定值时,CPK-1 控制器的接点切换,由电动执行器同时开大新风阀和排风阀,以维持系统要求的最小新风量。在一般情况下,控制系统露点的 XCT-122 温度调节器控制新风阀和排风阀,用改变新风与回风的混合比,以获得最大的经济效果。为了保证系统有足够的新风量,回风阀之后应处于负压状态,因此,由 CPK-1 控制器及 JT 型晶体管通断仪组成回风负压控制系统。控制新风阀和排风阀的 XCT-122 调节器及 CPK-1 微压差控制器与新风阀、排风阀及回风阀之间设置转换开关。

2) 系统的最小新风量控制原理:在系统的新风量未达到给定值时,CPK-1 的常开接点 CK 与控制开启风阀的电动执行器之电机线圈呈开启状态,CPK-1 的常闭接点 CB 控制关闭风阀的电动机之另一线圈。控制“露点”的 XCT-122 调节器的高限接点 XCT_h 与 CPK-1 的常开接点 CK 并联,低限接点 XCT_l 与 CPK-1 的常闭接点 CB 串联。当系统的新风小于给定值时,CPK-1 接点切换,CK 闭合,并通过 JT₁ 接点接通新风阀的电动执行器之线圈,使新风阀打开,维持系统的最小新风;如 CPK-1 的常开接点 CK 由闭合状态而释放,则新风阀电动执行器的开阀线圈受 XCT-122 的 XCT_h 接点控制。而新风阀电动执行器的另一个关阀线圈则由 CPK-1 的常闭接点 CB 闭合着,仅受 XCT_l 接点控制,其控制原理见图 12-49。

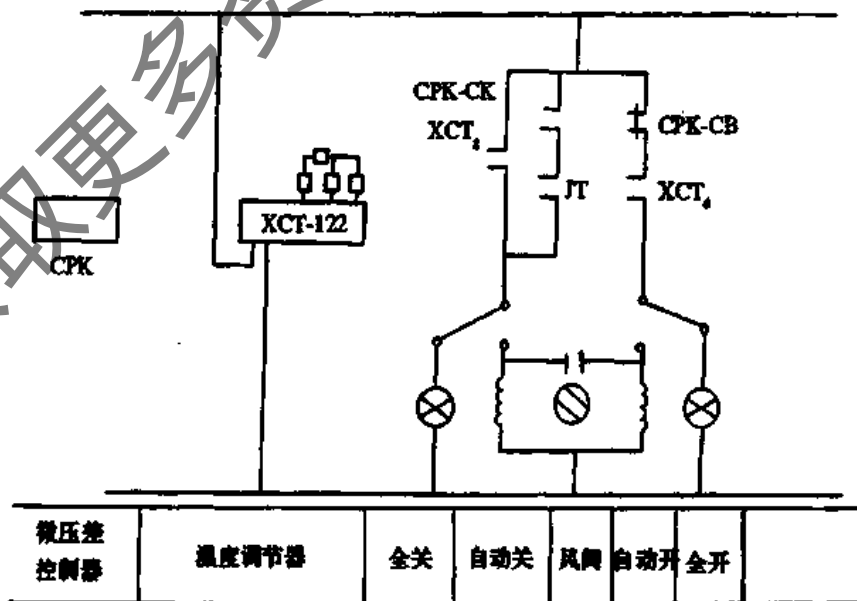


图 12-49 系统最小新风与“露点”联合控制原理

12.6.6 调速电动机

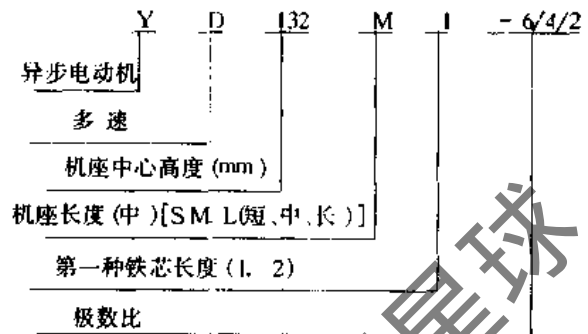
由异步电动机的工作原理可知,它的同步转速与电源频率成正比,而与极对数成反比,即 $n_0 = 60f/P$ 。因此,用改变异步电动机定子端输入电源的频率 f ,且使之连续可调来做到平滑无级地改变它的同步转速,从而实现电动机调速。这种调速方法称为变频调速,它只要在原有的异步电动机与所连接的三相电源间增加一套相应的变频装置即可实现调速的目的。这种方法的调速范围可达 20:1,且可保持异步电动机固有的机械特性硬、转差率小的特点。所以这是一种高效的交流调速方案。但变频装置技术复杂,价格高,对维护人员技术水平要求也较高。此外,由于装置产生的高次谐波使电网电压波形畸变的污染问题需要在技术上采取措施。

三相变极多速异步电动机,则是用改变电动机三相定子绕组的接线方法,使所产生旋转磁场的极对数 P 发生变化,从而有级地改变同步转速,实现电动机转速有级变化。这种调速电动机没有附加的转差损耗,机械特性硬,也是一种高效调速方法,更由于它的控制电路简单,占地少,维修方便,价格低廉(为单速电动机的 1.5~1.25

倍左右)。因此应用比较普遍,也有定型的系列产品供使用。

1. YD 系列变极多速异步电动机

YD 系列异步电动机是 Y 系列三相异步电动机和主要派生系列之一。其型号含义如下:



YD 系列异步电动机的结构,除定子绕组及引出线外,其主要部件均与 Y 系列通用。此系列的绕组在双速时采用一套绕组(单绕组),三速、四速时采用两套绕组(双绕组)分别置于定子槽的上下层。它可以通过转换装置改变绕组接法,来实现逐级调速。其规格及数据见表 12-9 及 12-10。

表 12-9 YD 系列变极多速电动机规格总表

机座号	同 步 转 速 (r/min)								
	1500/3000	1000/1500	750/1500	750/1000	500/1000	1000/1500/3000	750/1500/3000	750/1500/1500	500/750/1000/1500
功 率 (kW)									
YD80	1	0.45/0.55							
	2	0.55/0.75							
YD90	S	0.85/1.1	0.65/0.85	0.45/0.75	0.35/0.45				
	L	1.5/1.8	0.85/1.1		0.45/0.65				
YD100	L ₁	2/2.4	1.3/1.8	0.85/1.5	0.75/1.1	0.75/1.3/1.8	0.4/0.55/0.75		
	L ₂	2.4/3	1.5/2.2						
YD112M		3.3/4	2.2/2.8	1.5/2.4	1.3/1.8		1.1/2/2.4	0.65/2/2.4	0.85/1/1.5
YD132S		4.5/5.5	3/4	2.2/3.3	1.8/2.4		1.8/2.6/3	1/2.6/3	1.1/1.5/1.8
YD132	M ₁	6.5/8	4/5.5	3/4.5	2.6/3.7	2.2/3.3/4	1.3/3.7/4.5	1.5/2/2.2	
	M ₂							2.6/4/5	1.8/2.6/3
YD160	M	9/11	6.5/8	5/7.5	4.5/6	2.6/5	3.7/5/6	2.2/5/6	3.3/4/5.5
	L	11/14	9/11	7/11	6/8	3.7/7	4.5/7/9	2.8/7/9	4.5/6/7.5
YD180	M	15/18.5	11/14		7.5/10				
	L	18.5/22	13/16	11/17	9/12	5.5/10		7/9/12	3.3/5/6.5/9
YD200	L ₁	26/30	18.5/22	14/22	12/17	7.5/13			
	L ₂			17/26	15/20	9/15		10/13/17	4.5/7/8/11
YD225	S	32/37	22/28						14/18.5/24
	M	37/45	26/34	24/34		12/20		17/22/28	7/11/13/20
YD250	M	45/55	32/42	30/42		15/24		24/26/34	9/14/16/26
YD280	S	60/72	4/55	40/55		20/30		30/34/42	11/18.5/20/34
	M	72/82	55/72	47/67		24/37		34/37/50	13/22/24/40

2. YD-F 系列变极多速异步电动机

由于离心风机和水泵这类设备的轴功率与转速的关系是 $\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$ 。对于 4/6 极变速时其轴功率比为 3.4

左右,在 2/4 或 4/8 极变速时则为 8。而 YD 系列电动机的功率比不能与此相匹配,致使电动机在低速时处于低负载运行而效率降低,不能很好实现空调系统变速运行的节能目的。YD-F 系列异步电动机对此作了改进,使其

功率比在 4/6 极运行时为 1:3 左右,基本上满足了离心风机和水泵所需的轴功率比,由此可以进一步提高节能效果。

YD-F 系列异步电动机也是 Y 系列三相异步电动机的派生系列之一。其型号与含义和 YD 系列相同, F 表示风机专用。目前生产的规格与技术数据见表 12-10。

表 12-10 YD-F 系列变极异步电动机技术数据

型 号	功率(kW)	同步转速(r/min)	效率(%)	功率因数 $\cos\phi$	堵转转矩	堵转电流	最大转矩	声功率级(dBA)
					额定转矩	额定电流	额定转矩	
YD200L-6/4-F	7	1000	82	0.78	1.3	7	1.8	85
	22	1500	88	0.88	1.4	7	1.8	85
YD225M-6/4-F	8.5	1000	82	0.80	1.5	7	2	86
	27	1500	87	0.84	1.5	7	2	85
YD250M-6/4-F	11	1000	84	0.78	1.4	7	1.8	95
	37	1500	83	0.88	1.4	7	1.8	95
YD250M ₂ -6/4-F	14	1000	85	0.78	1.4	7	1.8	95
	45	1500	89	0.89	1.4	7	1.8	95

3. 电磁调速三相异步电动机

电磁调速异步电动机(俗称滑差电动机)是一种简单可靠的交流无级调速设备。电机采用组合式结构,由拖动电动机、电磁转差离合器和测速发电机等组成,如图 12-50 所示。拖动电动机是 Y 系列或 YD 系列 B₃ 结构三相异步电动机,借助端盖上的凸缘装在离合器机座的一侧成一整体。测速发电机是作为转速反馈信号源供控速用。这类电动机的无级调速是通过电磁转差离合器来实现的。

此时沿工作气隙圆周表面产生极性交替的空间磁场。由于兼有导磁与导电材料制成的电枢与磁场间存在相对位移,即转速差,使电枢内产生涡流。此涡流与磁极磁通相互作用产生转矩,结果带动有磁极的从动转子以转速 n_2 与电枢同方向转动。又因电枢与磁极转子系借工作气隙分开,它们都能自由转动而没有机械连接。所以从动转子转速 n_2 永远低于电枢转速 n_1 。如果改变励磁电流 I 的大小以调整磁场强度,则在磁场强时磁极与电枢可在较小转差下产生足够的涡流转矩带动负载,所以转速 n_2 较高;反之,当励磁电流小,磁场弱时,必须有较大的转差才能感应产生能带动负载的涡流转矩,所以转速 n_2 较低。这样改变励磁电流的大小可达到对负载转速进行调节。

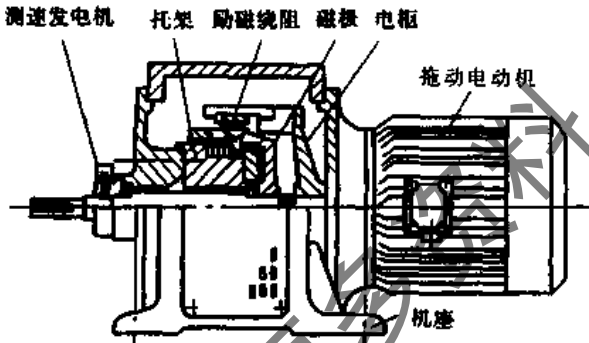


图 12-50 电磁调速异步电动机的结构

电磁转差离合器的工作原理见图 12-51。其主要构件为电枢、磁极和静止励磁部分。当拖动电动机带动电枢以 n_1 的转速旋转,并在励磁线圈中通以直流电流 I ,

电磁调速电动机的机械特性系拖动电动机与离合器机械特性合成的结果。如果采用机械特性较硬的 Y 系列三相异步电动机作为拖动电动机,则它的机械特性主要取决于离合器。在不同的励磁电流 I 时离合器输出转速 n_2 与转矩的关系见图 12-52,称为离合器的机械特性,也就是电磁调速电动机的开环机械特性。从此图可看出,在拖动电动机转速不变时,改变励磁电流可改变转速 n_2 ,但是在励磁电流较小的情况下,负载转矩的增大会使转速 n_2 急剧下降,这就是说电磁调速电动机的开环机械特性很软,通常利用该电机输出轴端的测速发电机配置专用控制器(如 ZLK 系列控制器)组成闭环调速系统可获得较硬的特性。

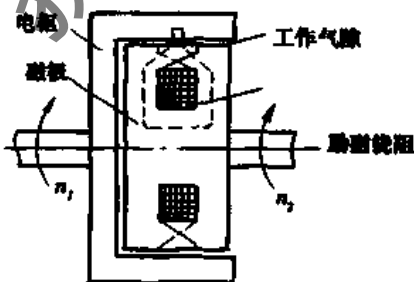


图 12-51 电磁转差离合器原理图

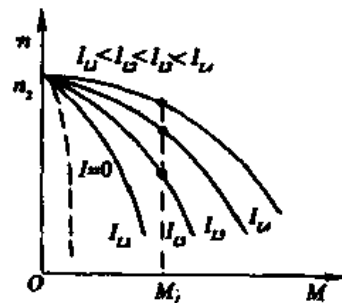
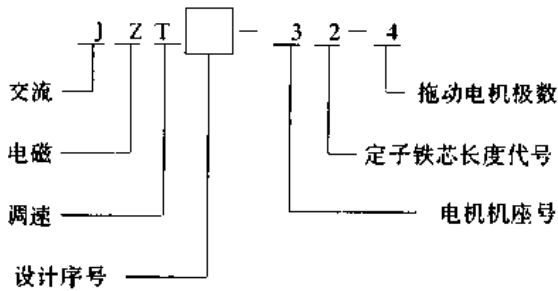


图 12-52 电磁转差离合器的机械特性

电磁调速电动机的效率是拖动电动机与电磁转差离合器两者效率之乘积。这类电动机结构简单,控制装置容量小,价格便宜,易于操作掌握,适用于中小容量电动机的调速。在目前使用的励磁调速电动机,由于存在着转差,因此一般输出轴的最高转速仅为拖动电动机轴转速的80%~90%。

(1) JZT(或 YCT)系列电磁调速异步电动机。JZT和 JZT₂(YCT)系列电磁调速异步电动机的型号及含义如下:



JZT 和 JZT₂ 系列电磁调速异步电动机外形、安装尺寸及有关技术数据见表 12-11、表 12-12、表 12-13 及表 12-14 及图 12-53 和图 12-54。

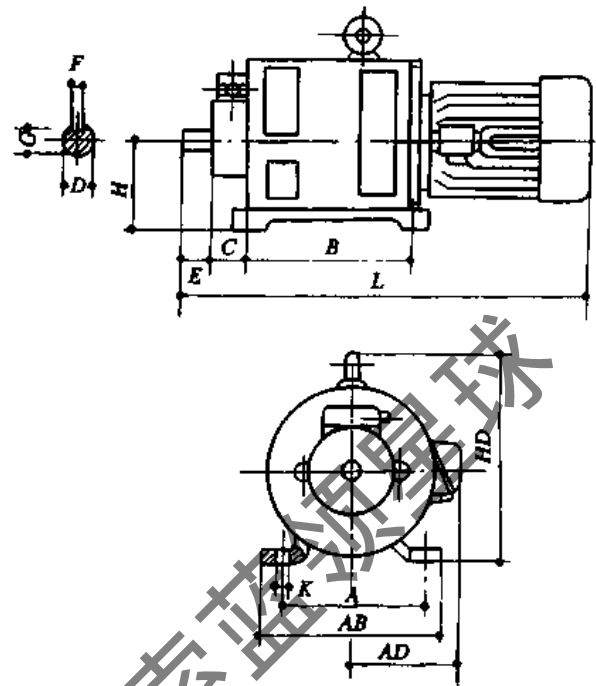


图 12-53 JZT 系列电磁调速异步电动机外形及安装尺寸

表 12-11 JZT 系列电磁调速异步电动机外形及安装尺寸

型号	安 装 尺 寸 (mm)									外 形 尺 寸 (mm)			
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	AB	HD	L	AD
JZT- ¹¹ / ₁₂ -4	190	230	37	18	40	5	14.8	112	12	230	275	550 570	140
JZT- ²¹ / ₂₂ -4	216	238	45	22	50	6	18.2	132	12	265	325	600 630	155
JZT- ³¹ / ₃₂ -4	254	265		28	60	8	23.5	160	15	310	370	680 700	180
JZT- ⁴¹ / ₄₂ -4	279	325	39	32	80	10	26.8	180	15	360	415	825 855	210
JZT- ⁵¹ / ₅₂ -4	318	340	39	38	80	12	32.8	200	19	380	455	910 940	220
JZT- ⁶¹ / ₆₂ -4	368	319	40	42	110	12	36.8	225	20	475	535	950 990	275
JZT- ⁷¹ / ₇₂ -4	457	470	52	48	110	14	42.2	280	23	590	665	1120 1145	310

表 12-12 JZT 系列电磁调速电动机的技术规格和主要参数

型 号	电动机功率 (kW)	离合器额定转矩		调速范围 (r/min)	转速变化率不大于 (%)	重 量 (kg)
		(N·m)	(kgf·m)			
JZT- ¹¹ / ₁₂ -4	0.6	3.82	0.36	1200~120	2.5	65
	0.8	5.10	0.52			
JZT- ²¹ / ₂₂ -4	1.1	6.91	0.72	1200~120	2.5	90
	1.5	9.60	0.98			
JZT- ³¹ / ₃₂ -4	2.2	14.01	1.43	1200~120	2.5	110
	3.0	19.11	1.95			

(续表)

型号	电动机功率 (kW)	离合器额定转矩		调速范围 (r/min)	转速变化率不大于 (%)	重量 (kg)
		(N·m)	(kgf·m)			
JZT- ⁴¹ / ₄₂ -4	4.0	25.5	2.6	1200~120	2.5	205
	5.5	35.08	3.58			215
JZT- ⁵¹ / ₅₂ -4	7.5	47.73	4.87	1200~120 (1250~250)	2.5	235(275)
	10	63.7	6.5			250(290)
JZT- ⁶¹ / ₆₂ -4	13	82.81	8.45	1200~120	2.5	380
	17	108.8	11.1			400
JZT- ⁷¹ / ₇₂ -4	22	140.1	14.3	1200~120	2.5	730
	30	191.1	19.5			750

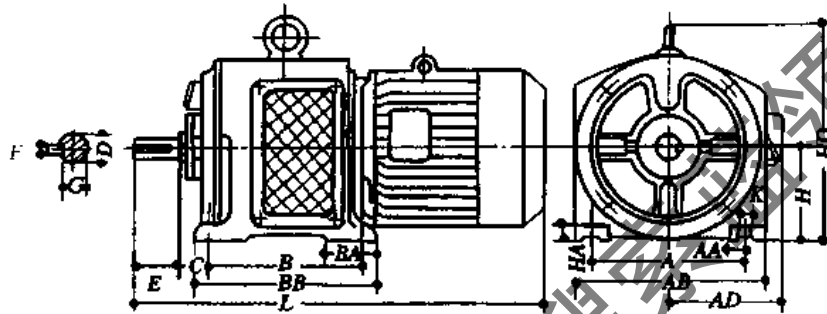


图 12-54 JZT₂ 系列电磁调速电动机外形及安装尺寸

表 12-13 JZT₂ 系列电磁调速电动机的外形及安装尺寸

型号	安 装 尺 寸 (mm)								外 形 尺 寸 (mm)								重 量 (kg)	
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	AB	AD	AA	HA	HD	BB	L		BA
JZT2- ³¹ / ₃₂	254	265	44	28	80	8	23.5	160	16	320	175	65	20	380	325	630	105	120
																660		125
JZT2- ⁴¹ / ₄₂	279	325	46	32	80	10	26.8	180	16	360	195	70	30	430	385	735	120	180
																780		190
JZT2- ⁵¹ / ₅₂	313	355	48	38	80	12	32.8	200	20	400	250	75	32	480	425	830	150	270
																900		285
JZT2-61	380	385	70	42	110	12	36.8	225	20	460	270	80	35	540	445	1020	150	430
JZT2- ⁷¹ / ₇₂	510	470	110	48	110	14	42.2	280	25	600	315	90	40	690	550	1320	165	770
																		785

表 12-14 JZT₂ 系列电磁调速电动机的技术数据

型号	离合器额定转矩				调速范围(r/min)		转速变化率不大于 (%)	拖动电动机	
	50(Hz)		60(Hz)		50(Hz)	60(Hz)		型号	(kW)
	(N·m)	(kgf·m)	(N·m)	(kgf·m)					
JZT2- ³¹ / ₃₂ -4	13.7	1.4	11.8	1.2	1500~115	1500~150	4	JO3-100 ^S / _L -4T2	2.2
	19.6	2.0	15.7	1.6					3.0
JZT2- ⁴¹ / ₄₂ -4	25.5	2.6	21.6	2.2	1150~115	1500~150	4	JO3-112 ^S / _L -4T2	4.0
	35.3	3.6	29.4	3.0					5.5
JZT2- ⁵¹ / ₅₂ -4	47.0	4.8	39.2	4.0	1200~120	1500~150	4	JO3-140 ^S / _L -4T2	7.5
	70.6	7.2	56.8	5.8					11
JZT2-61-4	94.1	9.6	76.4	7.8	1200~120	1500~150	4	JO3-160S-4T2	15
JZT2- ⁷¹ / ₇₂ -4	132.5	13.5	102.9	10.5	1200~120	1500~150	4	JO3-180M ¹ / ₂ -4T2	22
	184.2	18.8	147.0	15					30

(2) YCTD系列电磁调速异步电动机。YCTD系列电磁调速异步电动机由Y系列B5结构派生的异步电动机、电磁转差离合器、测速发电机和控制器组成,除控制器外前三者连成一个整体。它适用于恒转矩负载和离心风机、离心泵等平方转矩负载,在规定的调速范围内能均

匀的连续地无级调速。对于负载的变动可借助于控制器的速度反馈系统使输出轴转速达到规定的调速精度。其型号含义如下:

YCTD系列电磁调速异步电动机外形、安装尺寸及技术数据见表12-15和表12-16及图12-55。

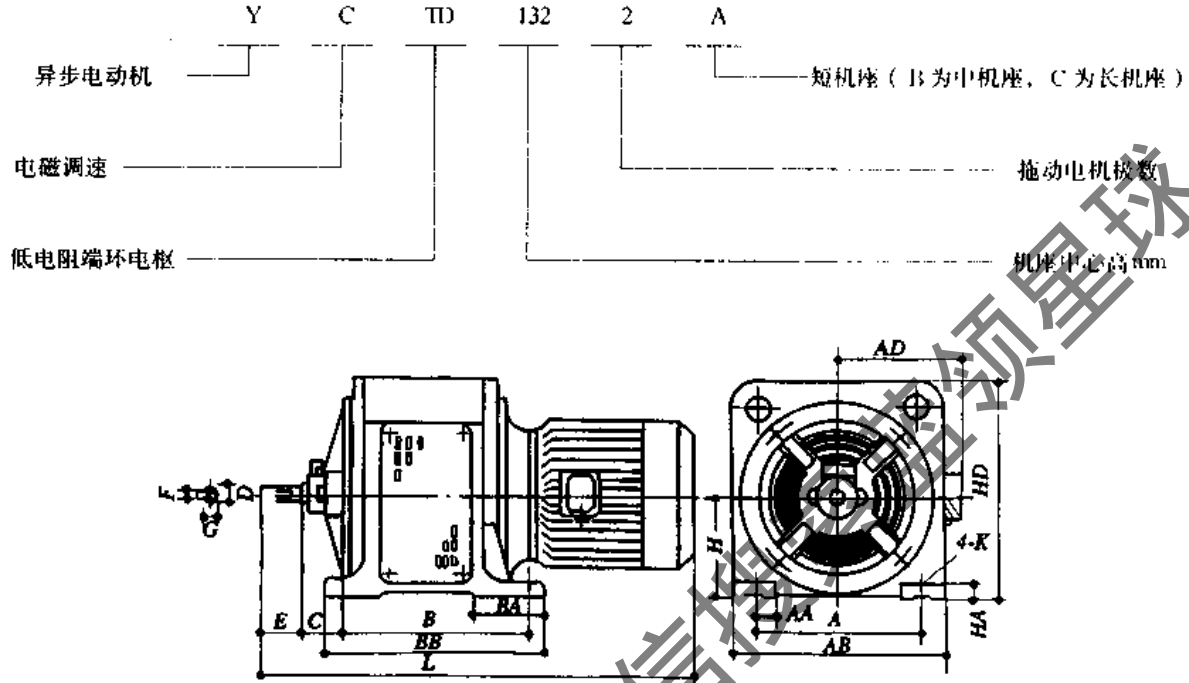


图 12-55 YCTD 系列电磁调速异步电动机外形及安装尺寸

表 12-15 YCTD 系列电磁调速异步电动机外形及安装尺寸

型号	安 装 尺 寸 (mm)									外 形 尺 寸 (mm)							
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	AB	AD	AA	HA	HD	BB	L	BA
YCTD100	160	228	45	19	40	6	15.5	100	10	200		40	14	210			75 85
YCTD112	190	241	50	24	50	8	20	112	10	250		50	15	245			90 95
YCTD132	254	279	63	28	60	8	24	132	12	315	190	60	20	285	330	690	100
YCTD160	279	311	70	38	80	10	33	160	15	340	210	60	20	355	345	825	110
YCTD180	318	368	70	42	110	12	37	180	15			70	25				
YCTD200	356	457	89	48	110	14	42.5	200	19	440	285	80	30	440	517	1170 1130	120 158
YCTD225	406	500	89	55	110	16	49	225	19	486		80	30	495	570		150 160

表 12-16 YCTD 系列电磁调速电动机的技术数据

型 号	离合器额定转矩		调速范围 (r/min)	拖动电动机	
	(N·m)	(kgf·m)		型 号	(kW)
YCTD100- 2A 2B	2.35	0.24	2600~260	Y80 ¹ ₂	0.75 1.1
	3.43	0.35			
YCTD112- 2A 2B	4.61	0.47	2600~260	Y90 ^S _L	1.5 2.2
	6.86	0.7			

(续表)

型 号	离合器额定转矩		调速范围 (r/min)	拖动电动机	
	(N·m)	(kgf·m)		型 号	(kW)
YCTD132-2A	9.12	0.93	2700~270	Y100L	3
	12.2	1.24		Y112M	4
YCTD160-2A	16.9	1.72	2700~270	Y132 ^S ₁	5.5
	23	2.35			Y132 ^S ₂
YCTD180-2A	33.4	3.4	2700~270	M ₁	11
	45.5	4.64		Y160M ₂	15
	56.2	5.73		L	18.5
YCTD 200-2A	66.5	6.78	2800~280	Y180M	22
YCTD 225-2A	91.4	9.32	2800~280	Y200 ^L ₁	30
	113	11.5			Y200 ^L ₂
YCTD250-2A	136	13.9	2800~280	Y225M	45
YCTD280-2A	167	17	2800~280	Y250M	55
YCTD315-2A	227	23.1	2800~280	Y280 ^S _M	75
	273	27.8			90
YCTD90-4A	1.28	0.13	1200~100		0.2
	2.55	0.26			0.4
YCTD100-4A	3.63	0.37	1200~100	Y80 ^I ₂	0.55
	4.91	0.5			0.75
YCTD112-4A	7.14	0.73	1200~100	Y90 ^S _L	1.1
	9.73	0.99			1.5
YCTD132-4A	14.1	1.44	1300~100	Y100L ₁	2.2
	19.2	1.96		Y100L ₂	3
	25.2	2.57		Y112M	4
YCTD160-4A	35.3	3.6	1350~100	Y132 ^S _M	5.5
	47.3	4.82			7.5
YCTD180-4A	68.6	7.0	1350~100	Y160 ^M _L	11
	94.2	9.6			15
YCTD200-4A	114	11.7	1375~100	Y180 ^M _L	18.5
	136	13.9			22
YCTD225-4A	189	19	1375~100	Y200L	30
YCTD250-4A	231	23.6	1375~100	Y225 ^S _M	37
	276	28.2			45
YCTD280-4A	338	34.5	1375~100	Y250M	55
YCTD315-4A	461	47	1375~100	Y280 ^S _M	75
	552	56.3			90
YCTD355-4A	682	69.6	1400~100	S	110
	815	83.1		Y315M ₁	132
	992	101.2		M ₂	160
YCTD400-4A	1240	126.5	1400~100	M ₁	200
	1552	158.2		Y335M ₂	250
	1954	199.2		M ₃	315
YCTD112-6A	7.4	0.75	840~100	Y90 ^S _L	0.75
	10.8	1.1			1.1
YCTD132-6A	14.3	1.46	840~100	Y ^{100L} _{112M}	1.5
	20.6	2.1			2.2

(续表)

型 号	离合器额定转矩		调速范围 (r/min)	拖动电动机	
	(N·m)	(kgf·m)		型 号	(kW)
6A	28	2.86	860~100	S	3
YCTD160-6B	37.2	3.8		Y132M ₁	4
6C	52	5.3		M ₂	5.5
YCTD180-6A	69.6	7.1	860~100	Y160 ^M _L	7.5
6B	103	10.5			11
YCTD200-6A	140	14.3	880~100	Y180L	15
YCTD225-6A	172	17.6	880~100	Y200 ^{L₁} _L	18.5
6B	206	21			22
YCTD250-6A	280	28.6	880~100	Y225M	30
YCTD280-6A	346	35.3	880~100	Y250M	37
YCTD315-6A	422	43	880~100	S	45
6B	515	52.5		Y280 ^M	55

(3) YCTT(JZTT)系列变极电磁调速异步电动机。由于电磁离合器的传递效率 $n_L = n_2/n_1$, 因此普通型电磁调速异步电动机在低速运转时传动效率低, 如将拖动电动机改用变极异步电动机并配置有自动换极的控制器, 使电机输出轴转速低于某一范围时, 自动将变极电动机

机切换至低速级运行, 从而提高离合器的传递效率, 达到进一步的节能运行效果。YCTT(JZTT)系列变极电磁调速电动机即为此目的而设计。它的外形与安装尺寸见表 12-17 及图 12-56, 技术数据见表 12-18, 在订货时应提出对控制器的性能要求。

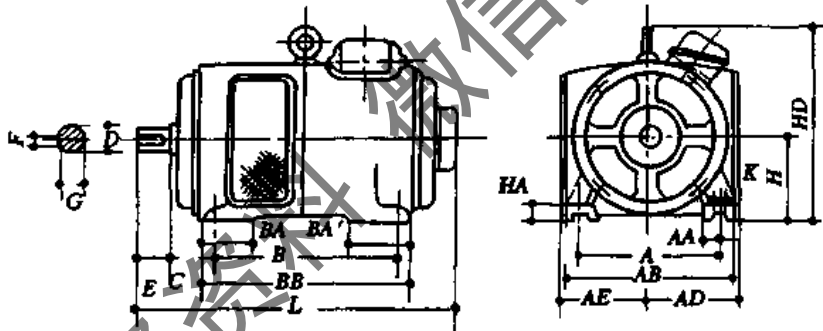


图 12-56 YCTT(JZTT)变极电磁调速异步电动机外形及安装尺寸

表 12-17 YCTT(JZTT)变极电磁调速异步电动机外形及安装尺寸

型 号	安 装 尺 寸 (mm)									外 形 尺 寸 (mm)								
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	AB	AD	AE	AA	HA	HD	BB	L	BA BA'
YCTT ¹¹ ₁₂	190	230	37	18	40	5	14.8	112	13	230	140	115	45	16	275	310	570	70 90
YCTT ²¹ ₂₂	216	238	42	22	50	6	18.2	132	13	266	155	141	50	16	325	325	600	80 100
YCTT ³¹ ₃₂	254	265	44	28	60	8	23.5	160	16	320	175	175	52	20	400	325	680	90 65
YCTT ⁴¹ ₄₂	279	325	46	32	80	10	26.8	180	16	360	195	195	70	25	430	379	850	100 65
YCTT ⁵¹ ₅₂	318	355	48	38	80	12	32.8	200	20	400	250	215	75	32	485	430	885	145 100
YCTT61	380	385	70	42	110	12	36.8	225	20	465	270	245	80	35	550	470	970	130 115

(续表)

型号	安 装 尺 寸 (mm)									外 形 尺 寸 (mm)								
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	AB	AD	AE	AA	HA	HD	BB	L	BA BA'
YCTT ₇₁ 72	510	470	110	48	110	14	42.2	280	25	600	315	315	90	45	685	550	1100	160 150
YCTT ₈₁ 82	580	790	110	60	110	18	52.9	315	30	690	445	365	120	50	750	880	1190	160
YCTT ₉₁ 92	650	880	194	75	140	20	67.2	355	36	790	495	410	135	50	870	980	1440	220

表 12-18 YCTT(JZTT)系列变极电磁调速电动机的技术数据

型 号	离合器额定转矩				调速范围 (r/min)		转速变化率不大于 (%)	拖动电动机容量 (kW)	
	(50Hz)		60(Hz)		50(Hz)	60(Hz)			
	(N·m)	(kgf·m)	(N·m)	(kgf·m)					
YCTT ₁₁ 12 ^{-6/4}	3.8	0.39	3.1	0.32	1200 700 60	1440 840 72	2.5	0.4/0.6 0.55/0.8	
YCTT ₂₁ 22 ^{-6/4}	7.1	0.72	5.7	0.53				0.25	0.75/1.1 1.0/1.5
YCTT ₃₁ 32 ^{-6/4}	13.7	1.4	11.8	1.2				2.5	1.5/2.2 2.0/3.0
YCTT ₄₁ 42 ^{-6/4}	25.5	2.6	21.6	2.2				2.5	2.7/4.0 3.7/5.5
YCTT ₅₁ 52 ^{-6/4}	47.0	4.8	39.2	4.0				2.5	5.0/7.5 7.5/11
YCTT61-6/4	94.1	9.6	76.4	7.8				2.5	10/15
YCTT ₇₁ 72 ^{-6/4}	137.2	14	107.8	11	1300 700 66	1530 840 80	2.5	15/22 20/30	
YCTT ₈₁ 82 ^{-6/4}	245.0 343.0	25 35		20 28	1320 800 440	1580 960 580	2.5	26/40 37/55	
YCTT ₉₁ 92 ^{-6/4}	470 627.2	48 64		38.5 51.2			2.5	50/75 67/100	

12.7 变风量空调系统的运行管理

12.7.1 变风量空调系统的全年运行调节

变风量空调系统是随着室内显热负荷的变化,由末端装置改变送风量来调节室温,与定风量空调系统相比,不需要(或很少需要)末端再热,因而避免(或减少了)由于冷热量相互抵消而引起的能量损失。

变风量空调系统的运行调节可分别从仅有室内负荷变化和仅有室外空气状态变化两个方面进行分析。

1. 室内负荷变化时的运行调节

(1) 使用节流型末端装置的变风量空调系统。变风量空调系统使用的末端装置不同,其运行调节方式也不同。具有多房间的变风量空调系统,其送风系统中在每个送风口前(或每个房间送风支管上)均安装节流型变风量末端装置,当空调房间内显热负荷发生变化时,末端装置将根据室内温度调节器的指令,使节流阀改变送风通道面积来调节送风量以满足室内温度的要求。当送风量减少时,则送风干管内静压将会升高,此时则通过装在干管上的静压控制器来控制送风机入口阀导流叶片的开度(或直接控制拖动风机的电机转速),使系统总风量减少,风道

静压恢复正常。送风温度敏感元件通过传感器、调节器控制通过空气处理室中表面冷却器(或淋水室)的水量(或水温),保持送风温度的恒定。其处理过程见图 12-57。

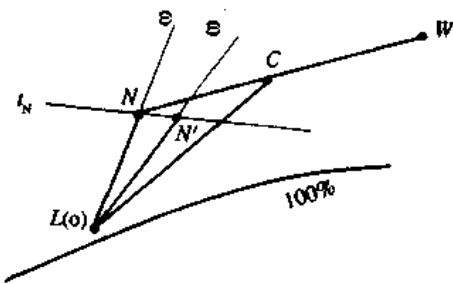
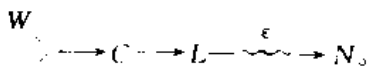
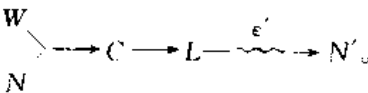


图 12-57 使用节流型末端装置变风量空调系统空气处理过程

最大负荷时:



负荷减少时:



(2) 使用旁通型末端装置的变风量空调系统。在通往每个空调房间的送风管道上(或每个送风口之前)安装旁通型变风量末端装置便构成了旁通型变风量空调系统。该系统中的末端装置根据室内显热负荷的变化,由室内温控器发出指令而产生动作,在室内负荷减少时,减少(或增加)送往空调房间的风量,而由系统送来的另一部分风则通过末端装置的旁通通路至房间的顶棚内,再通过回风系统返回空气处理室。系统在运行中的送风量保持不变,只是送入房间内的风量发生变化,其空气处理过程见图 12-58。

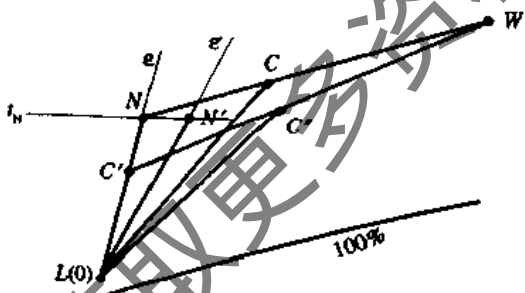
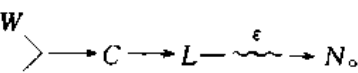
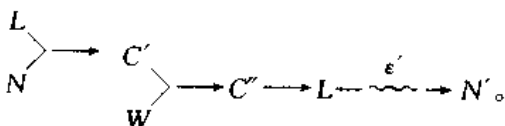


图 12-58 使用旁通型末端装置变风量空调系统空气处理过程

最大负荷时:



负荷减小时:



(3) 使用诱导型末端装置的变风量空调系统。在通往每个空调房间的送风管道上(或每个送风口之前)安装诱导型末端装置,便组成了诱导型变风量空调系统,由于空调房间内显热负荷的变化,末端装置根据室内恒温器的指令,调节二次空气侧的阀门,诱导室内或顶棚内的热的二次空气(与送风温度相比为热空气),然后送入室内,维持室内温度的相对稳定。随着负荷变化的调节过程如图 12-59 所示。

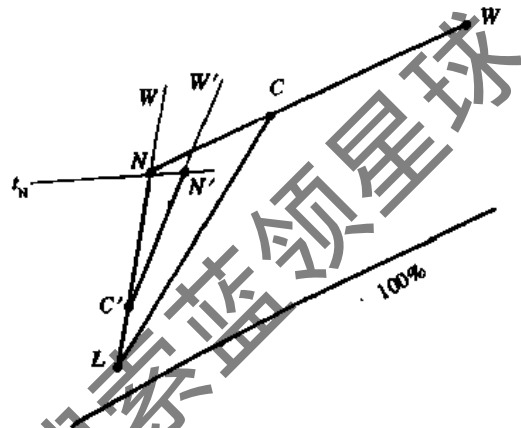
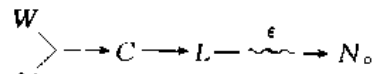
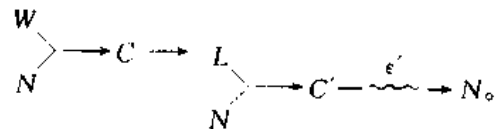


图 12-59 诱导型变风量空调系统空气处理过程

最大负荷时:



负荷减少时:



此外,变风量空调系统的“露点”温度和送风温度的控制方法,与集中式定风量空调系统相同。

2. 全年的运行调节

根据室内负荷变化情况,变风量空调系统有以下三种全年运行调节方法。

(1) 全年各空调房间有恒定的冷负荷,或变化较小时(例如位于建筑物的内区)。处于此条件下的变风量空

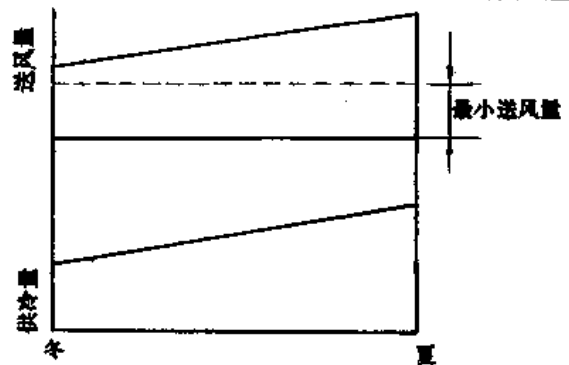


图 12-60 无末端再热的变风量空调系统全年运行调节

调系统,一般在每个房间的送风管上(或送风口前)安装无末端再热装置的变风量末端装置,对各空调房间送冷风,由室内温度调节器调节送入房间的风量,送风量随着冷负荷的减少而减少,如图 12-60。此时被调房间的相对湿度略有增加,但对于湿度无严格要求的房间,通过此种运行调节基本上可以满足室内要求的参数。

(2) 全年各房间无恒定冷负荷,且变化较大时(例如建筑物的外部区)。全年各空调房间无恒定的冷负荷,且变化又较大时,一般在通往各房间的送风管道上或送风口之前安装有末端再热设备和变风量末端装置。此种系统全年均送冷风。由于室内的冷负荷变化较大,因此当室内送风量随室内的冷负荷减少而减至室内最小风量时,就不可能再通过减少送风量来补偿室内继续减少的冷负荷,此时,可通过末端加热器来提高送风温度,向室内补充热量以维持室温不变。如图 12-61 所示。

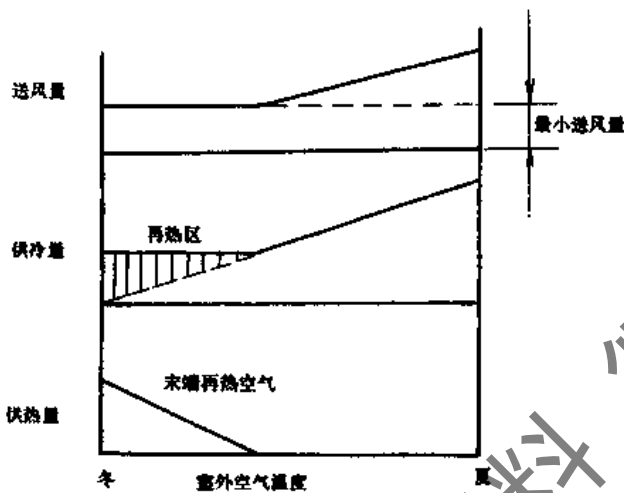


图 12-61 有末端再热的变风量空调系统全年运行调节

空调房间的最小送风量,应大于或等于房间的 4 次换气量。最小风量主要是为了避免因送风量过少而造成

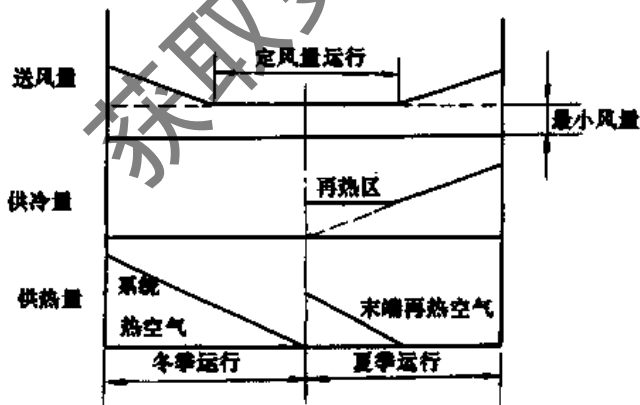


图 12-62 季节转换的变风量空调系统全年运行工况图

室内的换气量不足,而使室内空气污浊,新风量过少而不能满足根据国家规定的卫生标准而要求的最小新风量,致使室内温度分布不均匀和相对湿度过高。

(3) 各房间夏季需送冷风冷却而冬季需送暖风而保温。对于各房间夏季需供冷而冬季需供暖的变风量空调系统,由于在此类空调系统中,冬、夏季室内负荷的性质不同,因为冬季需供热风,而夏季又需供冷风,必须在全年的运行调节中进行冬—夏转换,如图 12-62 所示。在夏季运行时,随着室内的冷负荷的减少,先减少送风量,当送风量减至最小时,送风量将无法再减少,开始利用末端再热以补偿室内负荷的减少。当利用末端再热也无法补偿室内冷负荷时,就必须进行由夏—冬的转换运行,此时系统将由夏季的送冷风转换为送热风,在这段运行过程中,为节省能量,可先采用一段时间的定风量变送风温度的调节方法,即保持最小送风量而随室外空气状态的不断变化改变送风温度。当供热负荷继续增加时,再改为变风量的调节方法,即随着室内热负荷的增加而增大送风量。

12.7.2 变风量空调系统的运行管理

变风量空调系统的特点,就在于其系统的送风量随空调房间内热负荷的变化而发生变化,以维持空调房间内的温度相对稳定。因此,要使变风量空调系统正常运行,既实现变风量空调系统的节能降耗,减少运行费用,又要保证空调房间的使用效果,应注意以下几个方面:

(1) 变风量空调系统在运行中,是以送风状态点不发生变化,根据室内热负荷的变化来改变空调房间内的送风量,达到空调房间内温度的稳定。因此,巡视检查和调节系统的运行状态,维持系统送风温度的稳定则是其主要任务之一,一旦发现送风温度偏离设计值,则应采取相应措施,如露点调节、二次加热调节、二次回风调节等。

(2) 及时的进行冬夏季运行的工况转换。我们知道,变风量空调系统一般在运行中,其送风状态点的温度全年分为两个阶段,即在夏季运行中,系统的送风状态点温度低于空调房间温度,而且在空调房间热负荷(即室内工作的发热设备和人员)相对增加时,则由控制系统驱动末端装置加大送风量;反之则减少送风量。而在冬季的运行中,系统的送风状态点温度高于空调房间内的空气温度,而且在空调房间内的热负荷(即室内投入工作的设备和人员)增加时,控制系统将驱动末端装置减少送风量;反之,则增大送风量。也就是说,变风量空调系统在冬、夏季节的运行中,调节方式是不一样的。同时在一般的变风量空调系统中,空调房间内除安装有室内温度调节拨盘外,还安装有冬夏季运行转换开关,在集中控制系统中一般也设有冬、夏季运行转换开关。什么时间应采用夏季运行方式,什么时间应转换为冬季运行方式,则应由空调系统在运行中,空调房间是保热还是失热(即空调房间是由内向外散热还是由外向内散热)来决定。如果在不应该进行冬—夏季运行工况转换时,进行了季节运行工况的转换,必将造成调节的混乱,在调节房间温度时,本应加大送风量,反而减少了送风量,从而无法满足空调房间温度要求的需要,而产生不良后果。因此,运行

管理人员,适时地进行季节运行工况的转换,则也是保证系统正常使用的重要因素之一。

(3) 空调房间内空气状态点的监控。在变风量空调系统的运行中,对于空调房间内空气状态点的监控则是必不可少的。我们知道,空调运行管理人员的职责就是保证空调房间内要求的空气参数在要求范围内,则应首先检查:

① 空调房间内安装的冬—夏季转换开关位置是否正确。

② 变风量末端装置是否发生故障。

在变风量空调系统运行中,如果系统的送风温度正常,而房间内温度发生异常时,则基本上是由上述原因所造成。应该教育空调房间内的工作人员,不要随意调整

房间内安装的温控器和转换开关,必要时可将其封闭或使用一继电器代替转换开关,由控制室内控制运行的季节工况转换。

(4) 风道静压的监控。变风量空调系统中的送风量是由风道中的测压控制器控制驱动送风机的电动机转速,或调节送风机入口圆形瓣式启动阀的开度来达到调节系统送风量的目的。也就是说,要维持风管静压在一定范围内。如果系统在运行的某时刻风管内的静压值超过设计值时,一般造成此种情况的原因可能为:静压控制器失灵,或风机转速的调节机构或驱动风机入口圆形瓣式启动阀的执行器发生故障,因而,在系统的运行中要注意风道静压的变化,如果发现异常现象,则必须及时处理,以保证系统的正常运行。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星

13 净化空调系统的运行管理

13.1 洁净技术的发展和洁净室的建立

在科学技术飞速发展的今天,在许多现代化的工业生产中,如电子技术、精密仪器制造、人造卫星、原子能等许多工业部门中,由于元、器件向微型化方向发展,使得部件日益复杂,精密度越来越高,要求产品质量可靠,使用寿命长。而这些产品部件的质量在很大程度上又取决于生产房间内空气的净化程度。对半导体集成电路的外延扩散工艺,当室内每 L 空气中 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的尘粒数 < 35 颗时,产品的合格率接近于 100%,而当室内每 L 空气中 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的尘粒数为 3500 颗时,合格率则不足 60%,微型轴承的钢球与镜圈之间只有 $0.5\mu\text{m}$ 厚度的油膜,如有 $0.3\sim 0.5\mu\text{m}$ 粒径尘粒落入把油膜刺穿,轴承就不能启动。所以空气中的尘粒不仅对人的健康不利,而且会影响生产工艺过程的正常进行,还会影响某些空气处理设备的处理效果(如空气加热器、表面式冷却器的传热效果)。因此,对于某些空调房间或生产过程,除了对空气的温、湿度有一定要求外,还必须保证房间内一定的空气清洁度。

早在第一次世界大战后,美国的陀螺仪制造工业最先提出了环境净化的问题,为了试图在生产中消除空气中重粉尘对航空仪表小轴承与齿轮的污染,他们在工厂和实验室建立了轴承的“控制装配区”,也就是将轴承的“装配区”与其他生产操作区相隔离,供给一定的经过净化处理的空气并严加管理。这便是现代工业洁净室的前身。

在两次世界大战间隔的 20 多年间,军事科学技术突飞猛进。1939 年发现了铀核的裂变,1945 年美国就把制成的原子弹投向了日本广岛。1943 年提出了计算机的设想,两年后美国即制成了第一台计算机。同时由于某些领导零件加工尺寸公差已经要求控制在 0.0005mm 以内,晶体管所用的锗半导体已需使杂质降低到 10^{-9} 以下。飞速发展的军事工业,要求防止放射性粒子的扩散,提高原材料纯度,提高零件加工与装配精度,提高元件或整机的可靠性与延长寿命等。这些都必须在更高要求的环境中进行,单纯依靠空调系统控制环境中空气温度、湿度参数已无法满足工业生产的要求。人们已逐渐认识到空气中尘埃粒子对某些工业产品的质量高、可靠性和寿命造成严重的威胁。如美国安顿涅狄导弹公司发现:在普通车间内装配惯性制导用陀螺仪时,平均每 10 个产品就要返工 120 次,控制空气中尘埃对其污染后,返工率降低为 2 次。转速为 $12000\text{r}/\text{min}$ 的陀螺仪轴承内,无尘与有 1000 颗尘粒(平均直径为 $3\mu\text{m}$)相比,寿命竟相差 100 倍,因而在军事工业飞速发展的前提下,促使了空气净化技术的发展。20 世纪 50 年代,世界上先后出现了一批洁净室。到了 20 世纪 60 年代,于 1961 年世界上诞生了平行流洁净室。它被人们誉为污染控制技术的最大突破,不仅对空气净化技术做出卓越贡献,而且对当代科学

技术的飞速发展产生了不可估量的影响。在这期间,美国先后于 1963 年制定了用于洁净室的联邦 209 标准,并于 1966 年进行修订形成了联邦标准的 209A。与此同时,世界上许多国家也都先后制定了自己国家的洁净室标准。由于洁净技术的发展,在 20 世纪 60 年代的 10 年中,世界钢铁、石油、电力的生产量成倍的增长,机械工业朝着高速化、自动化、精密化与系统化发展;新的工艺使多晶硅纯度大大提高;电子工业进入半导体集成电路时代,集成电路至 1969 年集成度已激增为 $10^2\sim 10^3$ 个元件/片,从而替代了晶体管在导弹、计算机、航空等各个工业部门的广泛应用,使宇航陀螺仪、转子的不圆度,大规模集成电路制做的重复定位精度,大面积物理光栅刻线的线距精度和平行度等均进入亚微米级水平。1970 年集成电路的条宽尺寸已经缩小到 $2.5\mu\text{m}$ 。这些都在不同程度上与层流洁净室的应用发生着千丝万缕的关系。20 世纪 70 年代,除一些关键精密元件的加工精度、装配精度进入亚微米级外,胶片的解相力(每 mm 宽胶片上能记录下可分辨的单线条数)已发展到全息干版 3000 条线。乳胶涂层厚度发展到电影彩底 14 层总厚 $19\mu\text{m}$ 。1977 年出现的超大规模集成电路,基片上元件数量突破了 10^5 个/片。采用曝光新技术后实现了亚微米级图形,达到线条宽度为 $0.2\mu\text{m}$,对准精度为 $\pm 0.025\mu\text{m}$ 的新水平。单晶硅材料从直径 75mm 发展到 125mm ,缺陷密度从 10^4 个/ cm^3 减少到 10 个/ cm^3 ;硅材料的杂质含量已达到 10^{-4} 。在这一阶段,精密机械与仪表制造工业以微型轴承、陀螺仪、光学仪表等为代表;电子工业以集成电路、换能管为代表;制药工业以抗生素制做、动物实验等为代表;化学工业以微缩胶片为代表;食品工业以酿造、乳制品为代表分别广泛地使用洁净室。为了适应科学技术和工业生产的飞速发展,于 1977 年 4 月美国在 209A 洁净标准的基础上修订和进一步完善了洁净室标准而推出了联邦 209B 标准,不仅对洁净室内空气含尘量的颗粒数量作了明确的规定,同时还对空气含尘量的粒径和分级粒径的数量也作了详细的规定。

进入 20 世纪 80 年代,在电子工业中半导体集成电路行业已制成 256K 位的存储器,4M 位的存储器已批量生产,同时 16M 位的存储器已在试制中。20 世纪 80 年代初日本河村晃提出了一幅如图 13-1 所示,形象地表示出集成电路成品合格率与空气洁净度的关系。该图表明,假设同在 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的 1000 级洁净室内,生产 64K 位时成品合格率为 6%,而生产 256K 位的合格率可能仅为 0.01%。由此可看出,要求控制生产环境空气中 $0.1\mu\text{m}$ 粒径的尘粒含量势在必行。以驱动计算机每秒运算 10 亿次以上的“甚高速集成电路”为标志的尖端产品的研制和生产,势必从纯度、精度、速度、可靠性和寿命等方面分别提出更高的要求,成为洁净技术发展的新的推动力。因此于 1988 年 6 月美国又在联邦 209B 标准的基础上更

进一步修订、完善和发展了洁净技术的联邦 209D 标准。

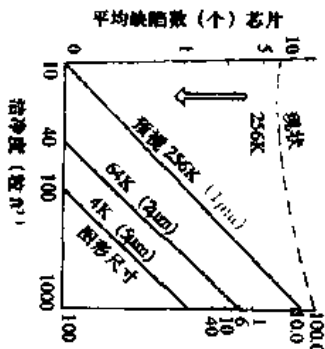


图 13-1 半导体工业洁净度与产品合格率的关系

90 年代,随着科学技术的进一步发展,为了更好地适应科学研究和工业生产发展的需要,于 1992 年美国联邦政府在 209D 标准的基础上再次进行修订而推出了《洁净室及洁净室中浮游粒子洁净度等级》的美国联邦标准 FED-STD-209E。

13.2 洁净度标准

对于洁净室的洁净度等级、装置以及设计、施工、运行、管理等等,许多国家制订了相应的标准(或规范、规程、手册)。在许多洁净室的标准中,都相似地把洁净室视为一个对其中空气中的尘粒(生物性与非生物性)、温度、相对湿度和其内的静压值等根据需要进行控制的空间。因此除少数国家的洁净室标准仅规定洁净室的空气洁净度外,一般同时规定温度、相对湿度、静压值、照度等几个方面的参数。有的甚至还包括空气的流速、噪声、振动等。目前在国际上制定有洁净度等级标准的国家甚少,有美国、英国、法国、德国、瑞士、俄罗斯、澳大利亚等。我国在 1984 年发布的国家标准《洁净厂房设计规范》GBJ73-84 中也包括了洁净度的等级标准。日本在《日本工业标准 JISB9220 修订草案——洁净室中浮游粒子测定方法和洁净室的评价方法》中也明确规定了洁净度的等级标准。

洁净技术在世界上的发展过程中,基本讲是经历了两个阶段,首先是美国在 20 世纪 60 年代先后制订了《美国空军技术条令 TO-00-25-203》并先后于 1963 年和 1965 年进行两次修订,制定了《美国联邦标准 209》并进行修订后成为《美国联邦 209A 标准》,制订了《美国国家航空与航天管理局 NASA 标准》,进入 20 世纪 70 年代,各个国家相继在工业部门普及洁净室,因而也先后制定了自己的标准,其中制订最早、应用最广、国际影响最大的为美国联邦标准。20 世纪 80 年代后更进一步完善和修订标准。但目前世界上还没有一个统一的洁净室标准。

13.2.1 中国标准

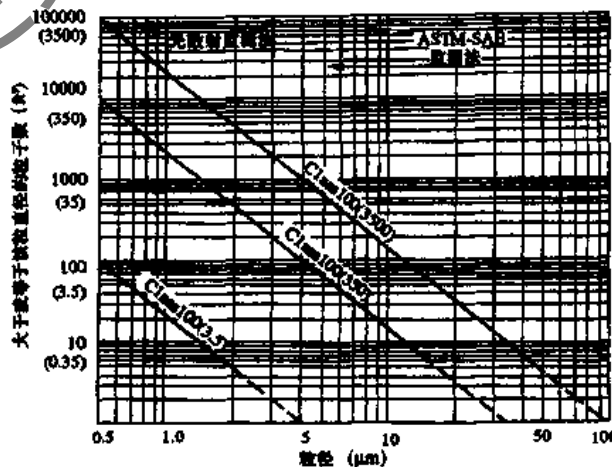
我国于 1984 年 6 月在对国内原四机部的 1 系列标准、原七机部的 5 系列标准及原国家建委的 3 系列标准进行分析比较,同时在消化吸收国外空气洁净度标准基础上,批准的国家标准《洁净厂房设计规范》GBJ73-84 中,以空气中所含悬浮离子的粒径以大于或等于 $0.5\mu\text{m}$ 的尘粒数量将空气洁净度划分为四个等级。见表 13-1。

表 13-1 《洁净厂房设计规范》GBJ73-84 规定的空气洁净等级标准

洁净度等级	每 m^3 (每 L) 空气中 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 尘粒数	每 m^3 (每 L) 空气中 $\geq 5\mu\text{m}$ 尘粒数
100	$\leq 35 \times 100 (3.5)$	
1000	$\leq 35 \times 1000 (35)$	$\leq 250 (0.25)$
10000	$\leq 35 \times 10000 (350)$	$\leq 2500 (2.5)$
100000	$\leq 35 \times 100000 (3500)$	$\leq 25000 (25)$

13.2.2 美国联邦标准

(1) 1964 年首次公布的美国联邦标准 209《洁净室和工作台环境控制要求》正式宣布了以 $0.5\mu\text{m}$ 和 $5\mu\text{m}$ 粒径尘粒每 ft^3 中所含粒数将洁净室分为三个级别。即 100、10000、100000 级提出了三级洁净室粒径分布曲线。见图 13-2,允许在曲线之间用内插法确定需要的洁净度的平行线。其所规定的洁净室环境等级是操作状态下所要求的性能。



注: 除非注明量大, 每 ft^3 的粒子数除以 $10(0.35)$ 时为不可信

图 13-2 美国 209 联邦标准粒径分布曲线

(2) 1966年8月美国联邦标准局对美国联邦标准209进行了第一次修订,修订本209A更加重视实用性。进一步明确地将气流组织与洁净度级别联系起来,使1962年以来的层流(平行流)技术经过约4年的应用已基本成熟和完善。

(3) 1973年4月美国联邦标准局对美联邦209A标准进行了第二次修订,修订后的209B标准在环境参数方面较209A更为灵活,提出了相对湿度允许波动的范

围,对于噪声仅规定控制在可能进行必要的通话,满足操作或产品要求,保证人员舒适与安全的范围内。在对于尘埃粒子的测定方面,采用了更高的自动检测技术,光散射计数器的计测范围从209的粒径为0.5~6 μm 扩大到0.5~50 μm 。并明确了监测时尘粒粒径所在方位不影响粒径测定。同时还建议在层流(平行流)洁净室的检测中使用大流量的如0.25、1.0及5.0 ft^3/min 的计数器,美国联邦标准209B要求如表13-2。

表 13-2 美国联邦标准 209B 要点

洁净室级别	尘埃粒子		压力 (mmH ₂ O)	温 度		相对湿度 (%)	气 流 (m/s)	照 明 (lx)
	粒径 (μm)	浓度 (个/L)		推荐值 ($^{\circ}\text{C}$)	误差 ($^{\circ}\text{C}$)			
100	≥ 0.5	≤ 3.5	全部门关闭后洁净度高的房间应较洁净度低的高出1.27mm以上,全开启时空气向外流动	22.2	± 2.8 个别 ± 0.14	40 \pm 5	层流时 0.46 \pm 0.09(垂直层流时可降至0.46以下)非层流时不低于20次/分但无硬性规定	非层流时 1076至1615
1万	≥ 0.5 ≥ 5	≤ 350 ≤ 2.3						
10万	≥ 0.5 ≥ 5	≤ 3500 ≤ 25						

注:在原定三个洁净度等级之外,209B文中提出可以再增千级、五千级与八万级等三个可选等级。粒径分布曲线同209。而且明确指出,空气中浮游微生物是自然界的微粒,因此它的数量包括在空气洁净度级别的微粒总数当中。

(4) 1988年6月15日美国联邦标准局根据科技和工业的发展情况又一次对原《美国联邦标准209B》进行修订,修订后的美国联邦标准209D《洁净室和洁净工作台的环境控制要求》将原来的洁净度等级由3个扩大为6个,即增加了1级、10级、1000级的洁净等级标准,同时允许定义任意级,把层流改称为单向流,相应地把乱流改为非单向流,定义单向流为:一般具有平行流线,以单一通路单一方向通过洁净室或洁净区的气流,反之为非

单向流。并且详细规定了在洁净度检测时的最小采样量和必要的采样点数。

美国209D联邦标准对粒子粒径的分级界限见表13-3和图13-3。

表 13-3 美国 209D 联邦标准中规定单位体积中粒子数表示的洁净度分级界限

洁净度等级	粒 子 粒 径 (μm)				
	0.1	0.2	0.3	0.5	5.0
1	35	7.5	3	1	
10	350	75	30	10	
100		750	300	100	
1000				1000	7
10000				10000	70
100000				100000	700

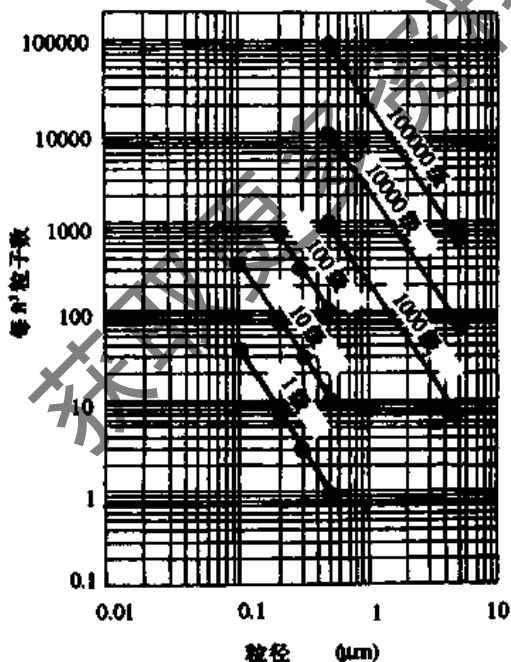


图 13-3 以每立方英尺中大于、等于某粒径的粒子数表示的分级界限

(5) 1992年9月美国联邦标准局再次对美国联邦209D标准进行修订,推出联邦标准FED-STD-209E《洁净室和洁净区内空气浮游粒子洁净等级》。209E标准是为了适应洁净技术的发展,尤其是当代微电子工业的快速发展而制定的。目前生产64M、DRAM,线宽0.35 μm ,控制粒径0.035 μm ,研制的256M,线宽0.25 μm ,控制污染粒子0.025 μm 。209E制定的洁净度级别,是以国际单位制为优先选用单位,并保留了209D的以往惯用的英制单位作为尘粒数量的计量单位,同时提出比209D更洁净的级别M1。该标准阐明了可用替代粒径及替代级别来定义表中未列出的级别,以及用超细粒子浓度来描述空气洁净度的方法即U描述法。

209E标准比209D更具体、更科学地制定了洁净室或洁净区内悬浮粒子浓度级别及其鉴定和监控方法。美国209E粒子粒径分级标准见表13-4。

表 13-4 美国 209E 联邦标准粒子粒径分级标准

等级名称		等 级 限 值									
		0.1 μm		0.2 μm		0.3 μm		0.5 μm		5.0 μm	
		容积单位		容积单位		容积单位		容积单位		容积单位	
国际单位	英制单位	(m^3)	(ft^3)	(m^3)	(ft^3)	(m^3)	(ft^3)	(m^3)	(ft^3)	(m^3)	(ft^3)
M1		350	9.91	75.7	2.14	30.9	0.875	10.0	0.283		
M1.5	1	1240	35.0	265	7.50	106	3.00	35.3	1.00		
M2		35000	99.1	757	21.4	309	8.75	100	2.83		
M2.5	10	12400	350	2650	75.0	1060	30.0	353	10.0		
M3		35000	991	7570	214	3090	87.5	1000	28.3		
M3.5	100			26500	750	10600	300	3530	100		
M4				75700	2140	30900	875	10000	283		
M4.5	1000							35300	1000	247	7.00
M5								100000	2830	618	17.5
M5.5	10000							353000	10000	2470	70.0
M6								1000000	28300	6180	175
M6.5	100000							3530000	100000	24700	700
M7								10000000	283000	61800	1750

13.2.3 其他有关标准

1. 美国航空宇航局 NASA 标准

NASA《洁净室和洁净工作台微生物的控制标准》NHB-5340.2 是在美国联邦标准 209A 发表一年之后公布的。该标准是为宇航飞船的制造、试验和发射环境而制定的新的洁净室标准。其目的是尽量避免在宇宙探索中把地球上的各种微生物带到其他星球上,从而保证对生物起源的研究不致受到影响。其要求如表 13-5,它是

一个有关微生物净化级别的基本标准。既有与 209A 相同的粒子总数要求,又提出了微生物粒子限制。不过人们一般认为,微生物并不是以单体形式浮游生存,而总要附着在其他浮游的尘埃或其他粒子上,因此在控制空气中浮游微粒子时,微生物粒子也同时得到控制。这正是工业净化与微生物净化可以采取共同技术措施的基础。宇航标准从发表以来不仅被应用于世界各国的宇航工业,而且还被广泛地应用于医药工业、食品工业及生物实验、医学等各个微生物净化的领域。

表 13-5 美国航空宇航局标准 NHB-5340.2 要点

生物洁净室级别	粒 子		微生物粒子		压力 (mmH_2O)	温度 ($^{\circ}\text{C}$)	湿度 (%)	换气次数 (次/h)	照度 (lux)
	粒径 (μm)	累积个数 (粒/ ft^3)	浮游量 (粒/ ft^3)	沉降量 (粒/ ft^2 周)					
100	≥ 0.5	≤ 100	0.1	1200	> 1.27	2.2 ± 0.14	40	单向流方式 0.46m/s $\pm 0.1\text{m/s}$	1076
10000	≥ 0.5 ≥ 5.0	≤ 10000 ≤ 65	0.5	6000	> 1.27				
100000	≥ 0.5 ≥ 5.0	≤ 100000 ≤ 700	2.5	30000	> 1.27	2.8	45	非单向流方式 ≥ 20 次/h	1615

美国宇航局的 NASA 标准中除了对空气中浮游粒子要求严格的控制(例如制造阿波罗飞船的高大层流 100 级洁净室在连续运行 400h 内,除必须控制 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的粒子数不大于每 ft^3 100 颗外,还必须保证其间 $0.3\mu\text{m}$ 的粒子数每 3ft^3 中不超过 1 颗)外,对生物粒子也要求严加控制。

2. 原苏联标准

1964 年以前,苏联国家标准采用计重体系分为 III 级。1965 年苏联公布了电子工业采用的计数法的洁净室标准[CH317-65]。其中的洁净室分类比较复杂,1973 年苏联又制定了新的全苏洁净室标准 OCT11П-170-050,001-73 按单位容积空气中大于等于 $0.5\mu\text{m}$ 粒径尘

埃数量的浓度把洁净室分为五级。前四级分别相当于美国联邦标准的 100,1000,10000,100000 级,第五级则属于劳动保护区相当于 50 万级。此外,又按洁净室内的温、湿度参数把洁净室分为三类。见表 13-6 和表 13-7。

表 13-6 前苏联全苏洁净室标准按含尘浓度分类

洁净室或工作台的洁净度级别	$\geq 0.5\mu\text{m}$ 粒/L
1	4
2	35
3	350
4	3500
5	按 CH245-71 标准

表 13-7 前苏联全苏洁净室标准按温、湿度分类

洁净室的温湿度级别	温度(°C)		相对湿度 (%)
	冬	夏	
1	20±1	23±1	45±5
2	20±2	23±2	45±5
3	按 CH245-71		

3. 日本的洁净室标准

日本于1975年发布了JISB9920标准,并于1988年发布了《日本工业标准JISB9920修订草案——洁净室中浮游粒子测定方法和洁净室的评价方法》和《日本空气净化协会标准——洁净室性能评价指南》,两个标准都把洁净室的洁净度级别定为8个,见表13-8。

表 13-8 日本工业标准 JISB9220 修订草案洁净室的洁净度标准(个/m³)

粒 径 (μm)	洁 净 度 标 准							
	1	2	3(FS1)	4(FS10)	5(FS100)	6(FS1000)	7(FS10000)	8(FS100000)
0.1	10 ¹	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	(10 ⁶)	(10 ⁷)	(10 ⁸)
0.2	2	24	236	2360	23600			
0.3	1	10	101	1010	10100	101000	1010000	10100000
0.5	(0.35)	(3.5)	35	350	3500	35000	350000	3500000
5.0					29	290	2900	29000
洁净度级别 粒径范围	0.1~0.3		0.1~0.5		0.1~5.0		0.3~5.0	

注:表中规定的空气含尘浓度均为洁净室的空气含尘粒的上限浓度。

从上面介绍的世界上几个主要国家的洁净室的洁净度标准,我们就可以看出:

(1) 级别越划分越细,也就是说洁净度的级别在最初的只有三个等级发展到美联邦标准的209E的13个级别。

(2) 洁净室内在同一个级别中空气中所含悬浮粒子数的粒径要求由原来的单一值发展到目前的分级粒径粒数的要求。

(3) 级别中由最初的单位ft³内所含粒子数向统一的公制单位即m³中所含粒子数发展。

(4) 由于电子工业的飞速发展,集成电路的生产技术的发展日新月异,迅猛异常,为适应这一发展的需要,有人预测,0.5μm 1级洁净室可以满足1M DRAM~4M DRAM生产的需要,0.1μm、10级洁净室可以满足16M DRAM生产需要,当成品率要求为50%时尚可满足64M DRAM~256M DRAM生产需要,0.1μm 1级洁净室可满足256M DRAM~1G DRAM生产需要,当成品率为50%时,尚可满足4G DRAM生产需要。也就是说将来的洁净室随着科技的发展会对空气中悬浮粒子的数量要求越来越少,同时尘粒粒径的控制也越来越小。

13.3 洁净室的类型

所谓洁净室,在中国标准《洁净厂房设计规范》GBJ73-84中作如下定义:“根据需要,对空气中尘粒、温度、湿度、压力和噪声进行控制的密闭空间,并以其空气洁净度等级符合本规范规定为主要特征。”美国联邦标准209D《洁净室和洁净工作台的环境控制要求》中是这样叙述的,洁净室“指其内悬浮粒子浓度控制在特定值内的某一房间”。美国联邦标准209E《洁净室和洁净区内空气浮游粒子洁净度等级》中的定义为:“浮游粒子浓度被控制、包含一个或多个洁净区(空气浮游粒子浓度被控制在特定的浮游粒子洁净度等级范围内的某一限定空间)

的房间。”作因此,我们不难看出:洁净室既可以是一个同一级别洁净度的房间,又可以是一个包括两个或两个以上不同洁净度等级的房间。

13.3.1 洁净室的分类

1. 按洁净室构造分类

(1) 整体式(或称土建式)洁净室:其特点是,采用土建式围护结构,构成一个或数个洁净室,一般采用集中全面净化或全面与局部净化相结合的方式,此类洁净室由于其结构的特点,一般讲比较坚固耐久,密封性能好,适用于大型洁净室,但施工周期一般较长,运行费用较高。

(2) 装配式洁净室:该种洁净室的顶棚、墙面均为制造厂制作成板状结构,在现场进行拼装而成。它配备有风机、空气过滤单元、照明等,可组合而成各种型号的洁净室。这种洁净室由于大部分的制作成型工作量在制造厂完成,现场只进行拼装,因此安装周期短,拆装也比较方便,有利于旧厂房的改造,它对安装现场的建筑装饰要求并不高,但此类洁净室往往密封性较差,噪声较大,造价也比较高,给安装后的调试检测带来不少困难。

(3) 局部净化洁净室:此类洁净室往往是在一般的空调房间内,对局部空间进行净化处理,如在空调房间采用净化工作台、自净器、层流罩等。此类洁净室具有安装周期短、造价低,设备移动方便,由于该类洁净室只是在一般的空调房间内对某一局部进行净化处理,因而运行费用也较低。但此类使用有其局限性,高效过滤器污染较快。

(4) 局部与全面净化相结合。其特点是在低洁净度的洁净室内,利用局部净化设备对局部区域实现较高的洁净度。对于此类洁净室来讲,其洁净度一般容易达到,简化了人和物料的净化程序,施工安装周期短,易于适应生产工艺的变动,噪声较大,产品和物料离开工作区时易于污染。

2. 按洁净室内的气流组织形式分类

(1) 单向流(层流)洁净室。

1) 垂直单向流洁净室,其主要特点是在洁净室的顶棚上布满高效空气过滤器,地板作为回风口,送入房间的气流沿垂直方向充满整个洁净室的断面,气流的方向与尘粒的重力沉降方向相一致,并且从送风口到回风口,气流的断面几乎不变,即气流的流线几乎成平行状态,没有涡流。此外,由于送风静压箱和高效空气过滤器的均压均流作用,使气流断面上的流速均匀,送入房间的气流像“活塞”那样把室内随时产生的尘粒迅速由回风口处的回风带走。由于单向流形式要求室内断面上具有一定的风速,所以室内的换气次数一般都高达每小时数百次,从而可以使室内达到非常高的洁净度(100级或10级甚至更高洁净度等级),此外,由于换气次数的值比较大,单向流形式的洁净室的自净时间(自系统启动起,至室内空气含尘浓度值达到稳定时所需的时间)短,一般只要几分钟即可。

2) 水平单向流(层流)洁净室。水平单向流洁净室基本上与垂直单向流洁净室型式差不多,所不同的是在洁净室的一面侧墙上满布高效空气过滤器,而在相对应的另一面侧墙上布置回风口,气流沿水平方向通过洁净室。由于水平单向流洁净室的气流方向与尘粒的重力沉降方向不相一致,为避免出现尘粒沉降现象,所以室内断面的风速一般要大于垂直单向流洁净室内的断面风速。此外,水平单向流沿着气流方向洁净度将逐渐降低。

单向流洁净室构造复杂,施工麻烦,投资和运行费用都较高。

(2) 非单向流(即乱流)洁净室。非单向流洁净室主要是利用送入洁净室内的洁净空气对室内含尘量较高的空气产生稀释作用。使洁净室内的尘粒均匀扩散而被冲淡,送回风方式一般采用顶送下侧回,气流自上而下,与尘粒的重力沉降方向相一致。以满足工艺生产和工业卫生的要求,以避免涡流将工作区外的灰尘带入工作区。送风口一般采用带扩散板(或无扩散板)的高效空气过滤器风口或局部孔板风口。在洁净度要求不高的场合也有采用上侧送风下侧回风的方式。非单向流(乱流)洁净室由于受到送风口形式和布置的限制,室内的换气次数远低于单向流洁净室,并且室内还会产生空气的涡流,使室内空气的洁净度等级不可能达到较高的水平,通常维持在1000~100000之间。但是非单向流洁净室较之单向流洁净室换气次数小得多,因而结构比较简单,投资和运行费用都较小。

(3) 隧道式洁净室。该类洁净室是在洁净室内采用层流罩组成隧道形式,垂直单向流的局部工作区,以满足有较高空气洁净度要求的生产工序和生产流水线。

3. 按洁净室的使用性质分类

(1) 工业洁净室。用于工业生产的洁净室,如精密机械的加工、电子技术、化工等工业部门中使用的洁净室称为工业洁净室。工业洁净室主要以控制空气环境中尘粒的单位体积含量为主。

(2) 生物洁净室。用于医疗、医药制品、生物实验、微生物学研究、食品、农业和畜产等部门中的洁净室为生物洁净室,此类洁净室主要以控制空气环境中微生物的

单位体积含量为主

13.3.2 洁净室常用的气流组织形式

1. 垂直单向流洁净室的气流组织

典型的垂直单向流洁净室的气流组织是采用顶棚送风、地板回风(即顶送下回)的气流方式。从顶棚到地板之间全室呈现单向流气流。在送风口的中部和回风口的后部为送、回风静压箱。

送风。顶棚送风口静压箱体实际上是送风管末端的扩大段,因此其功能是可以将气流流动的一部分动压转化为静压,然后经过下部孔板或均流网送入室内,在室内形成向下均匀的平行的气流流型。

回风。整个地板作为房间的回风口,地板下部的地坑作为回风静压箱。回风气流经地板格栅和地坑,通过回风管道形成系统的循环。常用的垂直单向流洁净室的气流组织及布置方式见图13-4~图13-11。

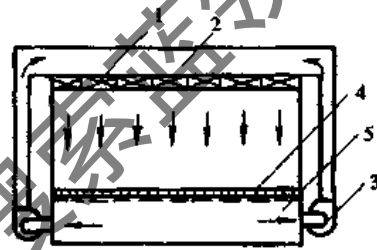


图 13-4 典型垂直单向流洁净室

1-高效过滤器;2-送风静压箱;3-循环风机;
4-格栅地板及中效过滤器;5-回风静压箱

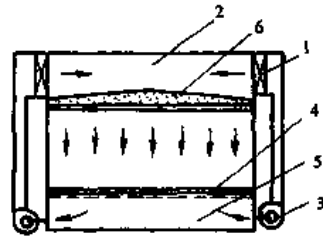


图 13-5 顶棚阻尼层垂直单向流洁净室

1-高效过滤器(侧布);2-送风静压箱;3-循环风机;
4-格栅地板及中效过滤器;5-回风静压箱;6-顶棚阻尼层

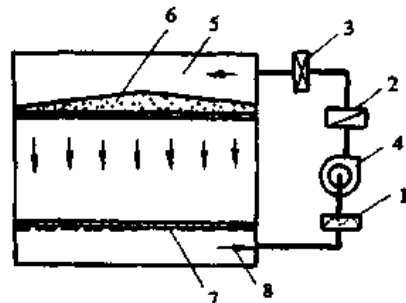


图 13-6 集中布置高效过滤器的

顶棚阻尼层垂直单向流洁净室

1-初效过滤器;2-中效过滤器;3-高效过滤器;4-循环风机;
5-送风静压箱;6-顶棚阻尼层;7-格栅地板及中效过滤器;
8-回风静压箱

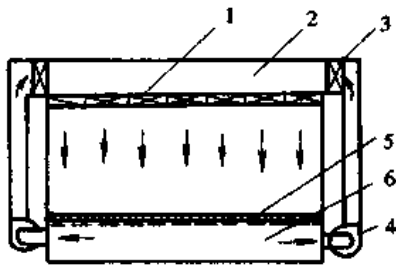


图 13-7 双布高效过滤器垂直单向流洁净室
1-顶棚满布高效过滤器;2-送风静压箱;3-侧布高效过滤器;
4-循环风机;5-格栅地板及中效过滤器;
6-回风静压箱

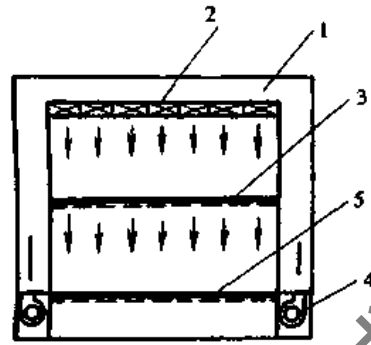


图 13-11 双重垂直单向流洁净室
1-送风静压箱;2-高效过滤器;3-格栅地板及中效
过滤器;4-循环风机;5-回风静压箱

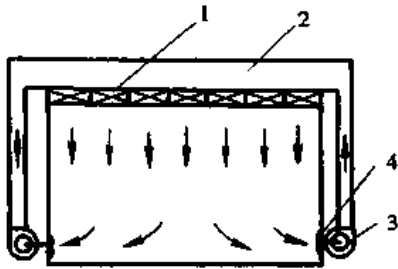


图 13-8 全顶棚送风两侧墙下部回风的垂直单向流洁净室
1-高效过滤器;2-送风静压箱;
3-循环风机;4-侧墙下部回风口

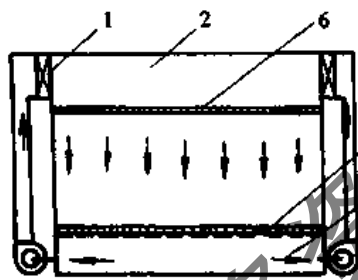


图 13-9 全孔板顶送垂直单向流洁净室
1-侧布高效过滤器;2-送风静压箱;3-循环风机;
4-格栅地板及中效过滤器;5-回风静压箱;6-送风孔板

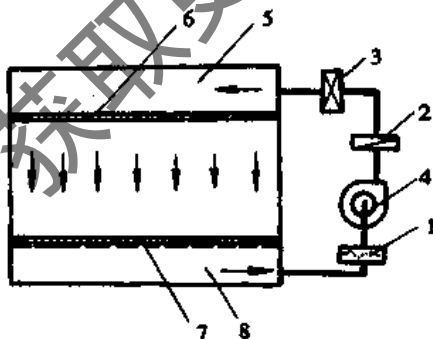


图 13-10 集中布置高效过滤器全孔板顶送垂直单向流洁净室
1-初效过滤器;2-中效过滤器;3-高效过滤器;4-循环风机;
5-送风静压箱;6-孔板;7-格栅地板及中效过滤器;
8-回风静压箱

此类洁净室中,高效过滤器与静压箱大体上有三种组合方式。一是过滤器位于箱体的底部送风口处。其下设置网状或孔板状均流层;二是把高效过滤器布置在静压箱侧壁,均流层仍设于箱体底部送风口,三是在静压箱内无高效空气过滤器,仅设均流层,而过滤器则采用集中设置或静压箱与局部循环系统的单元过滤机组以风管相连接。

(1) 送、回风口的布置形式。

1) 全顶棚满布高效空气过滤器送风口,这是垂直单向流洁净室最常用的一种形式。送风口一般应由孔板或均流网、高效过滤器及其固定支架,静压箱以及与其相连的送风管等几部分组成。由于送风末端装置位于洁净室的顶部,它们还须与顶部的照明装置相融合,因此在工程中一般有下列几种情况:

① 洁净室的顶部为金属静压箱,静压箱的底部为金属格架,用于从室内安装和固定高效过滤器及灯具,高效过滤器下面设孔板或均流网,在静压箱的侧壁或顶部开孔连通送风管道。

② 洁净室的顶部设置钢筋混凝土静压箱,箱底朝室内一面设钢筋混凝土或金属骨架,有的箱体可以采用从上部安装过滤器,也有的箱体只能从洁净室内采用下装式安装过滤器,静压箱的侧面与送风管相连接。

③ 洁净室采用多台风机组局部循环方式,洁净室顶部设置静压箱,高效过滤器和均流网,静压箱与布置在侧墙部位的风机组相连接。

2) 全顶棚满布高效过滤器与侧布过滤器相结合送风口。

① 侧布中效过滤器与平布高效过滤器相结合。有些洁净室将侧布中效过滤器与水平满布高效过滤器的送风口组织在一起,形成一个人可以进入的静压箱。因此高效过滤器采用上装方式。这种组合方式缩短了中效过滤器与高效过滤器送风管路长度。因此有利于净化,同时静压箱又可以起到一定的消声作用。

② 侧布高效过滤器与平布高效过滤器相结合。为了延长平布高效过滤器的寿命,减少平布高效过滤器的更换次数,提高或确保系统的过滤效率,在一些采用四级过滤的净化系统中,后两级或均为高效过滤器或为一级亚高效和一级高效过滤器的组合。此种布置方式是在顶棚全平布高效过滤器,同时在静压箱的一侧再布置一级

亚高效或高效过滤器,这种布置方法系统阻力较大,因此要求的风机运转的压头较高,相对而言较其他方式消耗能量稍高一些,如图 13-7 所示。

3) 顶棚孔板或均流网与侧布高效过滤器相结合的送风口。在洁净室顶棚静压箱底面仅设孔板或均流网,静压箱的侧壁与单元过滤机组的风道相联通或者直接侧装高效过滤器再连接风管,在静压箱侧壁安装过滤器,有时因受到系统送风量的制约,其洁净度一般不易达到高级别(据有关资料介绍,洁净度只能达到 1000 级),但是此种方式结构简单,而且又可获得均匀的下送气流。如图 13-9。

4) 地坑型全地板回风口。地坑型全地板回风口与全顶棚孔板或均流网送风相配合,便可形成全室性均匀的向下单向流气流流型。地板回风口大抵由回风格栅,粗过滤器以及支撑它们的构件,回风静压箱及与箱体连接的回风管道等几个部分组成。地板以下为地坑,以提供空间支撑地板构造和构成回风静压箱。

根据回风管道系统的设计不同,地坑与回风管道有不同的连接方式与类型,当为集中回风时,地坑既可以与地沟风道(水平风道)相连,也可以与竖向风管相连。在采用单元机组的局部循环方式回风系统中,地坑空间往往可以直接与机组进风口相连接。

5) 楼层下空间回风的全楼板回风口。同非单向流(即乱流)洁净室利用走廊作为回风管道一样,垂直单向流洁净室也可以将其所在楼板下的房间作为回风空间,因而可以简化回风系统。

6) 地沟型局部地板回风口。垂直单向流洁净室内的地面有时因工艺设备基础占据相当面积,不能设置全地板回风时,往往采用地沟方式造成局部地板回风。一般来说,局部地板回风不像全地板回风那样可以造成全室性均匀的垂直向下气流方式,而造成室内局部的气流的涡流现象。

2. 水平单向流洁净室的气流组织方式

水平单向流洁净室内的典型气流组织方式为:全墙面送风口与相对全墙面回风口相配合。在全墙面送风口与全墙面回风口的背后是与送、回风管道相连接的送风静压箱和回风静压箱形成从送风墙到回风墙的全室性水平平行流方式。

在典型的水平单向流洁净室内,一般距送风口 1.5~1.8m 范围以外才能获得全室断面均匀稳定的水平平行气流。因此,此处的洁净度级别为最高。气流越向下游含尘浓度越高,距送风口最远处大约可达到 10000 级的洁净度。在这一类洁净室中,也有一些根据室内工艺的布置设置局部的送、回风口,在室内的局部区域造成水平平行流的气流形式,以节省投资和运行费用。但送风口的面积一般要求不少于送风墙面积的 40%。采用此种方式,尽管在靠近风口的一段距离内涡流区增大,但第一工作区的洁净度仍可达到 100 级。此外,在有的水平单向流洁净室也有采用全墙面送风,而在相对墙面下部回风以及对侧靠墙外顶棚的回风方式。气流组织及布置形式见图 13-12~图 13-14。

送、回风口的布置形式:

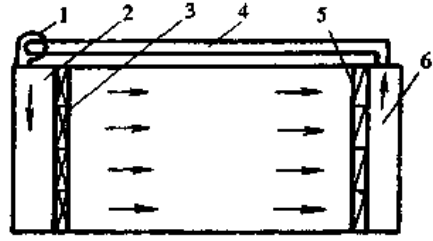


图 13-12 典型水平单向流洁净室
1-循环风机;2-送风静压箱;3-高效过滤器;
4-循环风道;5-中效过滤器;6-回风静压箱

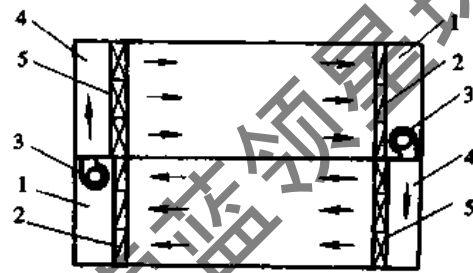


图 13-13 双重水平单向流洁净室
1-回风静压箱;2-中效过滤器;3-循环风机;
4-送风静压箱;5-高效过滤器

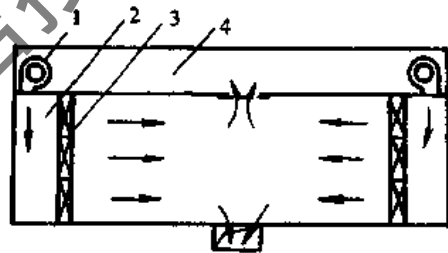


图 13-14 两侧对送水平单向流洁净室
1-送风风机;2-送风静压箱;
3-高效过滤器;4-回风静压箱

(1) 土建夹墙式送风口。此类实际上是夹墙构成的静压箱体与送风管道相联接。墙面朝向室内的一面为墙面送风口,一般包括孔板或均流保护网。高效空气过滤器及其固定骨架,静压箱以及与其相连的送风管道等几部分。

(2) 土建型夹墙式送风口兼中效过滤器室。在土建型夹墙式送风口的布局基础上,在静压箱体与进风管道之间安装中效过滤器组件,形成中效过滤器小室,同时有利于消声。

(3) 单元净化风机组件组成的送风口。这是洁净室在局部循环方式中所采用的形式,由包括高效过滤器、初中效过滤器、静压箱及孔板等在内的单元净化风机组专用设备排列成墙,组成墙面送风口。当为土建形洁净室时,它作为一面墙体与其周围的建筑顶棚、墙壁与地面相衔接,并与墙壁或顶棚的建筑回风道相串通。如果为脱离厂房主体结构自成体系地组装架由轻便构配件而成的(即自立式)装配型洁净室时,即作为墙面送风口与其他配件组成自立式洁净室的墙面、与相应的回风道相连接,

新风口朝向外围环境或空调机组小室。

(4) 常规式墙面回风口。在送风墙对面设墙面回风口是最常用的方法。一般由回风机格栅、初效过滤器以及支承它们的构架、回风静压箱以及箱体连接的回风道等部分组成。全墙面回风口与相对的全墙面送风口相配合。最容易获得均匀的横向气流。当为土建形洁净室时,回风静压箱往往由建筑夹墙构成,当为自立式装配洁净室时,也可能由带预过滤器及面网的单元回风静压箱体组合成回风墙,再与相应的墙式或顶式回风道连通。

常规式回风口一般多在全墙面满布回风口,但根据不同情况也有在送风口墙面对侧作成局部回风口的。

(5) 其他类型的回风口。当没有条件在与送风墙相对应的墙面上设回风口时,或者在仅只要求回风口附近的高洁净度而对其余部位无严格要求的情况下,回风口可以设置在不同部位的墙身下侧或者顶部(如回风口位于送风口的同侧;回风口分别位于送风墙及对面墙的下侧;回风口设置于送风墙两侧的墙身下部以及气流下游处的顶棚部位等)这样由于回风面积较小,回风口所在的墙面、顶棚背后分别设回风管道,因此较全墙面的静压箱为简单,投资及运行费用较低。由此而形成的气流组织一般仅能在距送风口较近距离获得高洁净度,其他部位存在不少涡流区。

3. 非单向流(乱流)洁净室的气流组织方式

典型非单向流洁净室的常用气流组织方式大体上可以分为两类。一类为顶部送风下部回风,净化空气自顶棚上的若干只单元送风口送入室内,从侧墙下部或者地面的若干分散的回风口排出。因而根据回风口的分布情况又分为顶送单下侧回,顶送双下侧回和顶送下回三种方式。另一类为上侧送下侧回。净化空气自墙壁上部若干只单元送风口送入室内,从同侧或对侧墙壁下部回风口排出。即包括上侧送风下侧回或上侧送对下侧回两种方式。

采用顶送双下侧回方式或顶送下回方式的洁净室工作区之洁净度可以达到 1000~10000 级。采用顶送单下侧回或者上侧送同下侧回方式的洁净室,工作区的洁净度可以达到 10000~100000 级。

(1) 送风。顶部送风比上侧部送风的气流效果好。从国内外的大量统计资料表明,为了达到同样的室内空气洁净度,若以顶送双下侧回的气流组织方式的换气次数为 1 时,则侧送同下侧回所需的换气次数为 1.13。换气次数越大,运行所需能耗也越多。

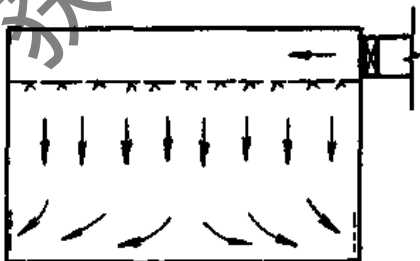


图 13-15 全孔板顶送

顶送的气流方式要求洁净室顶部的技术夹层应有足够的空间高度,用来安装送风口和布设送风管道。就此而言,此种方法较上侧送风方式的一次投资费用为高。

在非单向流的洁净室的气流组织中,常用的气流组织形式如图 13-15~图 13-19 所示。

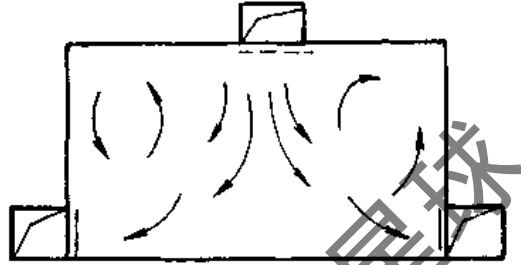


图 13-16 中间布置孔板送风

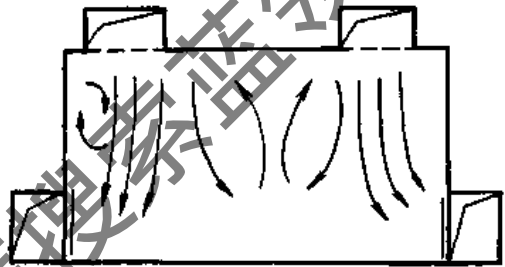


图 13-17 两边布置孔板送风

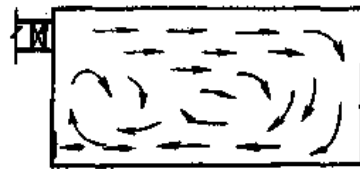
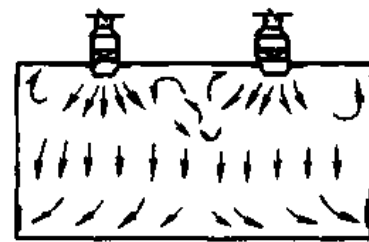
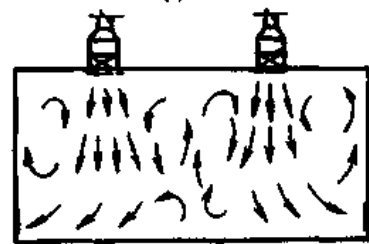


图 13-18 侧送风



(a)



(b)

图 13-19 高效过滤器风口顶送

(a) 带扩散板;(b) 不带扩散板

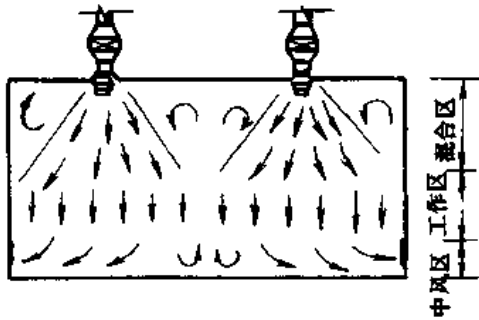


图 13-20 流线形散流器顶送

图 13-20 为流线形散流器顶送下侧回气流组织方式。此种气流组织方式一般用于 4m 以上的高大洁净室中。在洁净室内散流器与散流器之间,散流器与墙壁之间有涡流存在,同时要求有较高的技术夹层。

图 13-20 为采用高效过滤器风口顶送的气流组织方式。此种气流组织方式,高效空气过滤器直接布置在风口处,洁净空气直接送到工作区,因而可以获得较高的洁净度,一般在 1000~100000 级范围内。

图 13-18 为侧送同侧下回的气流组织方式。在此类洁净室中,涡流较多,工作区处于回流区,不易获得较高

的洁净度。在顶棚上和地板下无送、回风管道,因而房间层高可以稍低,工程造价也较低。

(2) 回风。在同样的顶送条件下,双下侧回风比单下侧回风在总体含尘浓度上效果为好。在单下侧回风的方式中,无回风口的半区内平均含尘浓度比有回风口的半区高一些。

顶送双下侧回风气流组织方式的非单向流(乱流)洁净室,一般沿两相对墙面下部设置回风口。此时两相对墙面的间距一般不大于 7.5m。如果墙上的回风口为间断布置,则回风口的间距一般不大于 3m。

如果洁净室两相对墙相距较远,则采用顶送下回的气流方式,此时则在洁净室地板上设置局部回风口,由地沟或金属回风管道与其相连。

在同样上侧送条件下,同下侧回比下侧回的效果要好。有人进行实验测定:两者在 0.8m 高度工作面的平均含尘浓度之比约为 1:1.5。

(3) 送、回风口装置的结构条件。

1) 单元形过滤器送风口。采用三级过滤器的非单向流(乱流)洁净室送风口大多以单元高效过滤器的形式出现。它包括:静压箱体、高效过滤器、空气吹出口处的扩散板以及静压箱与送风支管间的连接构造段如图 13-21。

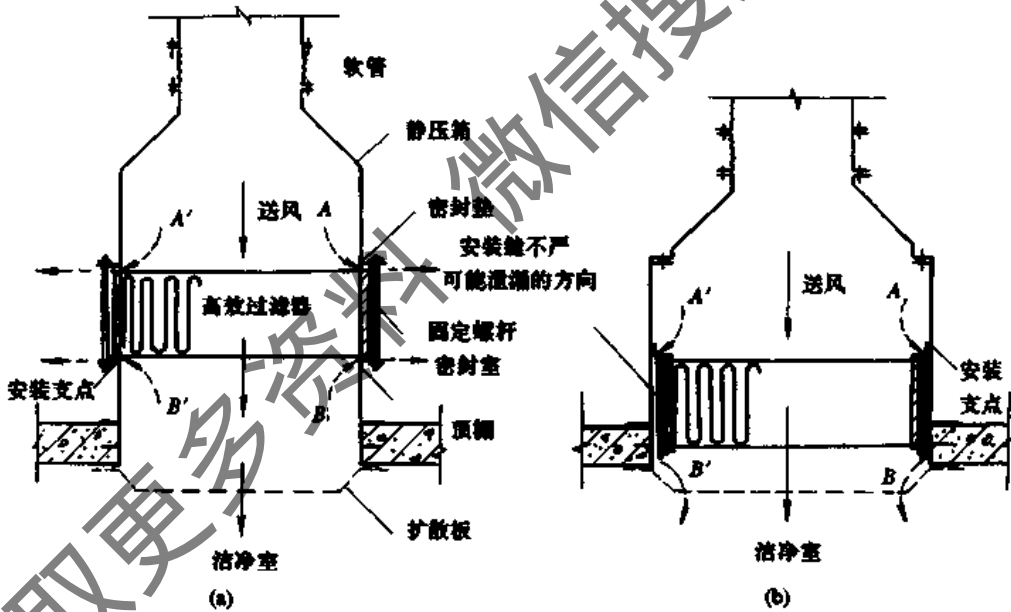


图 13-21 单元形过滤器送风口
(a) 上装式;(b) 下装式

按照过滤器的不同安装方式,如图 13-21 所示,它们可分为从室内安装高效过滤器的送风口(简称下装式风口)和从顶棚上方安装高效过滤器的风口(简称上装式风口)。系统在运行期间上装式的管道内气流相对于管外呈正压状态,因此当高效过滤器安装缝隙处 A 或 B 处稍不严密,管内空气可以从 A 处泄出管外,而 B 处由于压差的作用使管外空气不可能进入管内,这样可以保证管内空气必须经过高效空气过滤器的处理才能进入室内,从而对保证室内的洁净度有利,但由于漏风的原因,造成

能量的浪费。对于下装式空气过滤器而言,如果当 A' 或 B' 处出现泄漏时,就会形成 A'、B' 间的通路使管内送风并不经过高效空气过滤器进入室内,对室内空气造成污染。不利于保证室内的洁净度。因而要求在高效空气过滤器的安装时必须对安装缝隙进行密封处理。

上装式高效空气过滤器一般应用在洁净室顶棚以上的技术夹层有一定的空间,以便工作人员进入对高效空气过滤器的更换和正常的维修、维护。下装式高效空气过滤器方式一般应用在洁净室顶棚以上的技术夹层空间

较小,甚至有些为轻质吊顶,因而工作人员不可进入。

2) 大面积孔板送风口。把洁净室顶棚的一大块面积作成孔板,孔板以上为静压箱。高效过滤器布置在静压箱的侧壁、静压箱的底部或其顶部的进风口处。静压箱由金属箱体和由孔板以上建筑空间构成。

采用大面积孔板送风口与单元过滤风口相比,在同样送风量条件下,气流更加均匀。但由于孔板静压箱处于高效过滤器风口之后,容易积滞污物。

3) 侧墙回风口。回风口位于洁净室接近地面的侧墙上。它包括:可调节的回风格栅、初过滤器以及与回风口相连的回风管道或回风走廊。与回风管道的连接一般有以下几种形式:

- ① 直接与室外的回风管相连接。
 - ② 与技术夹道内的回风管道相连接。
 - ③ 与具有管道的回风走廊或夹道相连。
 - ④ 与走廊回风管相连,这时走廊作为回风管道。
- 4) 地面回风口。如果洁净室内面积较大,回风口所在纵墙的跨距较远,或者设置下侧回风口不便时,往往设置地面回风口。与这种回风口相连的有地板下夹层内的风管或地沟两种方式。

4. 洁净室常用的气流组织方式
洁净室的气流组织和送风量见表 13-9。

5. 单向流与非单向流洁净室技术经济比较
见表 13-10。

表 13-9 洁净室的气流组织和送风量

洁净度等级	100 级		1000 级	10000 级	100000 级	
	垂直单向流	水平单向流	非单向流	非单向流	非单向流	
气流组织形式	主要送风方式	1. 顶棚满布高效空气过滤器送风(高效空气过滤器占顶棚面积不小于 60%); 2. 侧布高效空气过滤器,顶棚设阻尼层; 3. 全孔板顶棚送风	1. 送风墙满布高效空气过滤器水平送风; 2. 送风墙局部布置高效空气过滤器水平送风(高效空气过滤器占送风墙面积不小于 40%)	1. 孔板顶棚送风; 2. 条形布置高效空气过滤器顶棚送风; 3. 间隔布置带扩散板高效空气过滤器顶棚送风	1. 局部孔板顶棚送风; 2. 带扩散板高效空气过滤器顶棚送风; 3. 上侧墙送风	1. 带扩散板高效空气过滤器顶棚送风; 2. 上侧墙送风
	主要回风方式	1. 格栅地板回风; (1) 满布 (2) 均匀局部布置 2. 相对两侧墙下部均匀布置回风口	1. 回风墙满布回风口; 2. 回风墙局部布置回风口	1. 相对两侧墙下部均匀布置回风口; 2. 洁净室面积较大时也有采用地面均匀布置回风口	1. 单侧墙下部布置回风口; 2. 在采用走廊回风时,在走廊内均匀布置回风口,或在走廊端部集中设置回风口	1. 单侧墙下部布置回风口; 2. 在采用走廊回风时,在走廊内均匀布置回风口,或在走廊端部集中设置回风口
送风量	空气流经室内断面风速 (m/s)	不小于 0.25	不小于 0.35			
	换气次数 (h ⁻¹)			不小于 50	不小于 25	不小于 15
送风口风速 (m/s)	孔板孔口 3~5		孔板孔口 3~5	1. 孔板孔口 3~5 2. 侧送风口 (1) 贴附射流 2~5 (2) 非贴附射流同侧墙下部回风 1.5~2.5 对侧墙下部回风 1.0~1.5	侧送风口 (1) 贴附射流 2~5 (2) 非贴附射流同侧墙下部回风 1.5~2.5,对侧墙下部回风 1.0~1.5	
回风口风速 (m/s)	不大于 2	不大于 1.5	1. 洁净室回风口不大于 2; 2. 走廊内回风口不大于 4	1. 洁净室回风口不大于 2; 2. 走廊内回风口不大于 4	1. 洁净室内回风口不大于 2; 2. 走廊内回风口不大于 4	

表 13-10 单向流与非单向流洁净室技术经济比较

洁净室类型	单向流洁净室	非单向流洁净室
适用的洁净级别	≤100级	1000~100000级
气流组织	用高效空气过滤器进行满布(满布率80%~60%) 垂直或水平单向流	普通空调送风方式
送风量 (m ³ /h)	$L_r \leq L_j$ L_r ——经热湿处理的风量; L_j ——净化要求风量	$L_r \leq L_j$
换气次数 (h ⁻¹)	500~250	80~15
循环空气量	回风量+净化循环回风量	一、二次回风方式
自净时间 (min)	2~5	20~30
噪声水平 (dB A)	60~65	55~60
运行能耗 (kW/m ²)	1.2~1.8	0.1~1.2
造价 (元/m ²)	4500~10000(1990年价)	约1500~3000(1990年价)

13.3.3 生物洁净室

1. 生物洁净室的分类

(1) 手术室。特别整形外科、股、膝关节置换、心脏人工瓣膜、内脏器官移植、神经外科等大手术。需要无菌手术。

(2) 特殊病房。强力化学疗法白血病、白血球减少的恶性肿瘤、再生障碍性贫血、脏器移植后免疫、深度烧伤或烫伤等需要无菌病房护理。

(3) 无菌制剂。无菌制剂是直接注入身体的药品,关系到生命的安危,制剂过程必须无菌。

(4) 实验动物饲养室。为医药食品的安全性试验及病理研究,要求实验的动物在生物洁净环境中饲养。

(5) 制药行业。药品是关系到人体健康和生命安危的必需品,药品制造过程中应防止受微生物污染。

(6) 化妆品工业。化妆品是微生物良好的营养源,因此很容易受微生物污染变质,尤其是眼脸膏、眼脸画笔、睫毛染脂等被污染后会起眼周围溃疡、结膜炎等。

(7) 食品工业。过去普遍采用高温杀菌,因此食品某些营养成分被破坏,色香味及组织难于保全天然品质。采用无菌封袋,无菌装罐可提高食品质量,延长保存期,还可节能,提高效率。

(8) 生物安全。在遗传工程、药品病理检验,国防科研中,常常需要在无菌无尘环境中进行操作,防止高危险病毒,放射性物质等的外溢,危害人体健康和污染环境而需要洁净。

2. 生物洁净室与工业洁净室的主要区别

生物洁净室与工业洁净室的主要区别见表 13-11。

表 13-11 生物洁净室与工业洁净室的主要区别

洁净室类型	生物洁净室	工业洁净室
装修材料	室内需定期消毒,灭菌,内装修材料及设备应能承受药物腐蚀	内装修及设备以不产生为原则,仅需经常擦抹以免积尘
人员处理	人员和设备需经消毒灭菌方可进入	人员和设备经吹淋或纯水冲洗后进入

(续表)

洁净室类型	生物洁净室	工业洁净室
测试	不可能当时测定空气的含菌浓度,需经48h培养,不能测得瞬时值	室内空气含尘浓度可获知,可连续检测,自动记录
过滤效率	需除去的微生物粒径较大,可采用较低档次的过滤器,而保证所需较高过滤效率	需除去的是≥0.5μm的尘粒
人的影响	室内污染源主要是人体发菌	室内污染源主要是人体和工艺发生

3. 生物洁净室的气流组织

(1) 无菌手术室的气流组织形式。医院无菌手术室净化空调主要是保证在手术台工作区达到无尘无菌。无菌手术室因需冲洗,其回风口一般不设在地板上。

常见的无菌手术室净化空调形式有以下几种:

1) 固定式垂直单向流洁净室。其特点一般不是全室满布高效过滤器,而是主要集中于手术台上方,因此噪声易于控制,但施工周期较长、造价较高。如图 13-22-图 13-24。

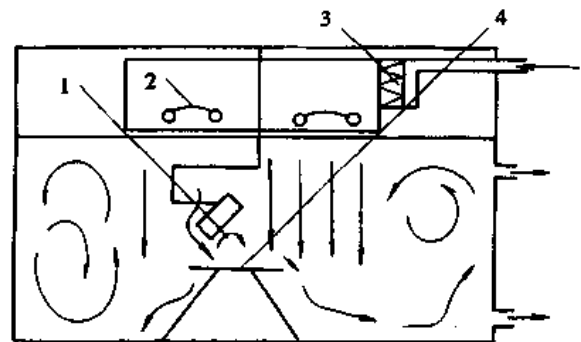


图 13-22 手术操作区为垂直单向流(高效过滤器设在静压前)的洁净室

1-无影灯;2-杀菌灯;3-高效过滤器;4-手术台

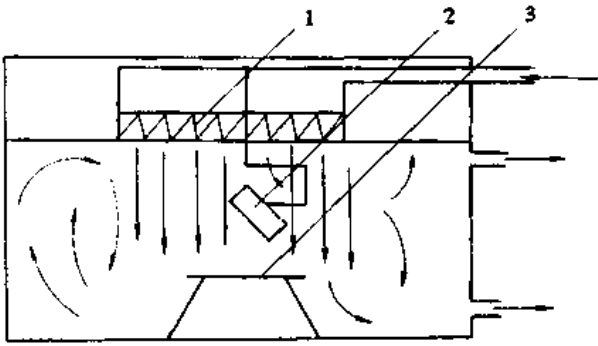


图 13-23 手术操作区垂直单向流
(高效过滤器满布手术操作区)的洁净室
1-高效过滤器;2-无影灯;3-手术台

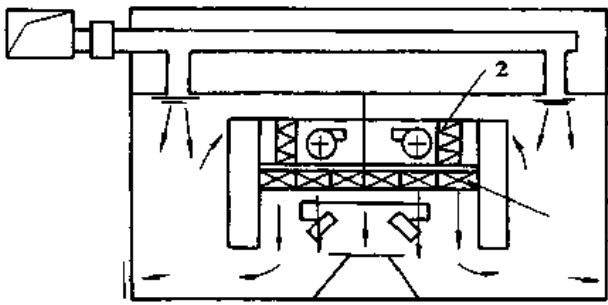


图 13-24 单元式垂直单向流洁净室
1-高效过滤器;2-中效过滤器

2) 单元式垂直单向流无菌手术室。一般由通风机、高效过滤器和围挡板组成层流罩,吊装在手术台的上方,围挡板通常用乙烯塑料围帘、透明玻璃和塑料板制成。

3) 固定式水平单向流无菌手术室。此种手术室一般是在室内相对壁面分别做成送风墙和回风墙,送风速度为 0.5m/s ,送风量为 $15600\text{m}^3/\text{h}$,新风量 $3120\text{m}^3/\text{h}$,换气次数约 240次/h 。

另一种形式为单侧壁面送风,相对侧顶棚回风见图 13-25 和图 13-26。

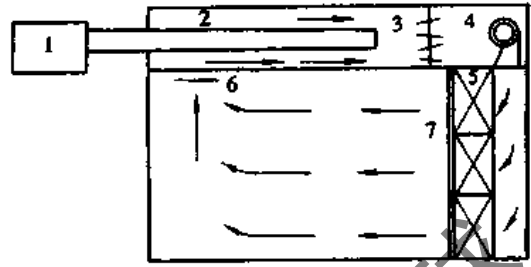


图 13-25 固定式水平单向流洁净室(顶棚回风)
1-空调器;2-送风管;3-调节阀;4-风机;
5-高效过滤器;6-回风口;7-送风孔板

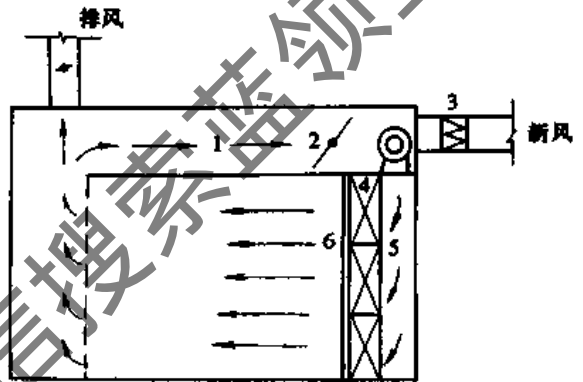


图 13-26 固定式水平单向流洁净室(对侧回风)
1-回风静压箱;2-循环风机;3-初、中效过滤器;
4-高效过滤器;5-送风静压箱;6-孔板

4) 单元式水平单向流无菌手术室。此种无菌手术室多为在原有旧式手术室的基础上进行改造而成。它有两种形式。其一为设置侧壁,保证手术台部位及周围为单向流线,其二为送风部位设置导流片,通常称为无隔板式水平单向流。见图 13-27 和图 13-28。

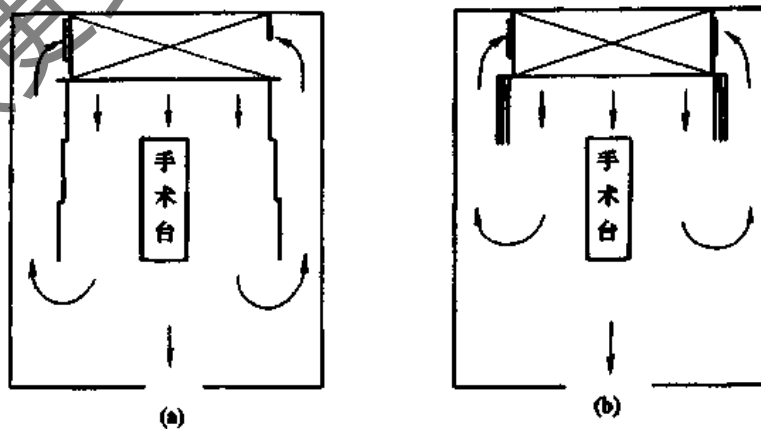


图 13-27 单元式水平单向流手术室(净化设备集中)
(a) 屏幕拉开;(b) 屏幕缩进

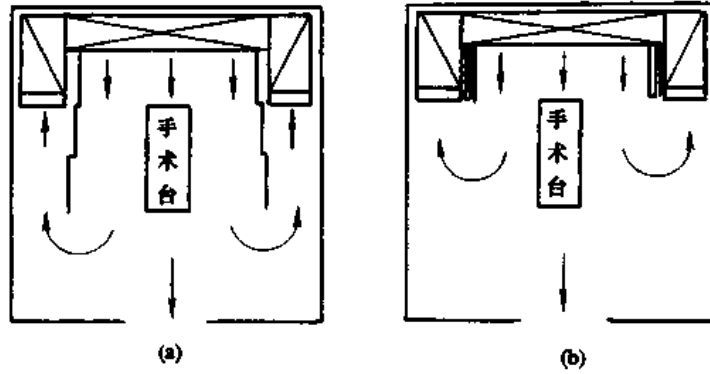


图 13-28 单元式水平单向流手术室(中效过滤器在两端)
(a) 屏幕拉开; (b) 屏幕缩进

5) 非单向流无菌手术室。非单向流无菌手术室有两种形式,其一为在原有手术室基础上送风导流加装高效过滤器,其二为在室内设置高效过滤器送风口。送风方式有顶送和侧送两种。见图 13-29~图 13-32。

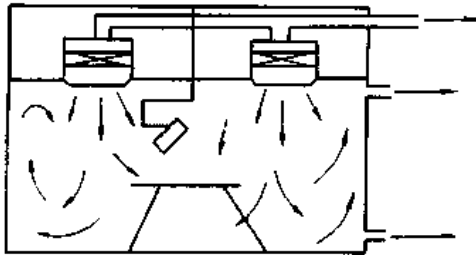


图 13-29 高效过滤器送风口非单向流无菌手术室

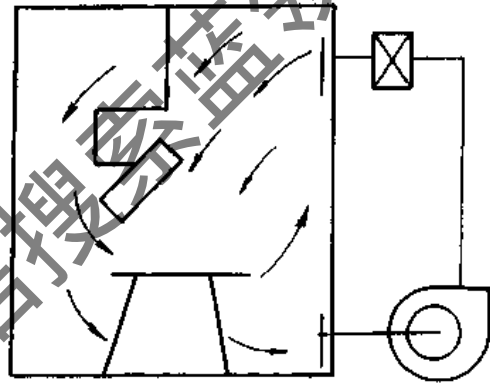


图 13-32 侧送侧回的非单向流手术室

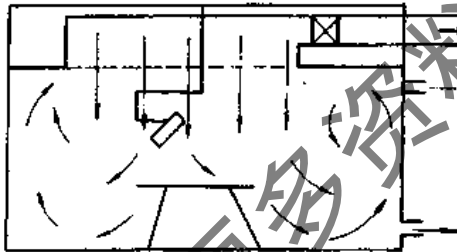


图 13-30 由于送风速度过低而造成的非单向流手术室

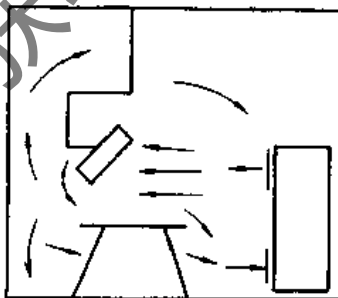


图 13-31 采用自净器的非单向流手术室

13.4 净化空调系统的基本形式及气流组织

13.4.1 净化空调系统的基本形式

净化空调系统的基本形式见表 13-12。

表 13-12 净化空调的基本形式

形式	特 征	适 用 范 围
全室净化	以集中式净化空调系统对整个房间造成具有相同洁净度环境	适合于工艺设备高大,数量较多,且室内要求相同洁净度的场所。这种方式投资大,运行管理复杂,建设周期长
局部净化	以净化空调器或局部净化设备(如洁净工作台,棚式垂直层流罩单元、层流罩等),在一般空调环境中造成局部区域具有一定洁净度级别的环境	适合于生产批量较小或利用原有厂房进行技术改造的场所

(续表)

形式	特 征	适 用 范 围
洁净隧道	以两条层流工艺区和中间的非单向流操作活动区组成隧道形洁净环境	这是全室净化与局部净化结合的产物,是目前推广的净化方式

13.4.2 集中式净化空调系统

1. 单风机系统

集中式单风机净化空调系统见图 13-33。

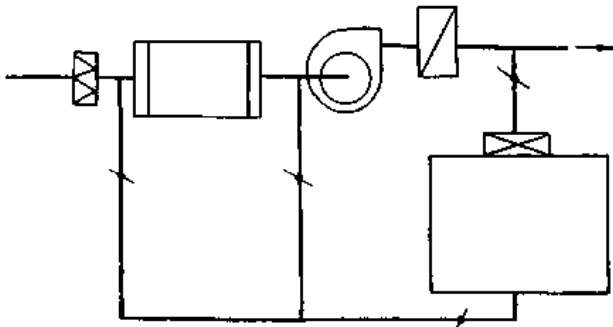


图 13-33 单风机净化空调系统

2. 设置值班风机的净化空调系统

对于间歇运行的净化空调系统,为防止送风机停运后,室外污染空气通过围护结构的缝隙或从新风口进入洁净室,则可启运系统值班风机,在洁净室维持正常的温、湿度参数防止室内结露和室内温湿度变化过大,同时维持室内正压以防室内受到严重污染。其系统图见图 13-34。

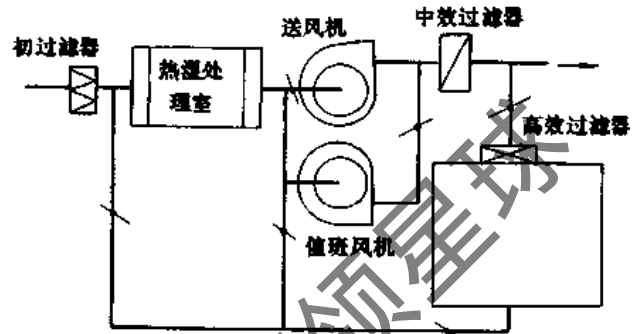


图 13-34 设有值班风机的净化空调系统

在设值班风机的净化空调系统中,一般值班风机与送风机在电气控制上采取互锁方式,即当送风机启动运行时,值班风机即自动停止;送风机停运时,值班风机即自动启动。

3. 新风集中处理式净化空调系统

新风集中处理式净化空调系统见图 13-35。

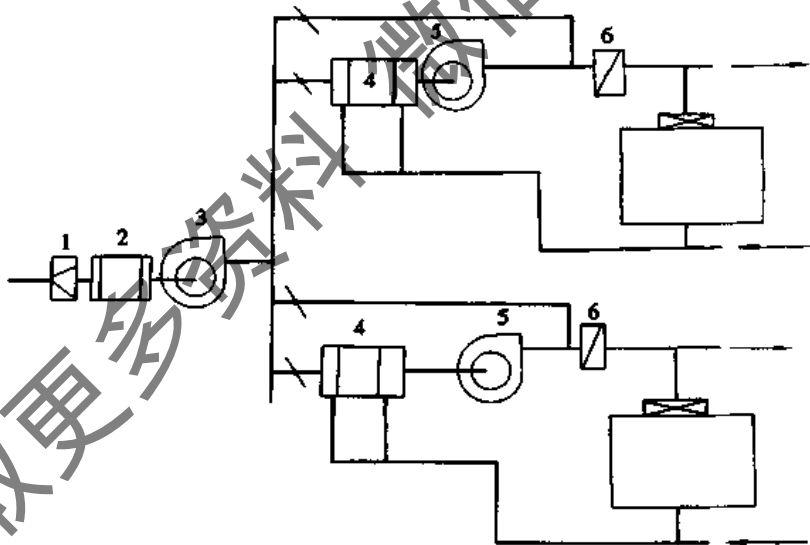


图 13-35 新风集中处理的净化空调系统

1-初效过滤器;2-新风处理室;3-新风风机;4-混合风处理室;
5-送风机;6-中效过滤器

4. 双风机系统

双风系统如图 13-36。

双风机集中式净化空调系统,一般风路系统阻力较大,如果选用一台风机,势必造成风机全压较高,因而带来系统噪声较大,同时采用双风机集中式净化空调系统还可减少系统之漏风量,便于运行调节。

5. 两级高效空气过滤器的集中式净化空调系统

如图 13-37 所示。

对于单向流洁净室,为了延长顶棚高效过滤器的使用寿命,减少其更换次数及提高室内空气的洁净度,一般在静压箱人口处或在空调机房内增加一级高效(或亚高效)过滤器,由于增加了一级高效(或亚高效)过滤器,因而系统阻力增大,投资及运行费用增加。

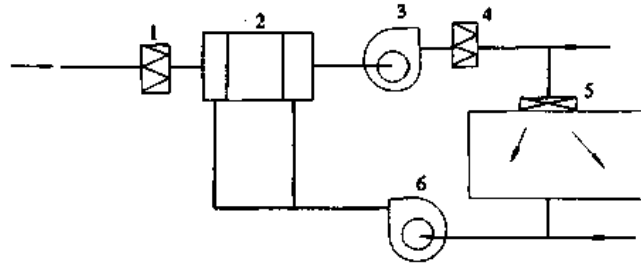


图 13-36 双风机集中式净化空调系统
1-初效过滤器;2-热湿处理室;3-送风机;4-中效过滤器;
5-高效过滤器;6-回风机

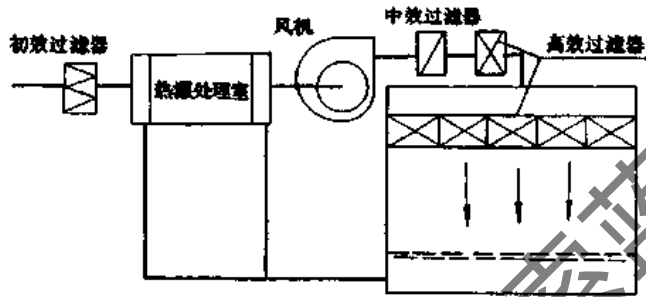


图 13-37 两级高效过滤器的集中式净化空调系统

6. 循环集中式净化空调系统

此种净化空调系统可以在保证洁净室的换气次数的前提下,减少热、湿处理的空气量,从而减少运行费用,降

低成本。一般多用于单向流洁净室的净化空调系统中。见图 13-38~图 13-40。

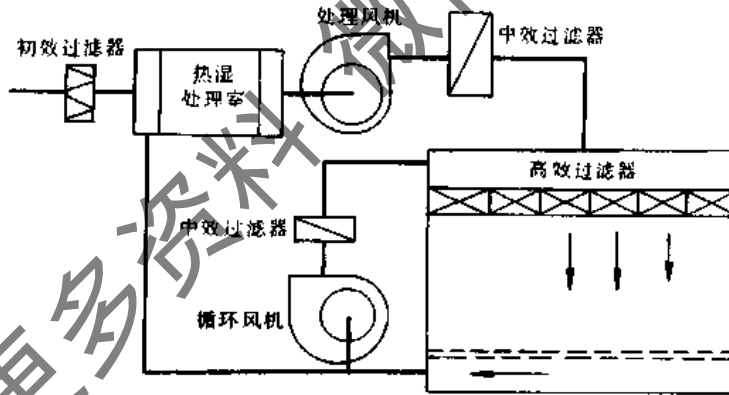


图 13-38 带循环系统的集中式净化空调系统(一)

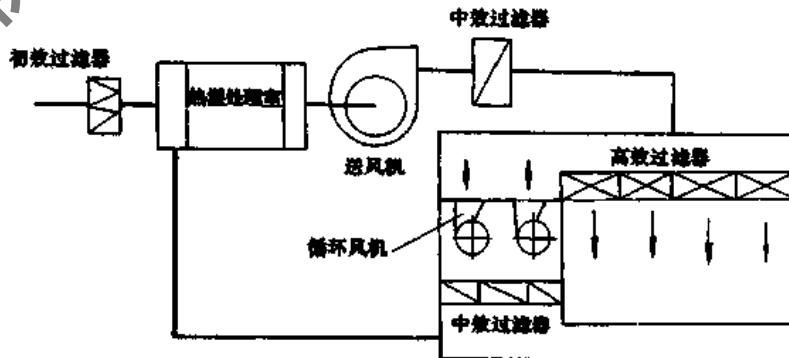


图 13-39 带循环系统的集中式净化空调系统(二)

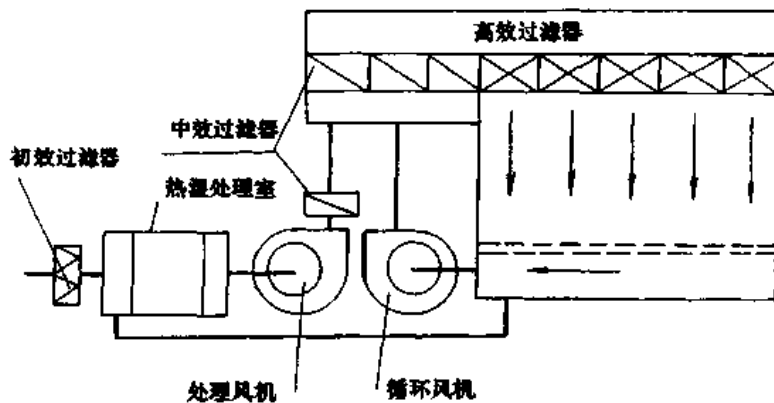


图 13-40 带循环系统的集中式净化空调系统(三)

13.4.3 分散式净化空调系统

分散式净化空调系统由于其组成比较简单,使用设备少、投资又比较低,且可以在空调房间的一定区域内造成一定洁净级别(100~100000级)的洁净工作区,因此,在不少工业部门得到了广泛的应用。根据其所使用的设备及组成的不同,一般常见的有以下几种形式:

1. 室内设置洁净工作台的净化空调系统

此种净化空调系统,是在空调房间内设置洁净工作台,在洁净工作台的工作面上可以造成100级的洁净工作条件。此种方式比全室性的100级洁净房间投资、运行、维护费用要低得多,同时又具有组成灵活、方便的特点。此种净化空调系统的组成方式见图13-41。

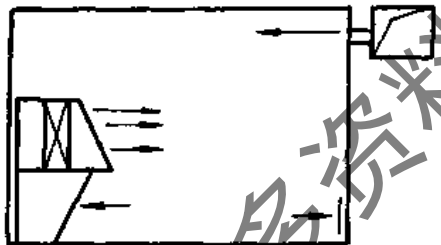


图 13-41 室内设置洁净工作台的净化空调系统

2. 室内设置层流罩式装配式洁净小室

此种净化空调系统是在空调房间内设置层流罩,在层流罩下方可以造成洁净级别比较高的工作环境,同时也具有投资低、运行、维护费少,安装方便、布置灵活的特点。其组成方式见图13-42。

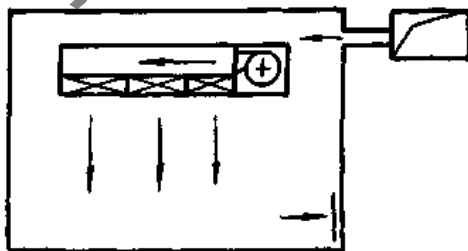


图 13-42 室内设置层流罩式装配式洁净小室

3. 现场加工的洁净小室

此种净化空调系统是在空调房间内装配现场加工制作的洁净小室,在洁净小室内可以造成洁净度较高的工作区,其组成方式见图13-43。

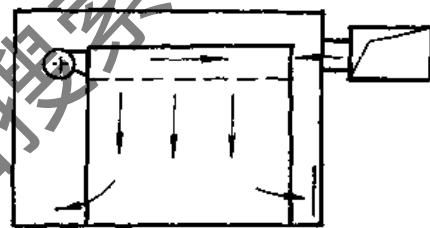


图 13-43 现场加工的洁净小室

4. 室内设置空气自净器的净化空调系统

此种净化空调系统是在空调房间内设置空气自净器,在空气自净器的出风侧可以造成一定洁净等级的工作区。其组成方式见图13-44。

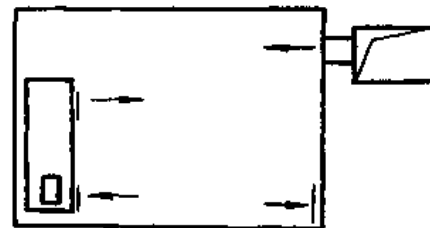


图 13-44 室内设置空气自净器的净化系统

5. 在走廊或套间内设置空气自净器

此种净化空调系统是在空调房间的外部走廊或套间内设置空气自净器,由于空气自净器的空气循环净化过程而造成一定范围内一定洁净度的工作区。采用此种方式时,在工作区内要实现高净化(如100级)工作区是不太可能的。其组成方式见图13-45。

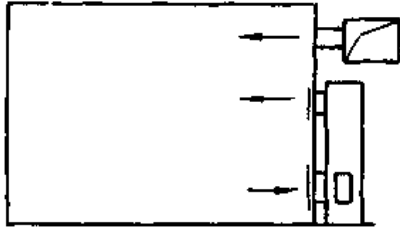


图 13-45 走廊或套间设置空气自净器系统

6. 送风口装设高效过滤器风机机组

此种净化空调系统是在原空调系统房间的送风口之前装设高效空气过滤器与风机所组成的机组,这种方式一般只能在房间内实现一般净化要求(如 100000 级),不可能造成高净化(如 100 级)工作区。其组成方式见图 13-46。

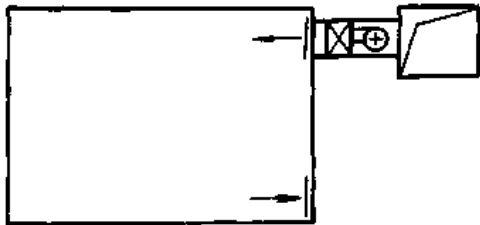


图 13-46 风口装设高效过滤器风机机组

7. 小型空调器与高效过滤器风机机组

此种净化空调系统一般是由小型空调机组(恒温恒湿机组)与装设在房间顶棚夹层内的高效空气过滤器风口所组成,根据顶棚中高效空气过滤器布置方式、数量、以及风口的型式不同,可以在房间内实现不同洁净等级的工作环境,其组成方式见图 13-47。

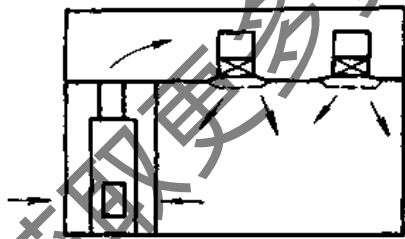


图 13-47 小型空调器与高效过滤器风机机组

8. 小型空调器与高效过滤器送风口

采用小型空调器与高效过滤器送风口的净化空调系统,与小型空调器与高效空气过滤器风机机组净化空调系统相差不大,其区别在于此种方式中,通过小型空调器进行热、湿处理和一定净化处理后的空气,直接送至由高效空气过滤器所组成的送风口而进入室内,在室内形成一定洁净级别的净化工作环境。其组成方式见图 13-48。

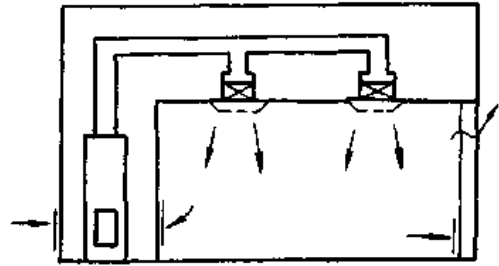


图 13-48 小型空调器与高效过滤器送风口

9. 套间内设置净化空调器

这种净化空调方式是在洁净室的套间内设置净化空调器,空气(一部分室外新风和一部分洁净室内的回风)经净化空调器处理后直接送入洁净室内,在室内造成一定洁净级别的工作环境。其组成方式见图 13-49。

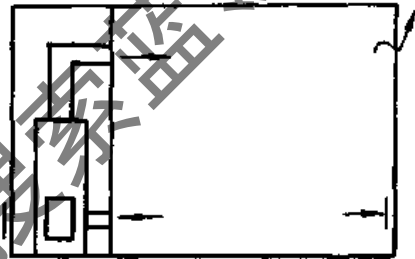


图 13-49 套间内设置净化空调器

10. 小型空调器与装配式洁净室

这种净化空调方式是在装配式洁净室之外设置小型空调器。小型空调器将室外新风经热、湿处理和一定程度的净化处理后送入装配式洁净室的空气循环系统中,与洁净室循环空气一道经高效空气过滤后送入洁净室内。此时,小型空调器不仅承担净化空调系统的新风热、湿负荷,而且还要承担一部分室内的热、湿负荷。而空气的净化处理主要由装配式洁净室内的高效空气过滤器来完成。这种净化空调系统,既可以造成 10000 级、100000 级的净化环境,也可以造成 1000 级、100 级的净化环境。其方式见图 13-50。

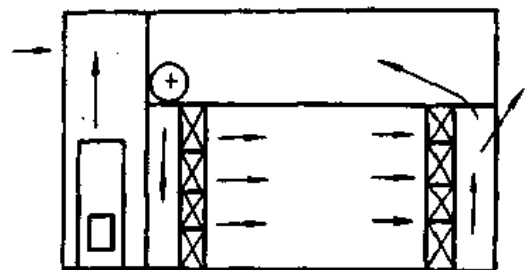


图 13-50 小型空调器与装配式洁净室

13.4.4 洁净隧道的特点

(1) 在隧道内造成不同的洁净度,从而充分利用了

不同洁净气流特性,最大限度的满足工艺要求。一般隧道的两侧是高洁净度的单向流工作区,中间是非单向流工作区,工艺区连成一条线,使用方便,人员的活动也不会引起交叉污染。

(2) 由于隧道内减少了单向流的面积,建设费用和运行费用比全室净化的垂直单向流洁净室节约 1/3 以上。非单向流区的净高较单向流工艺区高得多,又可满足工作人员舒适感的要求。

(3) 技术夹道既可以作回风道,又可以布置各种工业管道,安装工艺及辅助设备,维修工作可以在不停止工艺生产的情况下进行。

(4) 洁净隧道所需的各种汽化设备、顶棚地板、回风口以及门窗等构件,便于标准化、模数化、商品化。同时,洁净隧道可以迅速拆装,重新组合,为工艺的变化提供了方便。

(5) 洁净隧道可以按一定规模配置净化空调系统,因此空调系统可通用化、系列化,从而大大地缩短设计、施工周期。

(6) 洁净隧道对于建筑方面的要求较简单,只要具备非单向流(乱流)洁净室的环境,即可满足要求。

常用的洁净隧道有以下几种:

- 1) 台式洁净隧道(图 13-51)。
- 2) 双侧送下回洁净隧道(图 13-52)。
- 3) 棚式洁净隧道(图 13-55、图 13-56)。
- 4) 罩式洁净隧道(图 13-53)。
- 5) 集中送风式洁净隧道(图 13-54)。
- 6) 通道式洁净隧道。

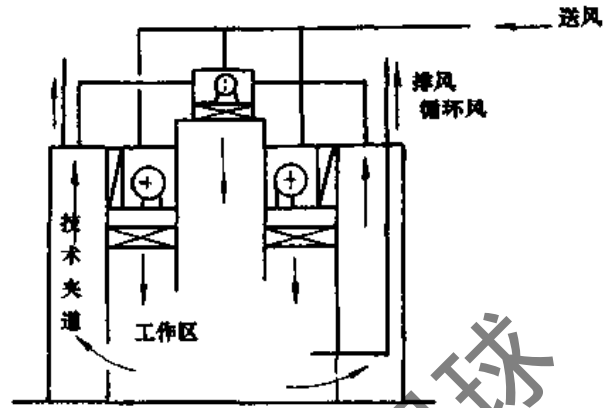


图 13-53 罩式洁净隧道

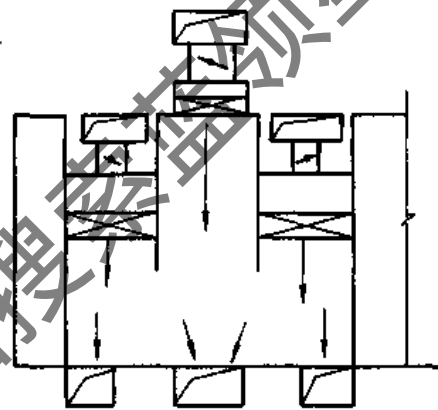


图 13-54 集中送风式洁净隧道

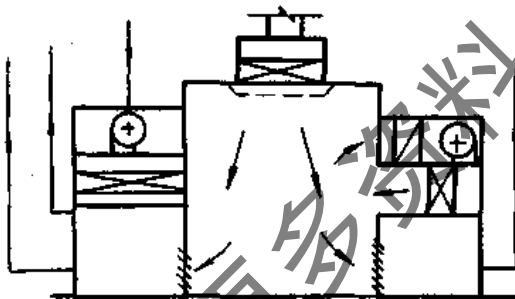


图 13-51 台式洁净隧道

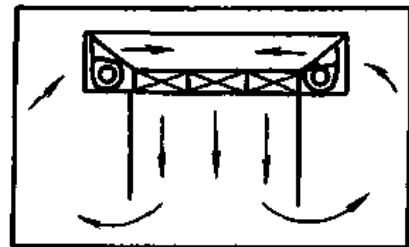


图 13-55 棚式洁净隧道(一)

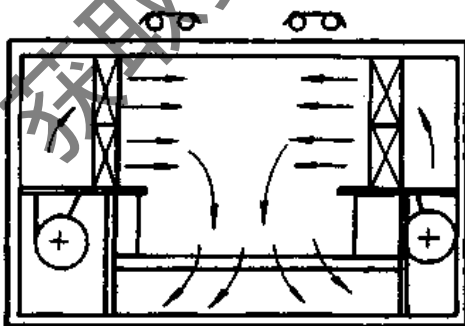


图 13-52 双侧送下回洁净隧道

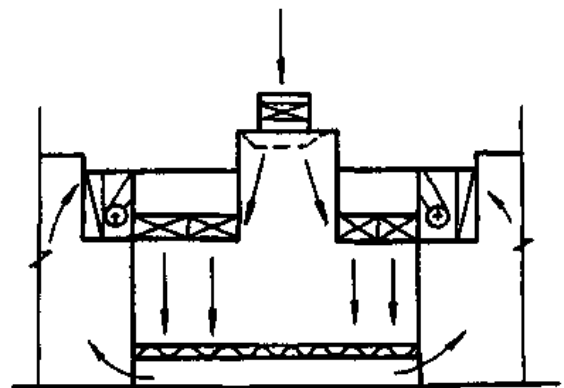


图 13-56 棚式洁净隧道(二)

13.5 净化空调系统中的过滤器

为了保证洁净室(厂房)内的尘粒控制在洁净室(厂房)洁净等级所要求的尘粒数以内,一般在净化空调系统中使用三级或四级空气过滤器,来挡截进入洁净室(厂房)气流中的尘埃粒子。

净化空调系统中所使用的空气过滤器,按其空气过滤的效率分为四种,即初效空气过滤器、中效空气过滤器、亚高效空气过滤器和高效空气过滤器(有些房间的洁净度高于100级,如10级洁净室,其净化空调房间还要使用超高效空气过滤器)。

初效空气过滤器的滤尘对象主要是大于 $10\mu\text{m}$ 的尘粒,其计数效率(对于 $0.3\mu\text{m}$ 的尘粒)小于20%,空气阻力小于 30Pa 。

中效空气过滤器的滤除对象主要是 $1\sim 10\mu\text{m}$ 的尘粒,其计数效率(对 $0.3\mu\text{m}$ 粒径的尘粒)为20%~90%,空气阻力小于 100Pa 。

亚高效空气过滤器的滤除对象主要是小于 $5\mu\text{m}$ 的尘粒,其计数效率(对 $0.3\mu\text{m}$ 粒径的尘粒)为90%~99.9%,其空气阻力小于 150Pa 。

高效空气过滤器的滤除对象主要是小于 $1.0\mu\text{m}$ 的尘粒,其计数效率(对 $0.3\mu\text{m}$ 粒径的尘粒)大于99.97%,空气阻力小于 250Pa 。

一般在净化空调系统中,所使用的初效空气过滤器采用无纺布或粗孔泡沫塑料为滤材,不得使用浸油式过滤器;中效空气过滤器使用无纺布、玻璃纤维或合成纤维为滤料;而高效空气过滤器大多采用玻璃纤维滤纸为滤料。

净化空调系统中所使用的空气过滤器是在系统设计时,按照各级过滤器的额定风量(过滤器的额定风量是过滤器在一定的滤速下,使其效率和阻力综合效果最好时确定的过滤风量),空气阻力和过滤效率进行组合选型的。同时,初效空气过滤器和中效空气过滤器是根据过滤的风量和过滤器的滤料的滤速来确定过滤器的尺寸。初效空气过滤器空气通过滤料的滤速为 $0.4\sim 1.2\text{m/s}$,中效空气过滤器空气通过滤料的滤速为 $0.2\sim 0.4\text{m/s}$ 。乱流洁净室所使用的亚高效空气过滤器和高效空气过滤器的设计风量一般可按略小于额定风量进行选用,层流型洁净室所使用的高效空气过滤器的设计风量是根据布置的方式来确定的。高效空气过滤器空气通过滤料时的滤速一般为 $0.01\sim 0.03\text{m/s}$ 。

在空气过滤器的组合方面,以初、中、高三级空气过滤相组合的方式,一般用于10万级到100级的洁净室,对于1万级到100级的洁净室,其净化空调系统也有使用初、中、中、高四级空气过滤器的组合方式,或使用初、中、亚高效、高效四级空气过滤的组合方式。在四级空气过滤器的组合中,增加的第三级中效或亚高效空气过滤器的目的是为了提高净化空调系统的送风洁净度,延长末端空气过滤器的使用寿命,减少其更换的次数。因为在净化空调系统中,尤其是高洁净度的空调系统,如100级、1000级、10000级的洁净室的净化空调系统中的末级空气过滤器(高效或超高效空气过滤器)的更换难度较

大,更换、安装质量要求比较高,更换费用也比较多。

13.6 净化空调系统、洁净室的运行管理

前面我们已经提到,洁净室的建设投资和运行管理费用都是很高的。如果对洁净室不能正确地进行运行管理,既不能保证其正常使用和满足工艺条件的需要,又会造成能量的极大浪费。因此,洁净室运行管理的好坏,直接关系到其使用效果和经济效益。

对净化空调系统,洁净室的运行管理主要应做好以下几项工作。

13.6.1 保证洁净室内要求的空气温度和相对湿度

对于洁净室而言,都是根据某种工艺条件的要求,为了完成某项工作而设置的。为了保证洁净室内的空气洁净度,同时也对室内空气的温度和相对湿度提出了相应的要求。洁净室内要求的空气温度、相对湿度不仅是为了满足其工艺条件所需,同时也是为了保证室内的洁净度。

在洁净室内,如果空气温度过低,不便于工作的正常进行;如果温度过高,则会使室内工作人员产生过多的汗液,汗液挥发成微小粒子进入空气中,从而增加了洁净室内空气中含尘粒子数,进而使其洁净度级别有所下降,无法保证工艺条件的要求。

洁净室内相对湿度的过低,由于室内空气的过分干燥而使室内设备、用具、以及洁净室的结构表面的覆盖层更容易脱落,变成粒子状进入洁净室的空气中,增加了空气的含尘量。如果洁净室内空气的相对湿度过高,则会使室内空气的一些微细粒子在运动中发生碰撞而粘着,凝聚成稍大一些的尘埃粒子,从而使室内计数尘埃粒子数增加而破坏原有的洁净度级别。室内相对湿度的过高,一些零件会生锈并产生一系列问题。集聚在零件表面的吸湿微粒能从空气中吸收足够的水分而成为腐蚀的起始点,它比低湿环境下的微粒具有更强的粘着力,粘附于零件的表面。由于微粒在相对湿度较低时互相吸引,因而会引起绝缘材料或零件上产生静电。如果洁净室内的计数粒子的粒径为 $0.5\mu\text{m}$,在室内相对湿度过高时,会使室内不参与计数的更细微的尘埃粒子,如 $0.1, 0.2, 0.3$ 等微粒在室内运动中由于相互之间的碰撞、粘着、吸附而凝聚使其变成大于或等于 $0.5\mu\text{m}$ 的粒子。其结果,尽管使室内尘埃粒子总数有所下降,但参与计数的粒子数却增加,故此使室内洁净度下降。

13.6.2 保证洁净室内洁净度的措施

要保证洁净室内要求的洁净度,对正常运行的净化空调系统、洁净室,则必须做到进入洁净室内的空气是洁净的,进入洁净室内的人和物品应经过必要的净化处理,尽量减少人和物带入洁净室内的灰尘量。

1. 人净

人净措施主要包括水洗、换鞋和衣服及空气吹淋三个方面。

人体散发的污染物质主要有自身产生的污染物和携

带的污染物两种。据有关资料介绍,人体的表皮细胞由于新陈代谢的作用,每3~5天就要由新的细胞置换一次,而且每人每天大约在脱落1000万个屑粒,即每人平均每分钟就要有近7000颗皮屑粒子脱落。另外还有头发也要经常脱落。据美国航天局标准NASA-SP5074记载,正常人摩擦手或脸上的皮肤时,会使周围空气中的 $0.2\sim 0.5\mu\text{m}$ 的微粒子增加2倍。呼吸、咳嗽、出汗都会使空气中的水分微滴大量增加。美国航天局NASA-SP5074标准中指出,在洁净室内除去正常呼吸之外,打喷嚏可以使周围空气中 $0.2\sim 50\mu\text{m}$ 的尘粒骤然增加5~20倍。

人体携带的尘粒有三种。一种是随机附着在头发、衣服和鞋上的外界环境污染物质;以及衣服和鞋上残留的污染物。尤其是附着在鞋底和隐藏在缝隙中的大量微粒子。另一种是人身涂抹物,如头油、香水、唇膏、脂粉等物。这两种微粒子相对而言都较容易通过清洗、吹除、吸附等方法予以清除。第三种是服装的磨损脱落物,服装在人的不停运动中不断磨损、脱落各类纤维,特别是棉纤维和羊毛纤维。不同服装材料粒子扩散比较见表13-13。

表 13-13 不同服装材料粒子扩散比较

发尘量 粒	发尘量 (粒/0.1ft ³)	
	$\geq 0.3\mu\text{m}$	$\geq 0.5\mu\text{m}$
织物种类		
棉 (旧)	2863	1710
棉 (新)	332	152
无纺布(1)	737	543
无纺布(2)	70	15
无纺布(3)	126	39
无纺布(4)	87	16
聚酯	6	2

注: 将 $5\times 5\text{cm}^2$ 衣料置于垂直层流工作台内,扩散的尘粒部分被吸入计数器,自动记录并拍照。

人体又是洁净室内主要的菌源之一。据有关资料介绍,每 in^2 的健康人的皮肤可以携带 $1\sim 10^4$ 个微生物,呼吸中细菌发散量为 $3000\sim 50000$ 个/min,一次喷嚏可产生 $5\sim 62000$ 个,咳嗽一次可达710个细菌。

鉴于以上情况,进入洁净室内的人员应采取一些必要的清净措施。人净措施包括:

(1) 水洗。用水洗去手、脸甚至全身体表皮临时附着物和积存的体表排出物。根据生产的性质,一般工业洁净多为洗手、脸;无菌行业则要求洗澡。

(2) 换衣、鞋。为了减少从室外带入洁净室内的污染物,进入洁净室内的人员一般都要经过换鞋和衣服。至少应将外出鞋、衣服以及多毛的内衣脱掉,对无菌行业还要脱掉全部外出服和内衣,而后换用适合洁净室或无菌室工作的服装。对于工作服的要求一般是不仅表面洁净度高而且易除去污染物,还能像过滤器那样将人体大部分遮盖后使人体发散的尘菌被滤留在人体一侧,同时还应不易产生静电。

外出鞋携带污物最多,须在入口处采取水洗、吸尘和

粘着等方式进行预处理,以免过多的沾污入口门厅。水洗外出鞋装置一般设在室外入口处,其目的在于将鞋上明显的污泥洗掉。擦刷外出鞋设施有多种,其中图13-57为较早使用的方法。其优点是便于人员通行,可供多人同时使用,但不够灵活,净化效率较差。图13-58为设备型净鞋机,是机械摩擦和真空抽吸兼施并用,比较轻巧方便。同时将脚嵌入凹槽,箱内有旋转的鬃刷或不锈钢刷,可以全面清理鞋底和鞋侧面的尘埃。粘着外出鞋底的装置为粘鞋垫。多数设于进入洁净区之前,用来粘附工作鞋底上的污物。

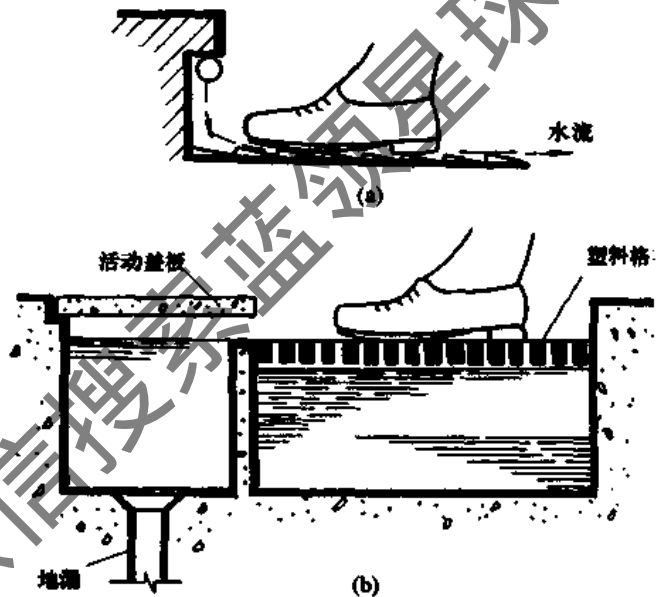


图 13-57 洗鞋设施

(a) 水幕斜坡;(b) 水洗净鞋设备

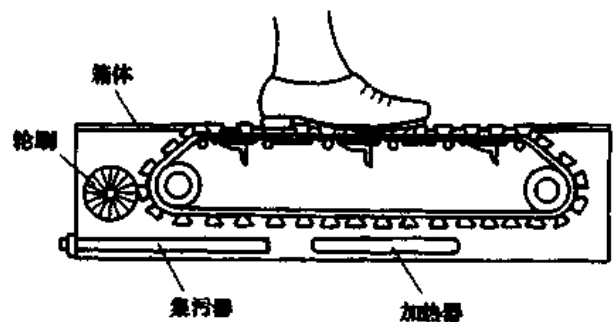


图 13-58 擦鞋机

(3) 空气吹淋。空气吹淋是用高速洁净空气吹扫全身服装及裸露体表的临时附着物。采用水洗、换衣和空气吹淋三个方面的措施,可以在一定程度上减少人体与服装携带的外界污染物,减少因直接接触而造成的污染,把身体的大部分及内衣与室内空气隔离开。使头发与皮肤的脱落物以及内衣的纤维粒子不容易播散出来,以减少人体在洁净室内尘粒的发散量。表13-14是国内20世纪70年代所作吹淋室内一个人次后,微粒吹落量的一组实测数据,可以形象地看出空气吹淋的作用。

表 13-14 吹淋一个人次后微粒子脱落量

某机电所吹淋室工况			一个人吹淋一次散尘量(万粒)				
喷嘴	喷嘴平均速度	计数时间	$\geq 0.3\mu\text{m}$	$\geq 0.5\mu\text{m}$	$\geq 1.0\mu\text{m}$	$\geq 2.0\mu\text{m}$	$\geq 5.0\mu\text{m}$
球形 $14 \times 450\text{mm}$	31m/s	20s/次	1393	1354	1242	231	96

人体在空气吹淋室内的吹淋时间与吹淋风速有关,吹淋时间越短需要吹淋风速就大一些。相反则可以小一些。一般吹淋时间在 20~60s 之间。图 13-59 和图 13-60 是吹淋时间与风速及吹淋风速与效率之间关系。

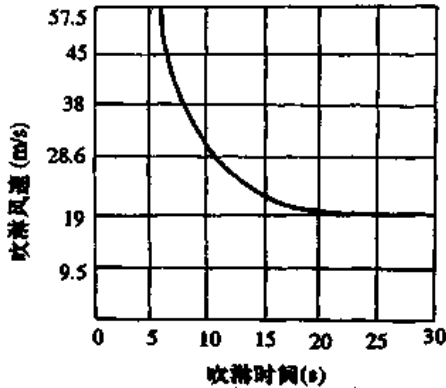


图 13-59 吹淋时间、风速等效图

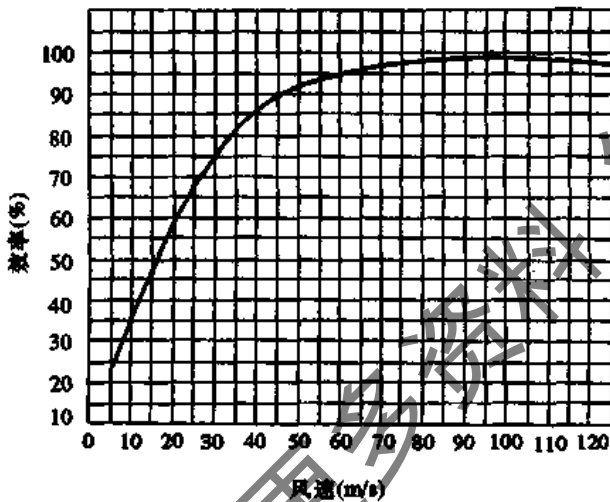


图 13-60 吹淋风速与效率

空气吹淋室一般包括吹淋风机,初、中效空气过滤器、高效空气过滤器、静压箱、喷嘴等组成。其系统原理如图 13-61。

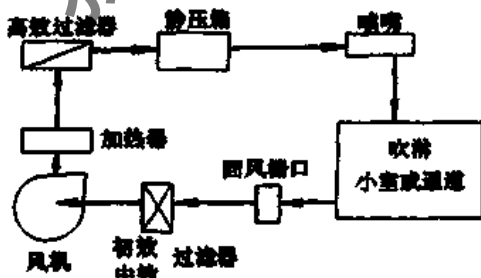


图 13-61 空气吹淋系统原理

根据使用上的不同要求,空气吹淋室可分为:小室型(或停留型),供单人停留吹淋用,其结构如图 13-62 所

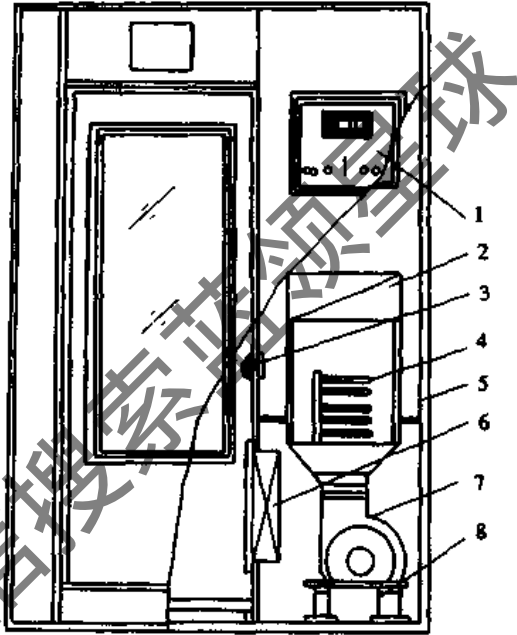


图 13-62 吹淋小室结构示意图

- 1-电箱;2-高效过滤器;3-喷头;4-电加热器;
- 5-钢框架;6-中效过滤器;7-通风机;8-减振器

示。吹淋小室之进、出门为互锁,即只有内门关闭,外门才能打开,同时也只有外门关闭,内门才能打开,以防止外部污染空气进入洁净室。进入吹淋室吹淋的人员在其拉开外门进入吹淋室时吹淋风机才能启动,吹淋结束后内门方可打开,人员进入洁净室。吹淋时间在 20~60s 之间可任意调节。由定型设备和厂家生产。另一类为通道型吹淋室,又称吹淋走廊。它是一种供进入洁净室内的工作人员在通道型吹淋室内一边走一边吹淋。此种吹淋装置多为自行设计建造非标准型。通道的长度是按 0.7~0.9m/s 的速度行走,吹淋 30s 来考虑的。通道的宽度一般为 0.8~0.9m,高度一般为 1.9m,当然也不尽然如此。

(4) 气幕与气闸。由于吹淋小室往往就设在洁净区的人口处,同洁净区直接毗邻,而且两端的门往往相互连锁启闭,因此它不仅用于人员净化,而且还有气闸的作用,防止来自室外的污染。对人员净化要求不高的洁净室门口,有时用气闸代替吹淋室。有的气闸带有风幕,在洁净室入口处顶板设置带有中、高效过滤器的机组,通过条缝向下喷射气流,形成遮挡污染的气幕。或者设置悬挂式的高效过滤机组,引进洁净室内新风过滤后向下射流而成为风幕如图 13-63 所示。

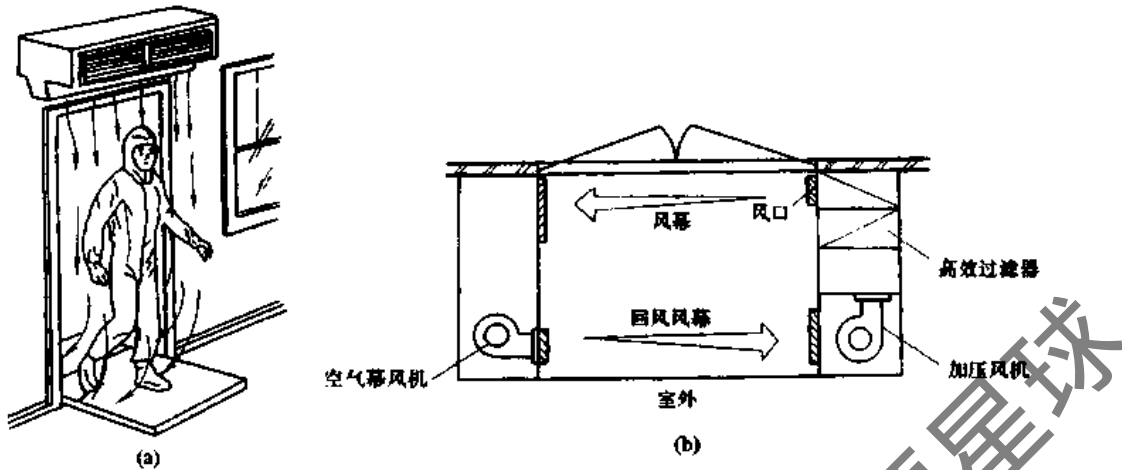


图 13-63 (a) 单风幕风机; (b) 双层风幕气帘室平面

(5) 人身净化的程序 按照工作人员上、下班使用的顺序,一般工业洁净厂房内人净用室的排列如图 13-64 对于无菌的生产,如宇航制造、药品与食品制造等

则要求在脱存外出服阶段脱掉全部内外衣,进行水淋浴后穿着无菌内外衣,有的甚至还要经过空气吹淋然后进行手消毒再进入无菌区。其大净顺序如图 13-65 所示



图 13-64 一般工业洁净厂房人净程序

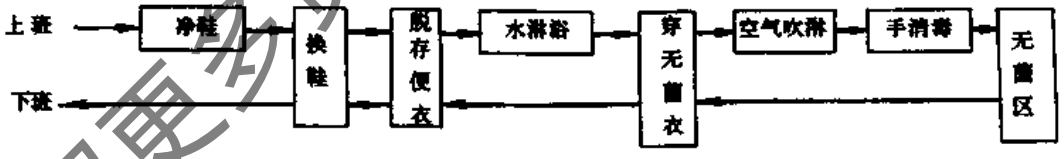


图 13-65 无菌洁净室人净程序

2. 进入洁净室物料的净化

进入洁净室内的物料一般来讲应在运入洁净室之前进行清洗和必要的净化处理,以减少物料在洁净室内的发尘量。

进入洁净室的小件物品一般由洁净室与外走廊或洁净室与洁净室之间(洁净度级别不同的相邻房间)通过传递窗进入。

传递窗一般有箱式型、回转式等。箱式传递窗一般安装在洁净室的墙壁上,在内外两面各设一道互为连锁

的取物门。箱体内部有的设置紫外灯用于对传递物进行杀菌,在开关较频繁或者开启时间较长者,在其箱体内部设置了高效过滤的空气幕,有的还采用回转式传递窗,它是两个相套的圆筒,依靠内套筒的旋转传递物件。无菌洁净室中经常使用通过式灭菌设备来传递物料、工具等。此类设备大多为电烘箱,烘箱一端从有菌区开门,输入物料后经过一段时间灭菌后再从无菌室内开启烘箱另一端门取物。也有采用药液通过式传递窗的。各种传递方式见图13-66。

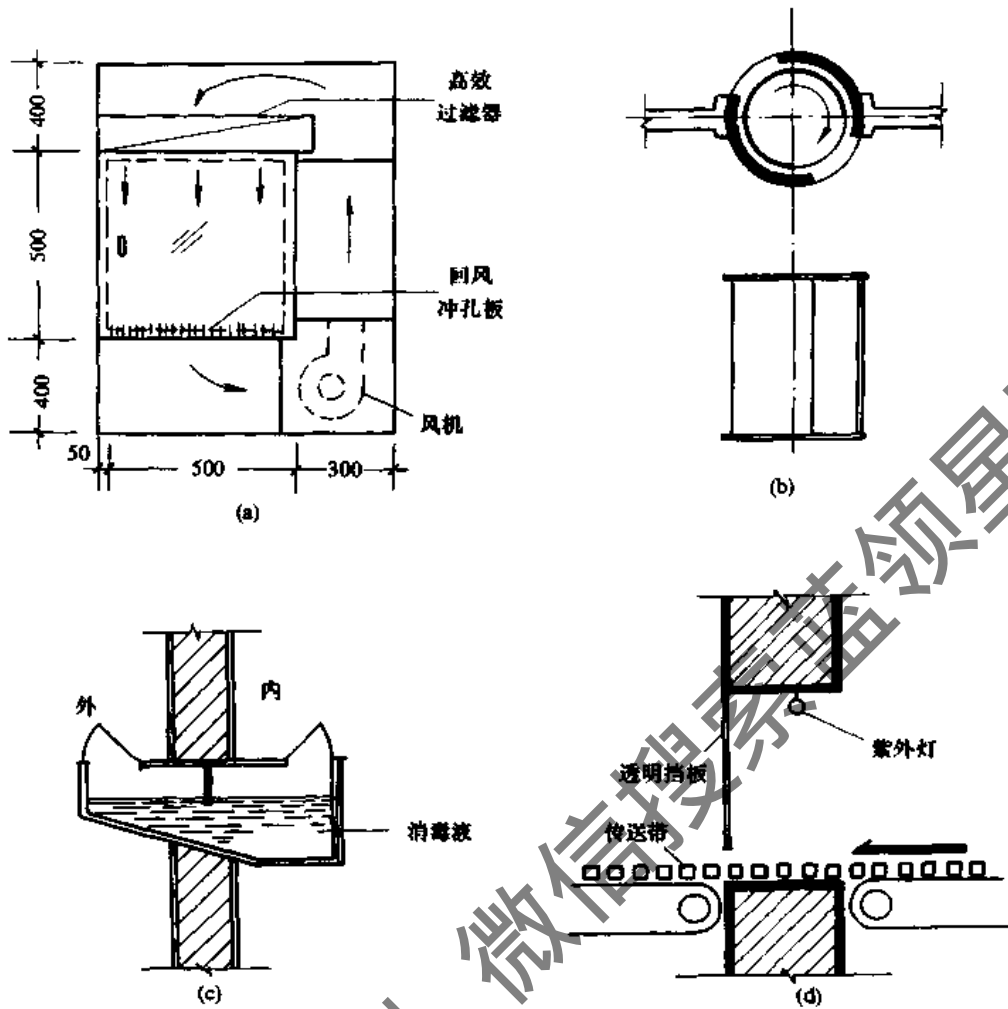


图 13-66 各种传递方式
(a) 带有空气幕的; (b) 回转式; (c) 药液通过式; (d) 带紫外线灯及挡板的

3. 保证进入洁净室内的空气是洁净的

净化空调系统在运行中,所使用的各级空气过滤器必须是完好而无破损和泄漏现象。我们知道:用于洁净室的净化空调系统在设计时已经考虑了需配置几级和什么型号的空气过滤器,也就是说,在系统运行中,空气只有经过这些空气过滤器的净化处理后送入室内;才能保证洁净室的应有洁净度(当然其他条件应是完好的)。因此净化空调系统在运行中,为防止送风系统将不应进入室内的尘粒带进室内,必须对系统中使用的初效、中效及末端空气过滤器进行定期的泄漏检查。在正常运行的洁净室中,如果发现某点或某数点处空气含尘粒子数超过正常值时,则应考虑末端空气过滤器的泄漏的可能性,应仔细进行检查(可采用尘埃粒子计数器进行扫描检查法),发现问题应立即采取措施(修补或更换),从而保证送入洁净室内的空气是洁净的。

4. 保证净化空调系统的送风量

即保证洁净室内的换气次数,以满足室内气流组织的需要。净化空调系统在正常运行时,应定期对系统的送风量进行测定,测定点可选在送风机进(出)风口处和

送风口处。因为系统的送风量在设计时是从能量的消耗量,室内应有的气流组织等诸方面来综合考虑的。如果系统送风量过低,则会使洁净室内送风口处的气流速度降低,从而破坏室内的气流组织形式,使室内受到污染的空气无法排出,达不到室内要求的洁净度标准。例如:对于乱流型洁净室会由于送风量的减少,使室内尘粒浓度无法得到应有的稀释和排出,从而使洁净度级别降低而达不到原来的要求标准;对于层流型洁净室会由于系统送风量的减少而使室内工作区域处的气流速度降低,使工作区产生的尘粒停留时间增加,同时还会有部分尘粒在工作区域附近悬浮,从而无法满足室内洁净度标准。

系统送风量的减少可能会有以下几个因素:

(1) 皮带传动的风机在运行一段时间后由于皮带的拉长,而使风机转速下降,从而风机输送风量减少。

(2) 空气过滤器容尘量达到最大值,从而使空气阻力加大,风送不出去。尤其是系统末级的(高效或亚高效或超高效)空气过滤器在使用中如果空气阻力达到最大值而不进行更换时,在运行中会使末端过滤之前的风道动压逐渐减少,而静压逐渐增大。当静压增大到一定程

度时,会破坏风道、静压箱的密封性,严重的会将末端过滤器的滤料从边框中压出。

鉴于上述情况,净化空调系统和洁净室在运行中应经常性地注意检查各级空气过滤器的空气阻力情况(空气过滤器前后装有压差计时)和容尘量,或者定期使用差压计进行检测(空气过滤器前后无压差计者);或者凭经验判断以决定各级空气过滤器是否应该更换,使系统的送风量基本保证不变。

5. 按要求保证洁净室内的正静压值

洁净室在运行中一般都要求其与邻室、走廊(包括外走廊)之间保持一定的正静压差,即洁净室内的静压值高于邻室(不同洁净级别的房间)、走廊的静压,以避免邻室、走廊等含尘浓度较高的洁净室外部的空气对其造成污染。因此洁净室和净化空调系统在运行中,应注意经常检查、保养、维护、调整和修理系统中的余压阀(又称微压差调节阀),以及压力传感器、变送器、调节器和执行器,使之处于正常运行状态,维持室内要求的正静压值。

在国家标准 GBJ73-84《洁净厂房设计规范》中,要求不同等级的洁净室及洁净区与非洁净区之间的静压差,

应不小于 $0.5\text{mmH}_2\text{O}$,洁净区与室外的静压差不应小于 $1.0\text{mmH}_2\text{O}$ 。但也不是静压差越大越好。如果静压差过大,有可能破坏洁净室的密封,造成过多的能量消耗,同时室内的工作人员会有一种压迫感。

6. 尽量减少洁净室的产尘量

以上只是从净化空调系统的运行和管理方面来考虑,解决影响洁净室内洁净度的外部条件。只有这些还不够,还应解决影响洁净室洁净度的内部因素。

在洁净室内,产生尘埃的因素有两个:一是设备的运转,二是操作人员的活动。

20世纪60年代,美国奥斯汀(P·R·Austin)发表过一组人体发尘数据,后被美国空军采用,如表13-15。同时附有非平行流及平行流洁净室内离人体20英寸范围内不同距离的污染浓度,如表13-16。它是以 $\geq 0.3\mu\text{m}$ 计量,但没有说明工作人员的服装情况,因此仅作参考。

20世纪70年代,日本日立公司曾公布了一组人体发尘量测定资料,其特点是同时具有 $\geq 0.3\mu\text{m}$ 和 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 两套数据可以对比,并且还标明了不同的服装条件,见表13-17。国内外的其他一些测定数据见表13-18。

表 13-15 工作人员发尘量比较

运 动 状 况		美·奥斯汀数据		日立公司某次试验摘录	
		$\geq 0.3\mu\text{m}$ 粒/min·人		$\geq 0.3\mu\text{m}$ 粒/min·人	$\geq 0.5\mu\text{m}$ 粒/min·人
站起或坐下	不活动	100000		151000(立)	113000
	小臂及头轻微运动	500000		142000(坐)	112000
				570000(臂自由运动)	289000
				462000(臂上、下)	300000
	全臂、头腰运动	1000000		187000(头上下左右运动)	151000
				775000(上身前屈)	540000
			1110000(屈身)	605000	
起 坐 动 作		2500000			
步 行	1m/s	5000000		1285000	1010000
	1.39m/s	7500000			
	2.22m/s	10000000			
登梯动作		10000000		1200000(踏步)	860000
跳跃1		15000000			
跳跃2		30000000			

表 13-16 与作业者不同距离处的污染度摘要

距作业者距离 (ft)	100000(粒/min)			500000(粒/min)			1000000(粒/min)			5000000(粒/min)		
	非 单 向 流	水平单向流		非 单 向 流	水平单向流		非 单 向 流	水平单向流		非 单 向 流	水平单向流	
		人面向 气流	人侧向 气流		人面向 气流	人侧向 气流		人面向 气流	人侧向 气流		人面向 气流	人侧向 气流
0	1775	136	239	8875	681	1195	17750	1361	2395	88750	6808	11950
0.5	888			4440			8880			44400		
1.0	591	110	179	2955	550	896	5910	1100	1791	29550	5498	8956

(续表)

距作业者距离 (m)	100000(粒/min)			500000(粒/min)			1000000(粒/min)			5000000(粒/min)		
	非 单 向 流	水平单向流		非 单 向 流	水平单向流		非 单 向 流	水平单向流		非 单 向 流	水平单向流	
		人面向 气流	人侧向 气流		人面向 气流	人侧向 气流		人面向 气流	人侧向 气流		人面向 气流	人侧向 气流
1.5	444			2220			4440			22220		
2.0	356	94	143	1780	470	716	3560	941	1432	17800	4703	7164
3.0	254	82	119	1270	412	597	2540	824	1194	12700	4122	5970
4.0	198	74	105	987	369	525	1975	737	1049	9875	3686	5249
5.0	162	67	101	807	336	504	1615	672	1008	8075	3358	5043
6.0	137	62	97	685	308	485	1370	617	970	6850	3085	4852
7.0	119	57	94	592	285	468	1185	571	936	5925	2853	4679
8.0	105	54	91	522	272	455	1045	544	910	5225	2722	4551
9.0	94	53	89	467	266	447	935	532	894	4675	2662	4472
10.0	85	52	88	423	261	440	846	521	879	4230	2607	4395
15.0	57	47	81	286	236	405	573	471	810	2865	2356	4048
20.0	46	45	75	222	222	375	445	446	750	2225	2228	3750

注：非单向流为以人为中心的圆周，单向流为人的下风侧。

表 13-17 日本日立公司公布的一组人体发尘量测定数据

粒 径		$\geq 0.3\mu\text{m}$ 发尘量(粒/min·人)					
		$\geq 0.3\mu\text{m}$ 发尘量(粒/min·人)			$\geq 0.5\mu\text{m}$ 发尘量(粒/min·人)		
		动 作	一般工作服	无尘服		一般工作服	无尘服
大衣型	连衣型			大衣型	连衣型		
静止	立	543000	151000	18720	339000	113000	5600
	坐	448000	142000	14920	302000	112000	7450
动	臂上下运动	4450000	462000	48600	2980000	300000	18700
	臂自由运动	3470000	570000	52300	2240000	289000	20500
	头上下左右运动	1230000	187000	22400	631000	151000	11200
	上身前屈	3920000	775000	39000	2240000	540000	24200
	上身扭转	2240000	390000	31700	850000	267000	14900
作	屈 身	4160000	1110000	63500	3120000	605000	37300
	踏 步	4240000	1200000	115000	2300000	860000	44800
	步 行	5360000	1285000	157000	2920000	1010000	56000

注：一般工作服：棉布制作的帽，上下分开的工作服及汗衫；涤特纶衬衫；尼龙制袜及拖鞋。
大衣型无尘服：尼龙制外套型上衣，手套及袜子；棉布制西服工作裤，克拉利诺(クラリーノ)无尘鞋。
连衣型无尘服：尼龙制上下身连接工作服及尼龙帽，鞋罩与手套。

表 13-18 国内外一些单位所作人的发尘量测定

时间	测定者	服装类型	工作人员发尘量($\geq 0.5\mu\text{m}$ 粒/min·人)			
			坐		原地大动作	行坐或操练
			不动	活动		
1977	北京某实验室	尼龙等衫裤型		$(18\sim 21)\times 10^4$		$(108\sim 128)\times 10^4$
		普通服装		210×10^4		300×10^4
1975	北京某半导体材料厂	棉涤等衫裤型		$(17\sim 11)\times 10^4$		
1978	苏州某器件厂	棉 涤		9×10^4		83×10^4

(续表)

时间	测定者	服装类型	工作人员发尘量(0.5μm粒·min·人)			
			坐		原地大动作	行走或操练
			不动	活动		
1981	北京某实验室	尼龙连衣型		9×10^4	$(14 \sim 28) \times 10^4$	14×10^4
		棉涤连衣型	1.64×10^4	236×10^4	$(120 \sim 298) \times 10^4$	216×10^4
1982	日本都筑正和、早川一彦等专题试验	聚酯或无羊毛织物等,手术袍	$10^4 \sim 10^6$		$(1.5 \sim 1.7) \times 10^7$	4.9×10^7
		棉手术袍	新	$10^4 \sim 10^6$		15×10^7
			旧(洗用10次)	$10^4 \sim 10^7$		67×10^7
日立数据摘录		尼龙衫裤型	11×10^4	$\begin{matrix} 15 \\ 27 \sim 30 \\ 54 \sim 61 \end{matrix} \times 10^4$	86×10^4	101×10^4
		尼龙连衣型	$(5.6 \sim 7.5) \times 10^3$	$\begin{matrix} 11 \sim 15 \\ 19 \sim 24 \\ 37 \end{matrix} \times 10^3$	4.5×10^4	5.6×10^4
		普通棉布	$(30 \sim 34) \times 10^4$	$\begin{matrix} 63 \sim 85 \\ 131 \\ 224 \sim 342 \end{matrix} \times 10^4$	230×10^4	290×10^4

由以上我们可以看出:

① 强活动比坐态一般活动发尘量高出一个数量级。强活动穿非棉、毛织物工作服时发尘量大体在 $10^5 \sim 10^7$ 粒/min 之间。

② 在同样的工况条件下,服装的形式与材料不同,其发尘量也有较大的差别。就材料而言,棉织物较尼龙

织物的发尘量又高出一个数量级,同样材料的新、旧发尘量也不一样。

同尘粒子相似,人体的细菌散发量也随动作和服装类型的不同而有很大的变化。表 13-19 为粟田守敏 1974 年的文章中引用的五种服装、三种动作情况下的人体发菌量与发尘量比较

表 13-19 人体发菌量与发尘量

穿 衣	a 动作		b 动作		c 动作	
	尘(粒/min)	菌(个/min)	尘(粒/min)	菌(个/min)	尘(粒/min)	菌(个/min)
衣式 1	9336	0	63726	0	82992	0
2	5187	0	28158	0	93366	0
3	36309	70	140790	138	254904	691
4	85956	70	168207	419	434226	978
5	31863	70	171912	138	383097	691

注: 动作a——静止站立,面向、侧向与背向气流;
 b——站立并平举臂 30 次,上身前屈 30 次;
 c——站立并将头上下左右动 30 次,踏步 30 次。
 衣式 1——连衣型,披肩帽,着短袜,有手套、口罩;
 2,3——衫裤型,无沿松紧帽,有、无手套,短尼龙袜,有、无口罩及塑料拖鞋;
 4,5——大衣型,灯芯绒裤,尼龙袜,有、无手套及口罩、塑料拖鞋。

由以上我们可以看出,在洁净室内,人员是最大的发尘要素。因此,在洁净室内的工作人员必须穿戴特别规定的适于洁净室内的无尘工作服。洁净室内的工作人员除了从内衣和人体表面产生的皮屑或污垢等人体分泌物之外,还会由于操作人员的动作等,对局部气流的扰动而从设备、地面、壁面等处诱导产生尘埃。对这类扬尘的防止措施,要根据实际情况,首先是为了控制由人的活动产

生的尘埃及其扩散,需要限制操作人员在洁净室内操作区域的活动,使之在最小的活动限度之内,从而减少洁净室内的发尘量。因此,洁净室内的操作人员除必要的操作外,应尽量减少不必要的活动。

至于洁净室内运转设备的发尘则是不可避免的,但应从减小运转设备的振动和空运转的时间,使运转设备的发尘量控制在最小限度。

7. 洁净室内的定期清扫

洁净室在运行一段时间后,总免不了在一些死角、壁面、台面上会积存一些尘埃,如果不及时进行清扫,这些尘埃在较大气流的冲击或其他某种扰动下,会重新卷入室内空气中,从而增加了室内空气尘粒的浓度,使室内空气的洁净度等级下降,无法保证工艺的正常进行。因此对洁净室进行定期的清扫则是必不可少的。

对洁净室内部的清扫,一般不允许使用扫帚和拖布进行,可采用分散或集中式真空扫除的方法进行。

13.6.3 洁净室内洁净度的检测及检测数据的评价

1. 检测仪器的选用

尽管对于洁净室内洁净度的测量,可以采用光散射粒子计数器、凝结核粒子计数器、电子显微镜和光学显微镜,但目前用得最多的为光散射粒子计数器。由于此种粒子计数器在使用中可以对室内空气的含尘量进行自动、连续、及时地对应测量,并且可以直接显示瞬时的含

尘浓度,也可以对不同粒径的含尘浓度进行测量。使用简单、方便、及时、灵活。近几年来,由于应用了激光技术和电子计算机,粒子计数器的性能得到了进一步的提高,在实际应用中,能够测到0.1 μm 粒径的粒子。这种粒子计数器是将光线照射到吸进来的被测采样空气上,然后分别接受来自该空气中粒子的散射光并逐个地进行分析,根据散射强度与微粒直径成正比例的关系,来测量各种不同粒径粒子的个数。目前这种计数器大体上可分为两种类型:一种是照射系统光轴与检测系统光轴交叉布置的侧向散射型;另一种是两光轴布置在同一直线上的前向散射型。两者的共同特点是:在这种散射光学系统的检测系统中,不应该受到来自照射系统的直接光照射,而只能高效率地接受来自检测区内微粒子的散射光。

图13-67所示为典型的前散射光学装置示意图。这种光学装置称近前方散射光探测式光学装置,特别适用于测定洁净室的洁净度。其特点是对被测空气的折射率依赖性小,被测空气采样流量大,小型化

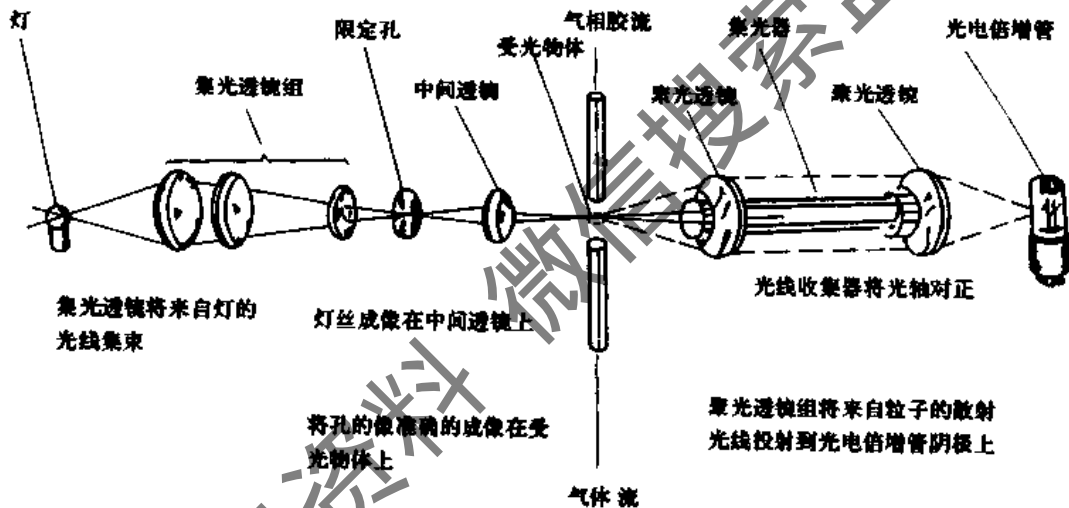


图 13-67 近前方散射式光学装置示意图

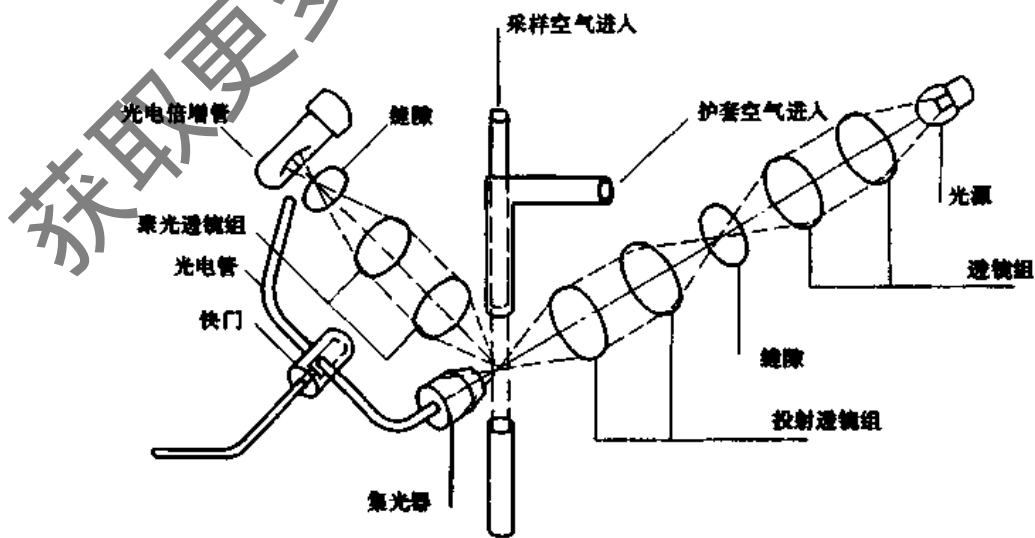


图 13-68 侧向散射式光学装置示意图

(续表)

生产厂	日立 DECO		DNA 科学			DNA 产业		P·M·S(粒子测量系统)	
	型号	光源	82-3200	82-7200	82-6600	PM-730DXPT	PM-734DXPT	LPC-101	LPC-555
光源	氦-氖激光	氦-氖激光	钨丝卤素灯	钨丝卤素灯	氦-氖激光	钨丝卤素灯	钨丝卤素灯	氦-氖激光	氦-氖激光
散射光聚光角	90°侧向	90°侧向	50°侧向	50°侧向	90°侧向	60°侧向	60°侧向	90°侧向	90°侧向
粒径灵敏度 (μm)	0.1	0.17	0.3	0.3	0.1	0.3	0.3	0.1	0.3
粒径范围 (μm)	5CH×2 0.1,0.2,0.5, 1.0,0.3,0.4, 2.0,4.0,0.5, 0.6	6CH 0.17,0.3,0.5, 1.0,2.0,5.0	6CH 0.3,0.5,1.0, 3.0,5.0,10.0	6CH 0.3,0.5,1.0, 3.0,5.0,10.0	10CH 0.1,0.15,0.2, 0.25,0.3,0.4, 0.5,0.6,0.8, 10.0	5CH 0.3,0.5,1.0, 2.0,5.0	5CH 0.3,0.5,1.0, 2.0,5.0	4CH 0.1,0.3, 0.5,1.0	4CH 0.3,0.5, 1.0,5.0
采样量 (ft^3/min)	0.01 (0.3L/min)	0.5 (15L/min)	0.03 (10L/min)	10 (28.3L/min)	0.01 (0.3L/min)	0.01 (0.3L/min)	0.1 (3.0L/min)	0.1 (3.0L/min)	1.0 (30L/min)
打印	内设	内设	内设	内设	内设	内设	内设	内设	内设
计算机接口		RS-232C			RS-232C			任选 RS-232C	任选 RS-232C
报警	任意数值 6 位	1-999 数值设定			1-99999			1, 10, 100, 1K, 10K, 100K, 1M, CTS	
其他	可接多路扫描转换器	可接多路扫描转换器	1 ft^3 换算			D/A 变换输出	D/A 变换输出	可接多路扫描转换器	可接多路扫描转换器

图 13-68 所示为一种侧向散射型光学装置示意图,侧向散射方式为大多数粒子计数器所采用,实际应用中采用照射系统光轴与检测系统光轴成 $50^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 夹角的各种探测器。该光学系统能比较容易地遮住来自照射系统的直射光,粒径响应曲线(微粒子直径与散射光强度对应曲线)的线性好,在进行粒径分布测定时,预期可以获得较高的精度。

图 13-69 所示为一种激光计数器装置,它有很大的聚光立体角,可以获得较大的流量和很高的粒径灵敏度。在高洁净度的洁净室中进行检测,由于其控制粒子的粒径为 $0.1 \sim 0.5 \mu\text{m}$,在检测大型超洁净空间时,尽量可能多取采样空气量,以减少统计误差。

目前在国际中常用的尘埃粒子计数器见表 13-20、表 13-21 为苏州净化设备厂所生产的 Y09 系列尘埃粒子计数器的有关技术数据,此外还有国产 CLJ 系列尘埃粒子

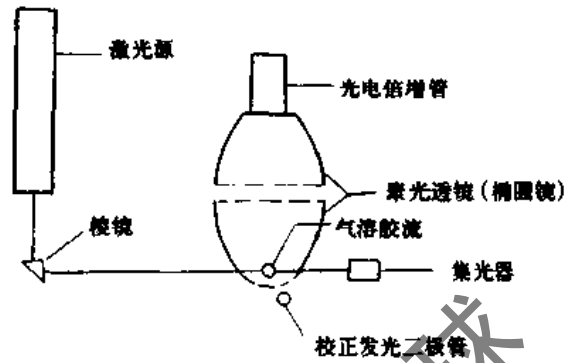


图 13-69 激光粒子计数器光学装置示意图

计数器,都可以用于对洁净室内含尘浓度的测量。

表 13-21 Y09-7 系列便携式尘埃粒子计数器技术数据

型号	Y09-7	Y09-7A	Y09-7B	Y09-7C
采样量 (l/min)	0.1	0.1	0.1	0.1
允许测量尘埃浓度	$<3.5 \times 10^4$ 粒/L	$<3.5 \times 10^4$ 粒/L	$<3.5 \times 10^4$ 粒/L	$<3.5 \times 10^4$ 粒/L
粒径分档 (μm)	0.5~5.0	0.3~5.0	0.3~10.0	0.3~10.0
检测周期 (min)	1,2	1,2	1,2	1,2
检测功能	程显、选显、观察、寄存、清零	程显、选显、观察、寄存、清零	微电脑控制,带打印	同左,交直流两用
电源	220V,50Hz	220V,50Hz	220V,50Hz	220V,50Hz
功耗 (W)	≤ 45	≤ 45	≤ 45	≤ 45
外表尺寸 (mm)	360×275×135	360×275×135	360×275×135	360×275×135
重量 (kg)	≤ 5.5	≤ 5.5	≤ 5.5	≤ 5.5

CLJ 系列尘埃粒子计数器

主要技术性能:

采样量: 2.83L/min

采样周期: 1、2、10min 三档

可测粒径: $0.3 \mu\text{m} \sim 10 \mu\text{m}$ 分六档

重复性相对偏差: $\leq \pm 20\%$

准确度相对偏差: $\leq \pm 4\%$

离散度: $\leq \pm 30\%$

微电脑控制: 数显、自动打印、存有 209-D 标准, 自动判断级别

功耗: 70W

CLJ 系列品种:

CLJ-01A 尘埃粒子计数器(重量 15kg)

CLJ-01B 便携式尘埃粒子计数器(重量 11kg)

CLJ-01C 多点式洁净环境监测系统 可以现场监测尘埃粒子浓度、温度、湿度、压差等参数, 电脑控制, CRT 屏幕集中显示, 制成报表按 95% 置信度法判定环境洁净度等级, 绘制各参数变化曲线, 存储一年的数据, 自动打印, 传输距离分有线传输 ($\leq 70\text{m}$) 及无线发送遥控, 测点不限。

CLJ-01D 小型尘埃粒子计数器(重 6kg)

在对洁净室进行洁净度的检测时, 究竟采用什么样的尘埃粒子计数器比较合适? 应根据实际情况, 尽量选用大流量尘埃粒子计数器为好。

2. 检测点的布置

根据中华人民共和国国家标准 GBJ73-84《洁净厂房设计规范》的规定: 在对洁净室进行洁净度检测时, 检测点应为距室内地坪 1.00m 的水平面内; 对于单向流型洁净室测点总数应不小于 20 点, 测点间距为 0.5~2.0m。水平单向流洁净室测点仅布置在第一洁净工作区内; 非单向流洁净室按洁净面积小于或等于 50m^2 布置 5 个测点, 如图 13-70, 每增加 $20 \sim 50\text{m}^2$, 增加 3~5 个测点。

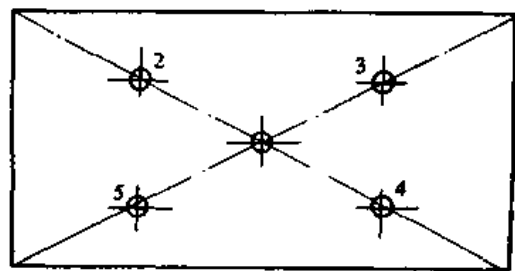


图 13-70 非单向流洁净室测点布置图

美国联邦标准 209E《洁净室和洁净区内空气浮游粒子洁净等级》关于在洁净室内进行洁净度检测时检测点的布置是这样规定的:

对于单向流,一般取样点应均匀布置在整个洁净区的入口平面处。因洁净区内设备的限制不包括在内,在单向流洁净区内,检测所需的最少取样点为下面两者中的较小者。

(1) 国标单位制:入口平面面积 $A(\text{m}^2)/2.32$ 。

英制:入口平面面积 $A(\text{ft}^2)/25$ 。

国家标准 JGJ71-90《洁净室施工及验收规范》中规定的最低限度采样点数如下表(表 13-22)。

表 13-22 洁净室洁净度检测最低限度采样点数

洁净室面积 (m^2)	洁净室洁净度等级			
	100 级或高于 100 级	1000 级	10000 级	100000 级
<10	2~3	2	2	2
10	4	3	2	2
20	8	6	2	2
40	16	13	4	2
100	40	32	10	3
200	80	63	20	6
400	160	126	40	13
1000	400	316	100	32
2000	800	633	200	63

注:表中面积的含义是:对于单向流洁净室是指送风面积,对于非单向流洁净室是指房间面积。

在《美国环境科学研究院标准 IES-RP-CC-006-84-T 测试洁净室的实施细则》中规定:测点的数量、位置及网格的尺寸应根据确定的洁净度级别和临界位置数来确定,以便得到所需的可靠度,基于单向流洁净室的粒子分布特点,它比非单向流洁净室更需要多的测试位置,一个测试点的最大面积不得大于洁净度级别的平方根。比如,对 10000 级洁净室的测试位置为 $100\text{ft}^2(9.3\text{m}^2)$;对于 100 级洁净室为 $10\text{ft}^2(0.93\text{m}^2)$ 。不能直接从设备的运行和工人的活动产生的污染中采样,而是在接近工作活动区采样,采样一般直接在工作活动高度上进行,或直接在单向流洁净室的上风侧进行。

(2) 国际单位制:

入口平面面积: $A(\text{m}^2) \times 64 / (10^M)^{0.5}$ 。

英制:入口平面面积 $A(\text{ft}^2) / (\text{NC})^{0.5}$ 。

注: M 为 209E 标准中国际单位制中的洁净等级数。

NC 为 209E 标准中英制的洁净等级值。

取样点的数量按四舍五入取整数,入口平面面积可以看作是垂直于气流方向的洁净工作区的横截面之面积。

对于非单向流,除洁净区受到设备限制外,应在水平方向上均匀布置取样点。

检测洁净区内非单向流的最少取样点应等于:

国际单位制 $A \times 64 / (10^M)^{0.5}$

英制 $A / (\text{NC})^{0.5}$

注:A 表示洁净区的地板面积,公制为 m^2 ,英制为 ft^2 。

M 与 NC 同上。取样点的数量同样应四舍五入取整数。

任何洁净区的取样点不得少于 2 个。除受洁净区内的设备限制之外,取样点应在整个洁净区均匀布置。每个取样点应至少取样一次,在一个区内总共应最少取样 5 次,每个取样点取样应多于一次,不同的取样点取样次数可以不同。

3. 洁净室洁净度检测时,使用光散射粒子计数器的取样量

关于尘埃粒子计数器检测时的空气取样量,在国标 GB73-84 中规定:对于 100 级的洁净室,每次取样量应大于或等于 1L,对于 1000~10000 级的洁净室,每次取样量应大于或等于 0.3L,对 100000 级的洁净室,每次取样量应大于或等于 0.1L。

对于 100 级洁净室,宜采用大流量粒子计数器进行测试。如果条件不具备,也应采用每次采样量不小于 1L 的粒子计数器。

在美联邦 209E 和 209F 标准中,规定:洁净度检测时空气最小取样量为:

取样空气量 = 20 个粒子 / 洁净室洁净度等级限(粒子数/体积)

同时还规定最小取样量为 0.00283m^3 (即 0.1ft^3),并且计算所得取样量结果不得四舍五入。

如:对国际单位制中的 M3.5 级洁净室中检测 $0.5\mu\text{m}$ 粒子尘埃粒子数时,空气最小取样量应为:

取样空气量 = $20 / (3530/\text{m}^3) = 0.0056657\text{m}^3$

对英制中 100 级洁净室中检测 $0.5\mu\text{m}$ 尘埃粒子数时,空气最小取样量应为:

取样空气量 = $20 / (100/\text{ft}^3) = 0.2\text{ft}^3$

在对洁净室进行洁净度检测时,尽管规定了空气的最小采样量,但在实际工作中,我们应在保证最小采样量的前提下,根据已有的检测设备,尽量采用大流量的尘埃粒子计数器。因为较大的采样量可以避免多次取样的时间。但如果取样量过大,将会使取样时间过长。同时,当取样量大于所要求的最小值时,会提高测量精度。

表 13-23 为美联邦标准 209D 中对不同洁净度级别和不同粒径的每次最小采样量(表中洁净度级别为英制,采样量单位为 ft^3)。

国标 JGJ71-90《洁净室施工及验收规范》中规定的测定洁净度的最小采样量如表 13-24。

表 13-23 美联邦 209D 标准规定的不同洁净度级别和不同粒径的每次最小采样量(ft^3)

洁净度级别	粒 径 (μm)				
	0.1	0.2	0.3	0.5	5.0
1	0.6	3.0	7.0	20.0	
10	0.1	0.3	0.7	2.0	
100		0.1	0.1	0.2	
1000				0.1	3.0
10000				0.1	0.3
100000				0.1	0.3

表 13-24 国标 JGJ71-90 规定的每次最小采样量(L)

洁净度级别	粒 径 (μm)				
	0.1	0.2	0.3	0.5	5.0
1	17	85	198	566	
10	2.83	8.5	19.8	56.6	
100		2.83	2.83	5.66	
1000				2.83	85
10000				2.83	8.5
100000				2.83	8.5

4. 关于等动力采样问题

在美国联邦标准中,对于洁净室使用光散射粒子计数器进行尘埃粒子浓度的检测时,均强调采用等动力采样的方法。所谓等动力采样就是在检测时,粒子计数器的采样管的入口方向与被取样的单向气流方向相一致,而且空气进入取样管入口的平均速度与该位置单向气流的平均速度相同。但目前在对层流型洁净室进行洁净度的检测中,有使用大流量粒子计数器(采样量为 $1\text{ft}^3 = 28.3\text{L}/\text{min}$)和小流量的粒子计数器(采样量 $< 1\text{ft}^3/\text{min}$),而且采样管入口的气流速度与洁净室的实际断面速度不同。据有关资料介绍,认为在对单向流型洁净室进行检测时,可以不遵守等动力采样的原则,即可以采用非等动力采样,其测定结果是可信的。

因为对洁净室的检测我们主要关心两种粒径,即 $0.5\mu\text{m}$ 和 $5\mu\text{m}$ 。非等动力取样对于 $\leq 0.5\mu\text{m}$ 的粒子影响不大。如果取样空气用于计算大于或等于 $0.5\mu\text{m}$ 的粒子浓度,如果这些粒子不受非等动力条件的影响,则计算结果也不受影响。因此,洁净区域内的非等动力取样仅对大于或等于 $5\mu\text{m}$ 粒子才有意义。

5. 洁净室内洁净度的检测

按照上述方法在洁净室内布好测点,选择好所使用的,并已经过校正的尘埃粒子计数器,同时绘制洁净室内测点平面布置图,并进行测点编号,以备检测时做记录用。

检测时对于单向流洁净室,其粒子计数器的采样口应对着气流方向;对于非单向流洁净室,采样口宜向上。使采样口处的气流速度尽可能接近室内的气流速度。

同时应注意采样管口必须干净,连接处不得有渗漏现象,采样管的长度应根据仪器的允许长度,如果无规定时,不宜大于 1.5m 。

每个采样点的采样次数不少于 3 次,但各采样点的采样次数可以不同。在测试仪器稳定运行条件下,每次测定数据均应记录在记录表上。

在美国联邦 209E 的标准中规定:大于 M4.5(1000 级)的各等级,可通过测定 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 或 $\geq 5\mu\text{m}$ 范围内的粒子数来确定。如果需要也可以两者都测;对于大于 M3.5 级(100 级)并小于 M4.5 级(1000 级)的各洁净等级,可通过测定 $\geq 0.2\mu\text{m}$ 、 $\geq 0.3\mu\text{m}$ 、 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 粒径尘粒中一个或几个粒径相应的粒子数来确定;对于小于 M3.5 级(100 级)的各洁净等级,可以通过测量 $\geq 0.1\mu\text{m}$ 、 $\geq 0.2\mu\text{m}$ 、 $\geq 0.3\mu\text{m}$ 和 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 中的一个或几个粒径相应的粒子数来确定。

在具体测定时,可分为两种情况:一是在上次测定记录基础上,对含尘浓度较高和较低的测点,各挑选几个有代表性的测点进行测定。二是在室内布置的所有测点上进行检测。在一般处于正常运行状态的净化空调系统和洁净室,只要无特殊情况(如过滤器更换、室内设备移位等)可采用第一种方法,因为省时。除此则可采用第二种方法。

经过测定后,可将此次测定记录与上次测定记录进行比较,在同一个测点上含尘粒子浓度有无变化。如有变化,是尘粒子浓度增高了还是降低? 并进行分析,找出变化的原因,并做好分析报告,与测定记录一并保存,以备下次测定时参考。如果在某些测点上发现 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的尘粒子数超过了规定值,则应分析其原因并进行处理,且处理后再测定,直到每一个测点上 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的尘埃粒子浓度均低于该洁净室内洁净级别所要求的最低限为止。

6. 测定数据的统计分析

(1) 国标 JGJ71-90《洁净室施工及验收规范》中规定数据统计方法:

室内平均含尘浓度 \bar{N}

$$\bar{N} = \frac{\bar{C}_1 + \bar{C}_2 + \dots + \bar{C}_n}{n} \quad (13-1)$$

各测点的平均含尘浓度:为在同一个测点上每次测得数据的平均值 \bar{C}_i 。

各测点平均含尘浓度的标准误差 δ_N :

$$\delta_N = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{C}_i - \bar{N})^2}{n(n-1)}} \quad (13-2)$$

$\bar{C}_i \leq$ 级别上限

$$\bar{N} + t\delta_N \leq \text{级别上限}$$

以上 n ——测点数;

\bar{C}_i ——每个采样点上的平均含尘浓度;

t ——置信度上限为 95% 时,单侧 t 分布的系数见表 13-25。

表 13-25 t 系数

点数	2	3	4	5~6	7~9	10~16	17~29	>29
t	6.3	2.9	2.4	2.1	1.9	1.8	1.7	1.65

在国标 GB73-84《洁净厂房设计规范》中规定:每个测点取其每次测得尘粒数的平均值,即为该点的实测值;对于 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 尘粒数的确定:单向流洁净室取各测定点的最大值,非单向流洁净室取各测定点的平均值作为对

洁净室的洁净度评价依据,同时对于单向流洁净室,粒径 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的尘粒数允许有一点超过。

(2) 美联邦 209E 标准《洁净室和洁净区内空气浮游粒子洁净等级》中规定的测定数据统计方法:

一个测定点处的平均粒子浓度:在某取样点处,粒子浓度的平均值 A 为该取样点处各次取样粒子计数浓度 C_i 的和,除以该点的取样次数 N 。如果在某取样点处仅取样一次时,平均粒子浓度则与所测粒子浓度相同。

$$A = (C_1 + C_2 + \dots + C_n) / N \quad (13-3)$$

平均值的中值 M 为各均值 A_i 除以取样点数 L 。所有取样点的权重相等,与各点取样次数无关。

$$M = (A_1 + A_2 + \dots + A_L) / L \quad (13-4)$$

平均值的标准偏差 SD 等于各均值与中值之差的平方和除以取样点数减 1 的商的平方根,即:

$$SD = \sqrt{\frac{(A_1 - M)^2 + (A_2 - M)^2 + \dots + (A_L - M)^2}{L - 1}} \quad (13-5)$$

平均中值 M 的标准误差 (SE) 等于标准偏差 SD 除

以取样点数的平方根 即:

$$SE = SD / \sqrt{L} \quad (13-6)$$

检测数据处理完毕后,可在检测点平面布置图上一一标出。最好在每个测定点处标出其测定数据的最大值、最小值和平均值,并且在测定数最高处做出明显标记,以备下次检测时参考。如图 13-71 为某一洁净室洁净度检测数据表。

由测定数据统计表中,我们可以很清楚地看出哪些测点处所测定的数据符合洁净度等级的要求,哪些测定点处所测定的数据不符合洁净度等级的要求,或者全部测定点处测定的数据全部符合洁净度等级的要求,但哪些测定点处测定数据偏高,并由此分析和找出哪些测点处尘粒浓度偏高的原因,并同时设法处理(当然,如果某些靠近运转设备附近的测定点的尘埃粒子浓度偏高,但低于洁净度所允许的最高含尘浓度,则是正常现象)。

洁净室(100级)0.9m高度洁净度测定记录表 ($\geq 0.5\mu\text{m}$ 粒/ ft^3) 条件: $t = 22^\circ\text{C}$ $\phi = 48\%$ 年 月 日

测点序号	9	10	27	28	45	46	63	64	81	82	500
	101 92.7	1 0.7	1 0.7	13 10.7	0 0	1 1	15 16	6 4.7	0 0	1 0.7	
最大数	90	1	0	9	0	1	17	1	0	1	
平均数											
测点序号	8	11	26	29	44	47	62	65	80	83	500
	1 1.3	16 15	1 1.3	3 0.3	2 2.3	0 0.3	2 2.3	0 0	5 2.7	0 4	
最大数	1	13	1	0	3	1	2	0	3	2	
平均数											
测点序号	7	12	25	30	43	48	61	66	79	84	500
	8 8	76 109	2 2	8 10	9 12	4 4	1 1	0 0	5 4	1 2	
最大数	7	85	1	6	7	3	0	1	1	1	
平均数											
测点序号	6	13	24	31	42	49	60	67	78	85	500
	1 0	111 100	2 2	1 2	17 10	0 0	0 0	2 0	0 0	1 0	
最大数	0	97	1	1	10	0	0	0	0	0	
平均数											
测点序号	5	14	23	32	41	50	59	68	77	86	500
	96 101 98	14 14	2 3	4 5	1 0	4 2	6 3	1 0	1 0	1 1	
最大数	101	10	2	5	0	2	3	0	0	1	
平均数											
测点序号	4	15	22	33	40	51	58	69	76	87	500
	13 12 10	13 10	106 98	8 7	94 107	26 21	9 10	7 8	9 10	0 0	
最大数	13	6	98	8	99	19	8	6	7	0	
平均数											
测点序号	3	16	21	34	39	52	57	70	75	88	500
	2 3 1	6 5	0 0	0 0	1 2	7 8	0 1	4 5	9 10	0 0	
最大数	3	5	0	0	2	8	1	5	10	0	
平均数											
测点序号	2	17	20	35	38	53	56	71	74	89	500
	6 7 2	8 0	4 5	0 0	0 0	5 6	6 4	21 20	3 4	5 4	
最大数	7	1	5	0	0	6	6	21	4	5	
平均数											
测点序号	1	18	19	36	37	54	55	72	73	90	500
	15 13 10	2 3	2 3	0 0	0 0	0 1	0 0	5 4	1 1	0 1	
最大数	15	3	3	0	0	1	0	5	1	0	
平均数											

图 13-71 某洁净室(100级)0.9m高度洁净度测定($\geq 0.5\mu\text{m}$, 粒/ ft^3)

13.6.4 净化空调系统中送风机与循环风机、值班风机的作用

1. 净化空调系统中送风机与循环风机

我们知道,为了满足洁净室内气流组织和工作区域气流速度的要求,洁净室内的送风量都比较大,换气次数较高,从几十次到几百次。如100级垂直单向流洁净室,其运行中换气数高达400~600次/h,如果将这样大量的空气处理到洁净室内所要求的温度、湿度范围内,势必增加系统中空气处理设备的容量,使空气处理设备占地面积增加很多,增加了一次投资费用、运行费用和设备的维护、修理费用,同时也增加了能量的消耗。因此,在净化空调系统中设置一套空气处理器(即空调器,主要是热、湿处理),作为对室外补充新风和一部分回风的热、湿处理和净化预处理,而另一部分大量的回风则只经净化处理作为循环使用,以满足室内送风量的要求。因此,净化空调系统的送风机又称为热、湿处理风机,而循环风机则只是保证系统的送风量。

2. 净化系统中值班风机的作用

对于间歇运行的净化空调系统,为了在空调系统停运时不使洁净室受到室外空气的污染,维持室内应有的洁净度,因此在系统停运时采用值班风机运行的方法。一般值班风机的风量是按维持室内正压值所需的换气数确定。因此它要比系统的送风机之送风量小得多。使系统风机在停运时启动值班风机(一般在控制设计时,将送风机与值班风机进行互锁,即送风机启动时,值班风机自动停运;送风机停运时,值班风机自动启动),从而可以在系统送、回风机停运时,由值班风机来承担维持洁净室内正静压和要求的温、湿度值。

13.6.5 净化空调系统中空气过滤器的更换

净化空调系统所使用的空气过滤器,在经过一段时间的运行后,其容尘量和空气阻力都会达到其允许的最大值。此时则必须进行更换,否则净化空调系统将无法正常运行,洁净室也将不会达到其使用效果。在更换净化空调系统中各级空气过滤器时应注意以下几个问题:

1. 空气过滤器的更换周期

净化空调系统所使用的各级空气过滤器在什么情况下应该更换,应根据各自的具体条件。如当地气象条件(主要是风沙的多少)、新风处理量的大小,系统运行时间的长短等来决定。

(1) 新风空气过滤器(又称预过滤器或初过滤器、粗效过滤器)和中间空气过滤器(又称中效空气过滤器)的更换,可以在空气阻力为初阻力值的2倍时进行。

(2) 末端空气过滤器(一般为亚高效、高效、超高效空气过滤器)的更换。

国标GBJ73-84中是这样规定的:气流速度降到最低限度,即使更换初效、中效过滤器后,气流速度仍不能增大;高效空气过滤器的阻力达到初阻力的两倍;高效空气过滤器出现无法修补的渗漏时则应予以更换。

2. 空气过滤器的选用

净化空调系统在运行一段时间后,系统中所使用的

空气过滤器则必须进行更换。过滤器的更换应注意以下几点:

(1) 首先应尽量采用与原使用的过滤器型号、规格、性能(甚至包括生产厂家)一致的空气过滤器。如果没有同规格的可与生产厂家协商解决。

(2) 如果在市场上采购不到与原使用的型号、规格、性能完全一致的空气过滤器,则应考虑选用其他型号、规格的空气过滤器。但必须使所选用的新型空气过滤器在相同条件下的阻力过滤效率、穿透率等指标优于原使用的空气过滤器。采用新型号、规格的空气过滤器时应考虑原安装框架的安装可能性。如果新型号、规格的空气过滤器实在不能在原框架上安装时,则应与生产厂家协商生产非标准型。同时还应考虑其耐火的性能。

3. 原空气过滤器的拆除和净化空调系统送、回风管路的清扫

对于净化空调系统在原空气过滤器进行拆除之前(主要是指末端的高效和超高效空气过滤器),应对洁净室内的设备、地板等可采用塑料薄膜进行包裹和覆盖,以防在末端空气过滤器拆除中和拆除后,风道、静压箱等处积存的灰尘落落到设备和地板造成污染。

系统中的空气过滤器拆除后,应对安装框架、空调器、送、回风管道进行认真彻底的清扫。尤其是对于高效空气过滤器的安装框架必须将其残存的密封条、密封胶等清除干净,尔后可采用不易起毛的织物进行擦洗。如果在清理过程中发现框架、风管、保温层等有破损处,应及时进行修复。

在系统中拆除空气过滤器时,建议按照初效(新风)过滤器、中效过滤器、亚高效过滤器、高效过滤器和超高效空气过滤器的顺序进行。这样可以减少进入洁净室的灰尘量。

由于净化空调系统中的末端空气过滤器更换一次并非易事,同时更换周期也较长,因此,建议在更换末端空气过滤器的同时,对系统中的所有设备进行一次大修。

4. 清除细小尘粒

在系统中空气过滤器拆除和全面清除后,可以启动系统中的风机对全部风管(主要是送风管)和末端过滤器安装框架及洁净室进行吹除,以清除粘附在各有关表面上的细小尘粒。

5. 末端(亚高效、高效、超高效)空气过滤器的更换

在净化空调系统中,各级空气过滤器的安装,对保证洁净室的洁净度起关键作用的是末端过滤器(当然,这里并不是说其他各级空气过滤器并不重要)。

洁净室的终端过滤器一般使用高效、超高效过滤或低渗透率的过滤器。因为这些过滤器的滤尘效率都非常高,因此有容易堵塞的缺点。一般在洁净室的运行中,往往由于室内工作的关系和为了保证洁净室的洁净度,不便在洁净室内和净化空调系统中的主送风道简单地拆卸和更换终端过滤器。因而在终端过滤器的上风侧为了把粒子浓度有效地降低到洁净室内洁净度所需要的浓度,同时为了延长终端过滤器的使用寿命,要在高效或超高效过滤器的前面设置中间过滤器。过去高效过滤器作为终端过滤器使用时,中间过滤器一般采用中效过滤器或

亚高效空气过滤器,但是终端过滤器使用超低渗透率过滤器时,中间过滤器一般使用高效或亚高效过滤器。因而在末端过滤器的安装时,必须格外谨慎、小心。故此这里重点介绍末端空气过滤器更换时的有关问题,其他各级空气过滤器的安装也可参照执行。

(1) 新购进的高效过滤器(或超高效空气过滤器)应有国家认可的检测单位的检测报告单及泄漏扫描报告,以及厂家提供的有关技术数据。

(2) 对新购进的空气过滤器应按照购货单进行逐一核对(包括型号、规格、数量),无误后进行开箱检查。检查项目应包括外形尺寸、边框、滤纸、密封胶、分隔板等有无不符合要求和损坏虫蚀等现象,如发现上述情况应及时与有关单位联系进行处理修补或淘汰和更换。

(3) 检漏。由于高效空气过滤器由生产到检测、封装、运输、搬动、交付等要经过多个环节,为防止万一不慎造成不应有的质量问题给洁净室的以后运行造成麻烦,均应进行现场检漏试验。因此对新购进、待装的高效(超高效)空气过滤器在安装前的检漏应包括目检和仪器检漏两种方法。

目检就是通过检测者的眼睛进一步认真、细致的观察扫描去检查每台高效(超高效)空气过滤器的滤芯是否断裂、脱胶、虫蚀等可能造成泄漏的因素,如发现有上述现象,在有可能修复的条件下应尽量修复,实在不能修复的则应做报废处理,尽量减少不应有的经济损失。

仪器检漏,采用仪器检查是用一台洁净工作台(可以是水平单向流洁净工作台,也可以是垂直单向流洁净工作台)配以尘埃粒子计数器来进行的。

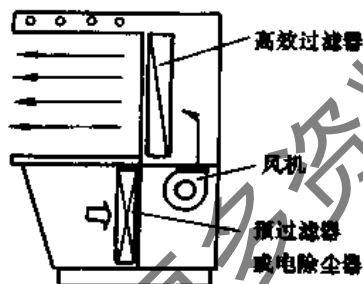


图 13-72 直流式洁净工作台示意

图 13-72 是一台水平单向流洁净工作台。我们知道:洁净工作台主要是由箱体(包括正压箱、风机室等)、台板、高效过滤器、操作区、电气控制部分组成。直流式洁净工作台,空气是由吸风口吸入,经侧面预过滤器进入风机室,再压入正压箱,经高效过滤器后,再经过均压层及铝板网进入工作台操作区。在操作区内空气保持水平单向流。

在使用洁净工作台进行高效(超高效)过滤器检漏时,我们可将洁净工作台上的均压层拆除,将待检高效(超高效)空气过滤器安装在高效过滤器的安装框架上,并对框架处以密封条进行密封。启动工作台风机,使通过过滤器的风量接近额定风量,然后使用尘埃粒子计数器对过滤器沿边框与滤料接合处及中间部位进行扫描检漏。扫描时粒子计数器的采样口可离过滤器端面 25mm

左右,移动速度大约为 50mm/s。过滤器的扫描如图 13-73 所示。由于高效空气过滤器对空气中 $\geq 0.3\mu\text{m}$ 的尘埃的捕集效率一般均在 99.97% 以上,当光散射粒子计数器采样头在某处,如果粒子计数器处于稳定工作状态中对于 $\geq 0.3\mu\text{m}$ 粒子,主要是 $0.3\mu\text{m}$ 和 $0.5\mu\text{m}$ 的尘埃计数增长很快,则说明此处有泄漏。当发现有泄漏处时,应作出标记,以便在可能时进行修补。

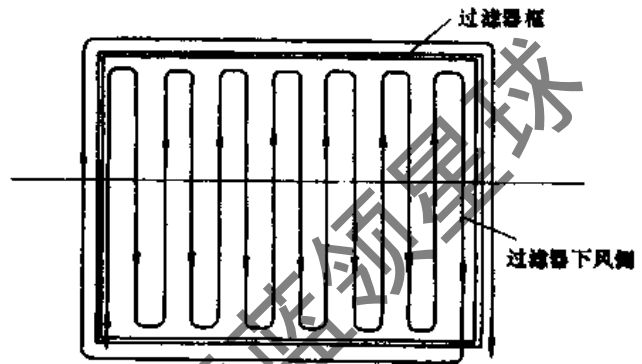


图 13-73 过滤器扫描图形

(4) 修补。对在检漏中发现有泄漏的高效空气过滤器应视其情况进行处理,在有可能修补时应尽量进行修补,以减少过多的经济损失。对于确定无法修补的可做报废处理。

对于有针孔泄漏或轻微断裂和滤料与边框脱胶者,修补时可在有泄漏处涂以 704 胶或其他粘结密封胶。但修补的单向最大尺寸一般应不超过 3.5~4.0cm,修补面积应小于过滤器表面积的 5% 为宜。

(5) 高效空气过滤器的安装构造。在对净化空调系统中末端(高效)空气过滤器的更换时,其安装框架固定方式只有采用原来的,没有挑选的余地。

根据不同的固定方式,密封材料与骨架形式高效空气过滤器的安装构造可以大体上分为四种类型。第一种是机械压紧方式,如图 13-74(a)。

在过滤器与骨架之间的缝隙部位衬垫成型弹性体的密封垫,垫的上下均涂以密封胶,利用机械式压紧装置把过滤器压紧后密封;第二种是自重嵌缝方式,用于顶棚送风。利用过滤器的自重搁置在骨架上,同时在安装缝隙处填嵌脂胶状不成型密封材料,使其固化而达到密封,如图 13-74(b)。第三种是自重液封方式,用于顶棚送风。也是利用过滤器的自重搁置在骨架上,骨架为容纳液封材料的钢槽,过滤器外框设有伸出的裙边式刀口,刀口嵌入槽内,灌液密封,如图 13-74(c)。第四种是负压密封方式,它与第二、三种虽然同属利用过滤器的自重搁置在骨架上,但与骨架的搭接仅作一般密封处理。过滤器自带单独静压箱体,分别与风管造成多路逆风系统。骨架密封线的室外一面成为负压空间。当系统运转送风时,室内处于正压,借空气向负压区泄漏的原理来控制安装缝隙的“密封”。如图 13-74(d)。

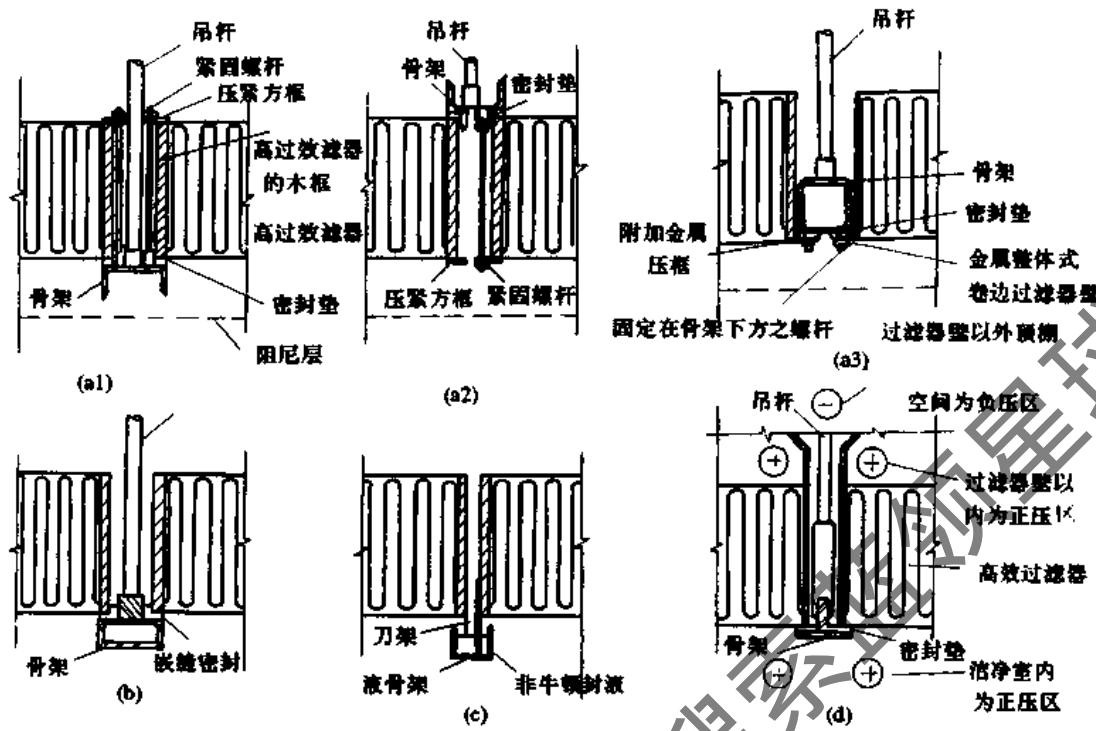


图 13-74 高效过滤器的不同安装方式
 (a1) 上装普通型机械压紧方式; (a2) 下装普通型机械压紧方式; (a3) 下装改进型机械压紧方式;
 (b) 自重嵌缝方式; (c) 自重液封方式; (d) 负压密封方式

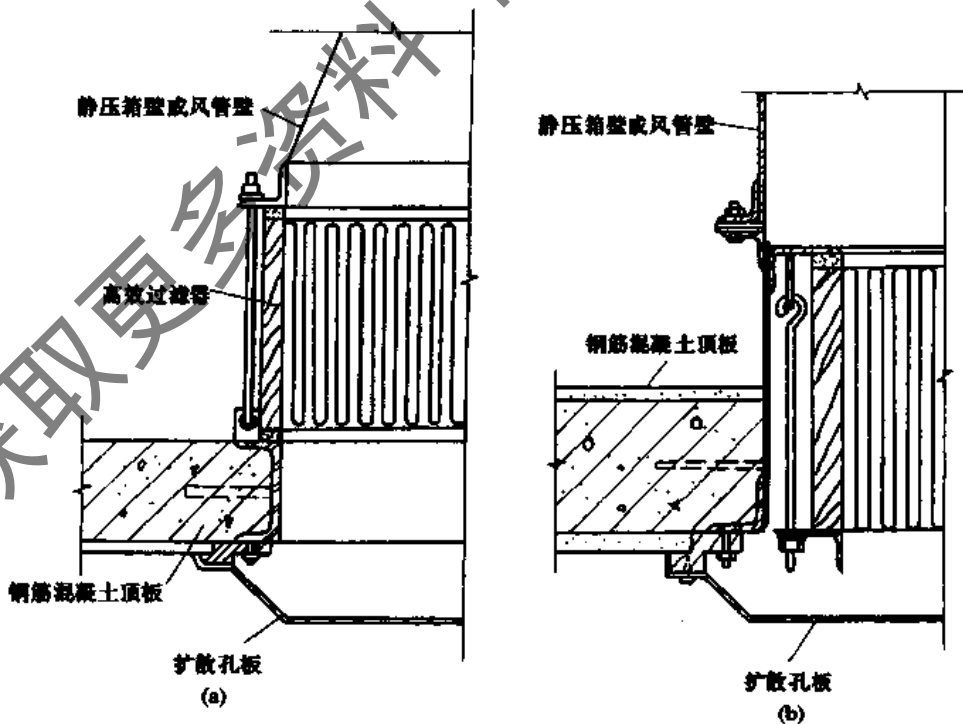


图 13-75 用钩形螺栓紧固的管道内过滤器风口
 (a) 从洞口上方安装; (b) 从下向上安装

1) 机械压紧密封方式 这是应用范围最广的一种构造类型。无论过滤器位于水平面还是垂直面上,也无论是从骨架的哪个方向去安装固定,都可以用。灵活性较大,但紧固装置的构造比较复杂,更换过滤器也较麻烦。

① 骨架形式 乱流洁净室单元过滤器送风口,因单纯解决一只或几只过滤器的固定,所采用的骨架往往依附于相应建筑物洞口,或者所在管道和静压箱的法兰盘,牵连较少,比较简单。

单向流洁净室满布高效过滤器的送风墙或送风顶棚上,固定过滤器的骨架复杂得多,它们往往组成井字网格构架。为保证进风口安装缝隙的密封,骨架在长期受力和温、湿度变化情况下能够控制变形,有良好的刚度,作用在骨架上的负载有:过滤器的重量、风压、紧固过

滤器对骨架产生的局部应力以及室内灯具和其他装饰材料的重量等。

② 固定方式 乱流洁净室的单元过滤器风口,一般只含一只高效过滤器(或几只高效过滤器),多采用整体方框压紧,承压的骨架,多固定在楼板洞口或者管道内壁,如图 13-75,用钩形螺栓紧固,与楼板洞口铁件相配合。图 13-75(a)是从洞口上方安装。由于管道内处于正压,垫料处如泄漏,空气只能从管内透过过滤器与骨架间的安装缝向外界泄漏,不可能污染洁净室。图 13-75(b)是从下向上把过滤器安装在管道内部,如果安装缝隙有泄漏时,过滤器前段的未经过过滤的空气将有可能泄漏进入室内。

图 13-76 为用于吊顶棚的管道内过滤器风口。

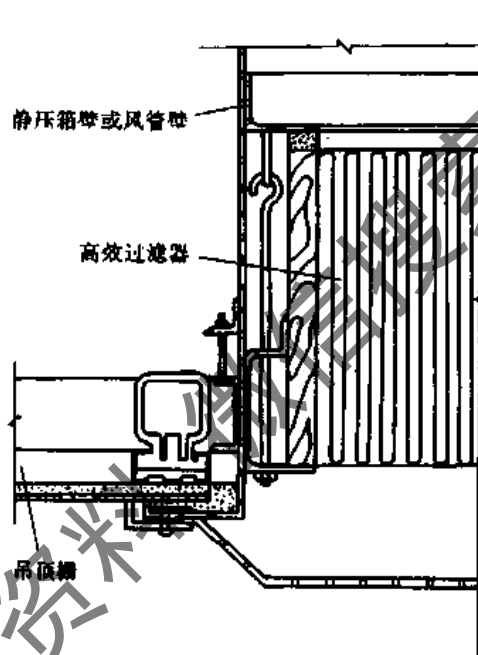


图 13-76 用于吊顶棚的管道内过滤器风口从下向上安装示例

单向流洁净室的满布过滤器风口的安装方向和紧固方法对保证洁净室内的洁净度以及过滤器的更换难易的影响是很大的。采用普通机械压紧方式(如图 13-74 中的 a1, a2),过滤器相互间形成纵横交叉而深度等于过滤器厚度的井字形沟槽。水平单向流洁净室一般是在同层设置进入的来道作为送风静压箱,垂直单向流洁净室是在有顶棚上设置可以进入的送风静压箱。当垂直单向流洁净室的过滤器采用下装式时,井字沟槽出现在室内,过滤器与骨架间的安装缝深深隐蔽在沟槽内,难于清扫和检漏。图 13-74(a3)是其改进型。其特点是事先使过滤器附带一圈金属法兰框,然后从顶棚下方进行安装。

单向流洁净室高效空气过滤器的紧固方法大体上可分为两类:一类是将过滤器各自单独固定,即一套紧固零件,只单独对一个过滤器起作用,如图 13-77 中(a)、(b)、(c)。另一类是集群固定,例如一个压板同时压紧两个或

四个相邻过滤器,如图 13-77 中的(d)。由于骨架、过滤器以及密封材料的外形尺寸误差的累积反映在各个过滤器周边安装缝的各点上很不一致,集群固定不仅彼此牵扯,装拆麻烦,紧固后各个过滤器也松紧不一,一旦发现安装缝漏风,又很难用调整紧固件的方法来解决。

在每个过滤器单独固定的方法中,还可大体分为两种压紧方式。一种是数点压紧,例如沿过滤器每边用 4 块紧固件分别旋紧,如图 13-77(a)。另一种是整体压紧,例如“扁担”式法兰框等压紧方式,如图 13-77 中(b)、(c)。实践证明,当采用数点压紧时,由于不易控制各点上压力一致,且过滤器边框也可能发生变形,尤其当过滤器为木框时更是如此,故安装缝难于保证受力均匀。往往压板已经旋紧,但被压在框下的密封条的个别部位仍然松动,不如整体压紧方式有利。采用扁方形和槽形骨架的安装方式见图 13-78。

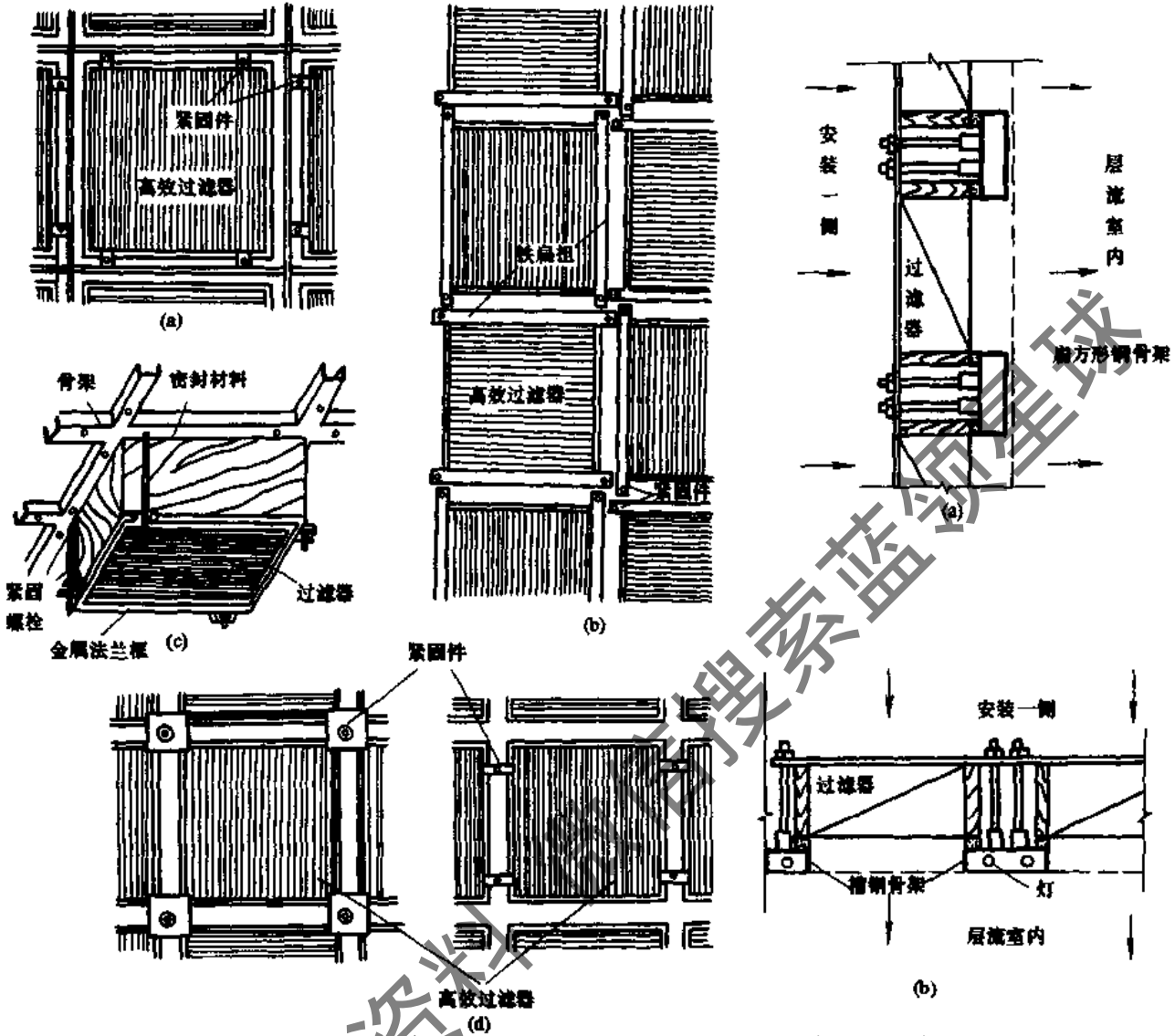


图 13-77 垂直单向流室过滤器的固定方式
(a) 单独固定; (b) 铁扁担整体固定; (c) 法兰框整体固定; (d) 集群固定

图 13-78 适用于水平或垂直单向流室的扁方形与槽形骨架从室外安装
(a) 扁方形骨架; (b) 槽形骨架

密封垫材料。密封垫材料能适应的一般实际构造条件是：第一，骨架与过滤器框端面之间的界面窄而平整，但界面之间的间隙尺寸以及相应允许的调节量都不很大；第二要求密封垫材料已成形，有弹性，在压缩状态下其表面与两个界面之间分别有良好的吻合状态，并且不因时间效应而大幅度降低安装质量；第三密封垫材料本身应具有良好的气密性。基于上述几方面的要求，工程中往往采用海绵状弹性体作为密封垫材料，且比较经济。同时在小断面条件下较之采用空心薄壁异型模压弹性材料，更具有弹性大，与界面容易吻合，密封搭接线宽，对于各种安装偏差或界面缺陷的适应性强等优点。其中仍以采用由天然乳胶制作的海绵体为主，天然闭孔海绵橡胶应用较为广泛，效果也较好。

选择海绵体材料时，须注意其微孔类型，可以切开材料观察断面或者按有关鉴定进行浸水试验来判断孔型。

孔间相互串通的为开孔型，孔间互不相通的为闭孔型。海绵体材料因内部孔型不同而性质各异，负荷作用下变形差别很大。作为洁净室内过滤器边框与安装骨架之间的密封材料，只能选择闭孔型较为合理。

2) 自重嵌缝方式。利用自重把高效过滤器定位在骨架上，同时配用密封胶液实现密封。自重嵌缝方式如前所述，是在过滤器就位(或进一步用机械装置稍微加强定位)后，随即用密封胶填嵌过滤器与骨架的搭接缝隙。当过滤器从室外安装(即采用在洁净室顶部静压箱内进行上装方式)时，可从室内沿过滤器和骨架的搭接缝处嵌填，也可以从上侧将密封胶液平敷在骨架上，然后把过滤器定位在密封胶液上，依靠过滤器的自重压缩密封胶液面而达到密封效果。垂直层流型洁净室的过滤器就位时，人员一般在顶棚以上静压箱内操作，如果在顶棚下操作时，过滤器一般为长方形，适合于从室内透过骨架网格

举入顶棚以上静压箱中。此种方式构造简单。装换过滤器也较容易,不过密封胶必须具备很好的粘结性,能自行固化且在必要时便于剔除。

3) 自重液封方式。自重液封方式又称液槽密封方式,是分别将过滤器框的出风侧的端面以及骨架的承托面,两者中的一方作成凸缘,另一方作成凹槽,槽内注入常温常压下不流动的粘胶状液体。当高效过滤器靠自重就位后,凸缘和凹槽相互承插,在槽内形成液封。

垂直单向流洁净室液封式过滤器的安装。

垂直单向流型洁净室内的安装骨架是沿水平方向布置的,骨架断面做成开口向上的U型槽,槽内容纳液体,过滤器出风端面的边框作成裙状薄壁凸缘,通常称为刀架。过滤器借自重就位时,刀架向下沉落入液槽,在骨架的液槽内形成液封。槽的宽度一般为70mm。槽深一般不小于50mm,刀架高度一般在70mm左右。

从气密条件及环境净化条件出发,液封材料应是无臭、无毒、无腐蚀性,既不污染环境又不腐蚀液槽的材料表面。而且粘度大,气密性高,稳定性好,不流动和滴漏,不挥发和不氧化,不发生毛细现象而沿槽壁刀架向上爬升。我国首次采用的液封材料性能如表13-26。

表 13-26 特种密封液的物理化学性能

项 目	性 能
外 观	乳白色不透明脂状
比密度 d_4^{20}	0.8415~0.8929
闪点(开口)($^{\circ}\text{C}$)	178~203
粘度(CP)20 $^{\circ}\text{C}$	8499~10443
腐蚀 100 $^{\circ}\text{C}$ 3h	不腐蚀
挥发性	600mmHg 3小时不挥发
氧化	不氧化
熔点($^{\circ}\text{C}$)	59~70.1
凝固点($^{\circ}\text{C}$)	63~65
低温($^{\circ}\text{C}$)	+1 $^{\circ}\text{C}$ 不裂, -10 $^{\circ}\text{C}$ 边有裂纹
稳定性	40 $^{\circ}\text{C}$ 下稳定性良好
抗静压差	液深25mm可耐250mmHg \pm 0误差

注:由河北工学院、电子工业部第十一设计研究院及天津第二无线电专用设备厂研制。

用于单一送风口的构造比较简单,一般是把风口箱体的壁端做成槽式凸缘,从箱体的上部将过滤器刀架沉入液封槽内。也有从箱体下部安装的,如图13-79所示。从室内安装方便,其骨架固定在箱体内壁,做成向下伸出的刀架。过滤器的对应端面做成凹槽并灌液,安装时向上承托起过滤器,使刀架与槽承插,再用卡子定位。

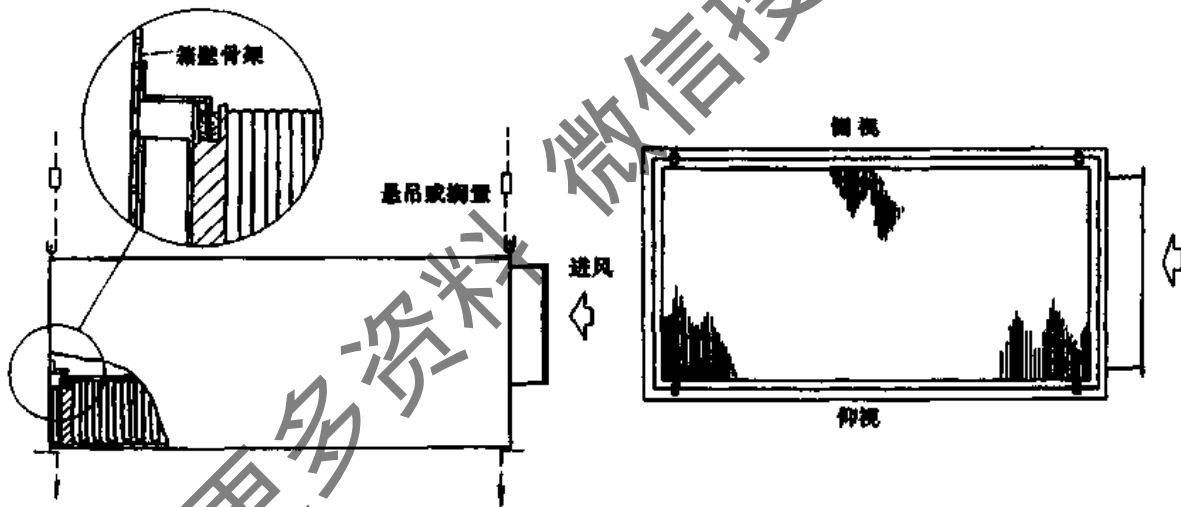


图 13-79 管道内下装式液槽密封高效过滤器构造示意

水平单向流洁净室液封式过滤器的安装。

水平单向流洁净室的送风墙面沿垂直方向安装高效空气过滤器,采用液封方式时,较水平方向安装的构造复杂些。

4) 负压密封方式。广义的说,凡属把相邻于洁净室的空间造成相对负压,用以防止污染空气通过缝隙进入洁净室的方法,都可称为负压密封法。

在高效过滤器的安装问题上,由于密封材料、骨架、安装质量以及受力状态等种种原因,无论是机械压紧方式还是自重嵌缝方式或液封方式,都不能绝对排除安装缝隙泄漏的可能性。因而在对缝隙采用种种密封处理的同时,采用负压疏导方法,以彻底清除空气净化系统运行时通过高效过滤器安装缝向洁净室泄漏的隐患。实质上

这种方法并不是从安装缝隙本身来解决泄漏问题,而是从正压控制的角度来加强“密封”的。因为当净化系统在运行时,如果安装缝隙出现泄漏现象,使泄漏只能朝向洁净室以外的负压空间,而不能反方向的进入洁净室内。

负压密封方式也可用于垂直和水平平行流洁净室高效空气过滤器的安装。在垂直平行流的洁净室中,高效过滤器安装的一种方式是把一种特殊制作的自带伞形罩的专用高效过滤器,靠自重满布搁置在顶棚骨架上方。每一台高效过滤器的伞形罩分别用软管同顶棚内送风管连通并可单独调节。风口与骨架的安装缝隙采取一般密封垫缝措施的同时,把顶棚以上空间作为回风段,相对于洁净室内形成负压,从而避免顶棚内污染空气经安装缝隙进入室内。原理如图13-80。

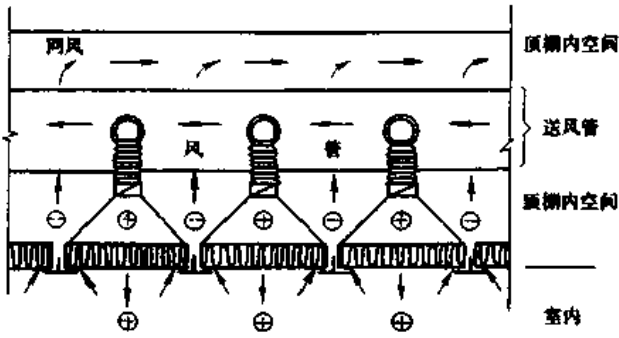


图 13-80 负压密封原理

对于水平单向流洁净室送风单元高效过滤器的安装,示意如图 13-81。过滤器从室内安装,以安装密封线为界,将送风单元的过滤器箱体分隔为前后 A、B 两段。A 段连接风机的出风口成正压区,B 段连接通风机的回风口成为相对于洁净室的负压区。使高效过滤器安装缝隙的送风泄漏从 A 段即被引回风机室。

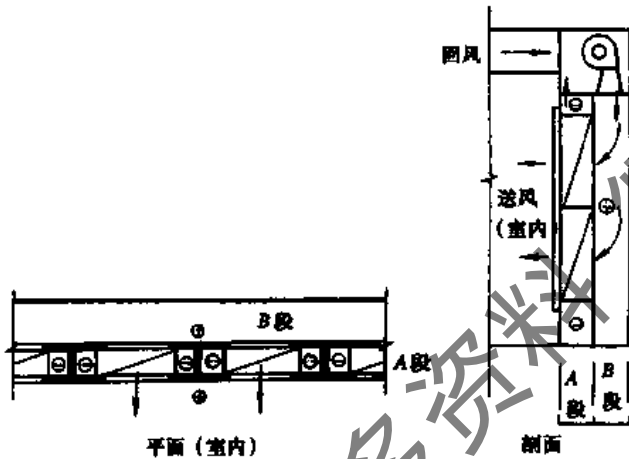


图 13-81 负压密封的水平层流送风机组单元

高效空气过滤器安装时所使用的密封垫厚度 $\delta \geq 8\text{mm}$,压缩率为 25%~30%,接头形式采用阶梯形和企口形。

(6) 更换后的检漏。洁净室内送风口处高效空气过滤器更换完毕后,应启动系统风机使空调系统投入运行,且使送风量达到要求送风量,而后使用光散射粒子计数器对其再次进行扫描检漏。扫描的顺序与过滤器安装前的检查顺序一样。在过滤器全面积上和沿着过滤器边框结合部的全周长以及过滤器与密封垫之间、密封垫与过滤器安装骨架之间的接缝处均要进行扫描检查。与前述一样,尘埃粒子计数器采样头离开被测面或线 25mm 处,且采样头以 50mm/s 速度移动。

6. 末端过滤器更换后的综合性能检测

净化空调系统中热、湿处理设备、风机在与过滤器更换的同时进行大修或更换时,在末端空气过滤器更换后,

应启动系统风机使净化系统投入运行,并进行综合性能的检测,检测的主要内容为:

(1) 系统送、回风量、新风量、排风量的测定。系统送、回风量、新风量、排风量的测定,是在风机空气入口处或风管上有风量测定孔处进行测定,并调整有关调节机构。

测定时所使用的仪器仪表一般为:毕托管和微压计或叶轮风速仪、热球式风速仪等。

对于单向流洁净室送风量的测定也可以通过测定洁净室内工作区断面处的平均风速与工作区断面面积之乘积求得。垂直单向流的测定截面位置可取距地板 0.8m 处水平断面处,水平单向流可取距送风面 0.5m 的垂直断面处。截面上测点间距应不大于 2m,测点数应不少于 10 个。对于非单向流洁净室,在安装有高效空气过滤器的风口处,可根据风口形状采用辅助风管进行测量。即用铁皮做成与风口形状及内截面相同,长度等于 2 倍风口边长的直管段,连接于风口外部,在辅助风管出口平面上,按最少测点数不少于 6 点均匀布置,使用热球式风速仪测定各测点之风速。

在同一风管截面上各测点的气流速度是不相等的,管道中心处最大,由管道中心向管壁处速度逐渐递减为零。测点截面内测点的数目和位置,主要根据风管的形状和大小决定。

(2) 洁净室内气流速度及均匀性的测定。

单向流洁净室。垂直单向流洁净室在高效过滤器下方 10cm 处(美国标准定为 30cm)和距地坪 80cm 工作区水平平面上进行测定,测点间距 $\geq 2\text{m}$,测点数不少于 10 个,美国联邦标准 209D 中规定:将测定截面划分为若干面积相等的方格,在每个方格的中心位置布置测点,方格面积 $\geq 1\text{ft}^2(0.37\text{m}^2)$ 。水平单向流洁净室的测定截面为距高效空气过滤器(即送风面)0.5m,且垂直于气流的截面,测点布置同垂直单向流洁净室的测点布置方法。

非单向流洁净室(即乱流洁净室)内气流速度,一般为测定送风口下方 10cm 处风速,测点数可根据送风口的大小适当布置即可(一般为 1~5 个测点)。

使用风速仪并将其测头固定在测定架上,在各个测点处进行测定,测试至少进行 5s,测定数据填写在事先准备好的测点平面(截面)图上,或测定登记表上。

对于单向流洁净室,求出测定平面上的平均风速,最高和最低风速值,以及测定截面上低于要求气流速度的点数和位置,计算等于平均气流速度 $\pm 20\%$ 的气流均匀度范围,测定平均风速应等于设计平均风速在 $(-) 0.0\text{ft}/\text{min} (+) 30\text{ft}/\text{min}$,至少有 80% 的风速数据是在平均风速 $\pm 20\text{ft}/\text{min}$ 的测定值范围内,其余的 20% 风速测量值应在平均风速 $\pm 30\text{ft}/\text{min}$ 值的范围内。如低于下限值点数较多时,可提高系统送风量,反之则可适当降低系统的送风量。

美国《100 级垂直单向流洁净室技术要求》对工作区的解释为:工作区指洁净室专为洁净工作所设并需要确认单向流的那种体积空间,指分别位于吊顶下 36in 和地板 30in 的进口和出口平面之间的整个水平横断面区域。

(3) 室内空气温度和相对湿度的检测。

1) 室内空气温度和相对湿度测定之前,净化空调系统应已连续运行至少 24h。对于有恒温要求的场所,根据对温度和相对湿度波动范围的要求,测定宜连续进行 8h 以上。每次测定间隔不大于 30min。

2) 根据温度和相对湿度的波动范围,应选择相应的具有足够精度的仪表进行测定。

3) 室内测点一般布置在以下各处:

① 送、回风口处。

② 恒温工作区内具有代表性的地点(如沿着工艺设备周围布置或等距离布置)。

③ 室中心(没有恒温要求的系统,温、湿度只测此一点)。

④ 敏感元件处。

所有测点宜在同一高度处,离地坪 0.8m。也可以根据恒温区的大小,分别布置在离地不同高度的几个平面上。测点距外墙表面应大于 0.5m。

4) 测点数应按表 13-27 确定。

表 13-27 洁净室内温度、湿度检测点数

波动范围	室内面积 $\leq 50\text{m}^2$	每增加 20~50 m^2
$\pm 0.5 \sim \pm 2.0^\circ\text{C}$ $\pm 5\% \sim \pm 10\% \text{RH}$	5	增加检测点数 3~5
$\leq 0.5^\circ\text{C}$ $\leq 5\% \text{RH}$	测点间距不应大于 2m, 点数不应少于 5 个	

(4) 室内空气流型的检测。对于室内空气流型的检测,实际是检查洁净室内的气流组织方式是否能满足洁净室洁净度的一个关键问题,如果洁净室内的气流流型不能满足气流组织的要求,则洁净室内的洁净度也不会或很难达到要求。

洁净室内空气组织一般为顶送下回形式。检测时需要解决以下两个问题:

1) 测点布置方法。对于单向流洁净室一般是选择纵、横剖面各一个,以及距地坪高度为 0.8m 和 1.5m 的水平面各一个布置测点,测点间距为 0.2~1.0m 均匀布置,也可以侧重布置;水平单向流洁净室则选择纵剖面和工作区高度水平面各一个,以及距送、回风墙面 0.5m 和房间中心等 3 个横剖面布置测点,布法同垂直平行流。

对于非单向流型洁净室,可选择通过有代表性送风口中心的纵、横剖面和工作区高度的水平面各一个进行布置测点,剖面上测点间距为 0.2~0.5m,水平面上的测点间距为 0.5~1.0m,两个风口之间的中心线上应布置测点。

2) 用发烟器或悬挂单丝线的方法逐点观察和记录气流的流向,并在有测点布置的剖面图上标出气流流向。

3) 将此次测定记录与上次测定记录进行对比,发现有不相符或与室内气流组织方式相矛盾的现象,则应分析其原因并加以处理。

(5) 流线平行性的检测(用于单向流洁净室内流线平行性的检测)。

1) 可以用单丝线来观察送风平面的气流流向,一般

每台过滤器对应一个观察点。

2) 用量角器测定气流流向偏离规定方向的角度。

试验的目的是为了验证整个工作区气流平行度以及洁净室限制内部产生污染的扩散性能。

使用的器材有:等动力烟雾发生器,铅垂或水平仪,卷尺,指示器和机架。

其方法为:将工作区的出口和进口平面划分为等面积的网格,其尺寸如 $10 \times 10\text{ft}$ ($3 \times 3\text{m}$),进口平面与出口平面之间的最小距离应为 3ft (0.9m)。安装烟雾发生器,使其输出管朝着气流方向,位于工作区进口平面网格区中心。烟雾发生器本身则应位于网格区之外,利用铅垂或水平仪,确定发生器以喷出的直线穿过出口平面时的垂直或平行位置;等动力和等温地输入烟雾;将安装于机架上的指示器设置于工作区出口平面,并将指示器移至视觉上确定的烟雾流中心;测定烟雾从进口平面流至流出平面的差距。

记录:将所有的网格测试点位置记录在洁净室的示意图上,记录每一测点烟雾流线的差距,并用箭头表示偏离的辐射方向。记录所有超过 14in 偏离角的读数,即在 36in 的距离上偏离 9m。

(6) 室内静压的测定和控制。

1) 静压差的测定可在洁净室所有的门均关闭时进行,并应从平面上最里面的房间依次向外测定(最里面的房间往往是洁净度要求最高的房间)。测定时可使用倾斜式微压计。

2) 使用微压计(这里以倾斜式微压计为例说明其使用方法)。

① 如果倾斜式微压计放置在被测洁净室内时,可将微压计放置于地板或一个台面上,调节定位脚螺钉使其处于水平状态,调整好液面,将乳胶管一端接微压计的“-”端,另一端则拉出室外,这时微压计所测得的静压值即为洁净室内的静压值。

② 如果倾斜式微压计放置在被测洁净室之外时,可将微压计放置好,调平,调整液面后,用乳胶管一端接微压计“+”端,另一端则拉到被测洁净室内,此时所测静压值即为洁净室内的正静压值。

(7) 室内洁净度的检测。洁净度的检测可采用前述的方法进行,所不同之处为,运行中的检测时并不一定每个测点均进行测量,可以选择有代表性的几个测点进行检测洁净室内空气含尘粒子浓度。而此时则要求在每个测点处均进行测定,且每个测点处以分级界限 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 尘粒数为计数标准,每个测点上最大粒子浓度值不得大于所要求值。否则,则必须查明原因并进行处理,直至满足要求为止。

(8) 室内浮游菌和沉降菌的检测。

1) 室内浮游菌测点和洁净度测点可以相同,采样必须按所用仪器说明书的步骤进行,特别要注意检测之前要对仪器进行消毒灭菌。

2) 沉降菌测定时,培养皿应布置在有代表性的地点和气流扰动极小的地点,培养皿数可与表 13-28 确定的采样点数相同,但培养皿最少数量应满足下表的规定。

表 13-28 最少培养皿数

洁净度级别	所需Φ90的培养皿数(以沉降5h计)
>100级	44
100级	14
1000级	5
10000级	2
100000级	2

(9) 室内噪声的检测 按照国标 GB73-84《洁净厂房设计规范》的规定,洁净室内的噪声在动态条件下进行测定时,洁净室内的噪声级不得超过 70dB(A),空态测定时,非单向流洁净室的噪声级不宜大于 60dB(A),单向流洁净室的噪声级不大于 65dB(A)。

如果对于洁净室内噪声进行评定和分析时(洁净室对噪声的频谱有限制),则应采用倍频程声级,各频带声压级应不大于下表所规定的数值(见表13-29)。

表 13-29 洁净室噪声频谱限值

倍频程声压级 中心频率(Hz) 洁净室分类		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
		空态		非单向流		单向流		动态	
空态		79	70	63	58	55	52	50	40
非单向流		83	74	68	63	60	57	55	54
单向流		87	78	72	68	65	62	60	59

在检测中如果发现洁净室内噪声级有一点或几点均超过洁净室内规定的标准,或超过上次测定值,或者超过各级空气过滤器更换前的噪声级,可能有下面原因:

1) 可能会由于空气过滤器更换后,系统空气阻力相对降低,系统风机在运转中风量气流速度增加所致。此时可适当降低系统送、回风量即可解决。

2) 系统中所使用的阻抗性消声器可能是使用时间过长,表面积尘过多,消声性能下降所致。如果是此原因则可进行清洗处理以求解决。

在对洁净室内噪声进行检测时所使用仪器及测点位置:

① 使用仪器。在对洁净室内进行噪声测定时应使用符合国家标准的声级计,且声级计和声级标准器应经过计量单位校准。

② 测点布置。对噪声进行测量时,应将传声器放置于相当于工作人员的耳朵位置上。如果室内各处的 A 声级差别不大(小于 3dB)时,则可以在室内取 1~3 个有代表性的测点即可。如果洁净房间内各处声级波动较大(大于 3dB),且应按声级大小将房间分成若干区域,任意两个区域的声级差应大于等于 3dB,每个区域内的声级波动小于 3dB,在每个区域内取 1~3 个测点。这些区域应包括有工作人员经常工作和活动的地点和范围。

③ 测量的量和读数方法。应在噪声稳定时测量 A 声级,测量值可标记 dB(A),如 65dB(A)。对于不稳定的噪声,测量等效连续 A 声级,测量不同 A 声级下的暴露时间,计算等效连续 A 声级。

测量时一般取慢档,取平均读数。

同时在测量时应注意避免或减少由于气流,电磁场,温度和湿度等因素对测量结果的影响。

附:等效 A 声级测量方法。

定义及表示方法

$$L_{eq} = 10 \lg \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} 10^{0.1L(t)} dt$$

式中 L_{eq} ——等效 A 等级(dB);

t_1, t_2 ——计算 L_{eq} 的起止时间;

$L(t)$ ——作为时间函数的非稳态 A 声级, dB。

如果 t_1, t_2 表示典型工作日的起止时刻,则上式表示的是一个工作日的等效 A 声级。

等效 A 声级的测量。使用积分声级计或声测量仪,应按国家标准《工业企业噪声测量规范》(GB122-88)规定的测点,测量日等效 A 声级;在没有积分声级计或噪声测量仪的情况下,可使用普通声级计测量。

(10) 室内微振的检测。

1) 使用可以满足检测精度要求的振动分析计测定。

2) 测点可选在室中心地坪和认为有必要测定振动位置的地板上,以及各壁板(装配式洁净室则对每一独立壁板)的表面中心处。

3) 应分别测出室内全部净化空调设备正常运转和停止两种情况下 X、Y、Z 即长轴、横轴、垂直轴三个方面的振幅。

13.7 洁净室、净化空调系统的节能运行

根据大量的统计资料表明:洁净室与一般的空调房间相比,其一次投资费,运行管理费都比较高。这是由于洁净室的特殊条件所决定的。各种洁净室的一次投资费用(按 20 世纪 80 年代价格计)如表 13-30。

表 13-30 各种洁净室的一次投资费(元/m²)

项 目	空调工程费	制冷工程费	总建设费
垂直单向流洁净室	2500	300	7800
水平单向流洁净室	1800	300	4500
洁净隧道	1800	300	4000
1000 级非单向流洁净室	800	270	2500
1 万级非单向流洁净室	650	230	2200
10 万级非单向流洁净室	550	190	1900
0.1μm10 级洁净室	(土建费)2000 美元		
国内办公楼			500

注:表内除注明外,均按人民币计算。

尤其对于集成电路和大规模集成电路工厂,由于在其

生产过程中要大量的消耗酸、有机溶剂,产生大量的热量等原因,因而需要在净化空调系统中有较大的排风量,与此同时还要送入等量的新风来弥补这些排风,而所送入的等量新风又必须经过空调系统进行各种热、湿处理;用于大规模集成电路生产的设备在生产过程中又要消耗较大的电能,同时为了向制造装置供给电力、纯水、气体及化学药品等而运行的公用设施也要消耗大量的电力等资源。伴随着这些能量的消耗的发热还需要冷却,而这种冷却的热负荷与一般建筑物的热负荷相比,要大得多。各种洁净室、净化空调系统的单位面积耗电量如表 13-31。

例如,对于冷负荷而言,一般办公大楼每单位面积是 $116.3\text{W}/\text{m}^2$,而大规模集成电路工厂都高达 $1744.5\text{W}/\text{m}^2$ 。

表 13-31 各种洁净室、净化空调系统耗电量(kW/m^2)

	送风耗电	制冷耗电	照明耗电	总计
垂直单向流	1.0	0.25	0.06	1.31
水平单向流与洁净隧道	0.5	0.25	0.05	0.8
1000 级非单向流	0.15	0.23	0.05	0.43
1 万级非单向流	0.1	0.2	0.03	0.33
10 万级非单向流 (一般办公楼)	0.05	0.15	0.03	0.23 (0.035)

由于半导体的制造主要是在洁净室内进行的,为了保证洁净室达到应有的洁净度,需要把大量的空气通过各种热、湿处理和净化处理后送入室内,一般的办公大楼的送风量为 10 次/h 左右的换气次数,而在大规模集成电路工厂中,1000 级洁净室的换气次数为 50 次/h 以上,100 级垂直单向流洁净室的换气次数为 400~600 次/h,因此净化空调系统中的送、回风机都要消耗相当大的电量。

因此,洁净室在运行中所消耗的能量主要为以下几部分:

(1) 新风热、湿处理所消耗的能量。根据国家规范的规定,由于卫生要求,洁净室内工作人员所需新风量,维持室内正压所需的新风量,系统的排风量,系统及洁净室的漏风量。这些新风量之和,对于 10 万级洁净室则大于等于 30%,1 万级洁净室不低于 20%,1000 级洁净室为不低于 10%,水平单向流洁净室为不低于 4%,垂直单向流洁净室为不低于 2%,相当于洁净室约 5~10 次换气,为同样一般空调面积送风量的 1~1.5 倍。例如,某单位一垂直单向流洁净室的面积为 23.75m^2 ,系统送风量为 $30825\text{m}^3/\text{h}$,其新风量达 $1884\text{m}^3/\text{h}$ 。那么要将这些新风处理至送风状态点,所消耗的能量(冷、热量)无疑是不小的。

(2) 由系统中风机的温升所消耗的能量。由于净化空调系统中送(回)风量都比较大,在运行中风机所消耗的电能将会有一部分变为输送空气的动能,而另一部分则转换为热能而散发于空气中。如果风机电机也处于气流之中,则这部分消耗的能量将更大。

(3) 由于洁净室的送风量比一般空调系统要大得多,所使用的风机风量大,而且为克服系统的空气阻力风机的压头比一般空调系统所采用的风机压头要多出

500~700Pa,约占一般系统的压头一半左右。因此洁净室运行的动力负荷要比一般空调的动力负荷大 3~30 倍。

(4) 由于工艺设备运转所消耗的能量,据有关资料介绍,在半导体工业生产中,所使用的洁净室,其工艺设备运行所消耗的制冷负荷最高可达总冷负荷的 51.28%。

在我国,随着改革开放,国民经济迅速发展,每年以两位数的速度递增,能源的供应就显得更加紧张,节约能源,降低能耗,提高利用率已是迫在眉睫,势在必行。对于洁净室、净化空调系统在运行中,如何充分利用能源,做到节能降耗,是一个值得注意的问题。

鉴于以上情况,洁净室、净化空调系统在运行中的节能问题,可以从以下几个方面来解决。

13.7.1 减少系统的送风量

减少系统的送风量也就是降低洁净室工作区的气流速度。我们知道:为了保证洁净室内的洁净度标准,其房间内的送风量较之一般恒温恒湿空调房间内的送风量大得多,尤其对于洁净度为 100 级和高于 100 级的单向流洁净室,按有关规范规定其断面风速为 $0.45 \pm 0.09\text{m}/\text{s}$,因而房间内的换气次数均较高,甚至达 500~600 次/h。如果在满足洁净室内工艺条件的前提下,将室内横断面平均风速降低 20%,使平均风速为 $0.36\text{m}/\text{s}$ (在要求范围内),此时房间的送风量大约可减少 20% 左右,这样不仅减少了空气处理所消耗的能量,而且也减少了输送设备(风机)运行的耗电量。如某 100 级垂直单向流洁净室面积为 23.75m^2 ,工作区平均风速为 $0.45\text{m}/\text{s}$,系统送风量为 $38500\text{m}^3/\text{h}$,使用一台 4-72No10C 离心风机,其转速为 $1170\text{r}/\text{min}$,风机电机所耗用的功率为 30kW 。如果将洁净室工作区的平均风速降为 $0.36\text{m}/\text{s}$,系统送风量降为 $30780\text{m}^3/\text{h}$,则风机转速可降为 $1040\text{r}/\text{min}$,风机电机功率可改为 22kW 。如果每天按 24h 运行,可节电能为 192kWh ,如果按每天 16h 运行,则可节电 128kWh ,如果每天按 8h 运行,也可节电 64kWh ,由此可见降低系统送风量的节电效果是可取的。

13.7.2 改变洁净室要求的温、湿度基数

在美国联邦标准 209B 中,对 100 级垂直单向流(层流)洁净室空气参数要求为 $22 \pm 2^\circ\text{C}$ 和 35%~50% 相对湿度。夏季运行中,如果洁净室内空气温度控制在 23°C ,相对湿度控制在 60%,此时净化空调系统的机器露点即可由 12.2°C 提高到 16.5°C ,如果系统处理风量按 $10000\text{m}^3/\text{h}$ 计,则运行中可节省处理空气的冷量消耗为 36.27kWh ,全天按 16h 计,则可节省冷量 $580.3\text{kWh}/\text{d}$ 。

13.7.3 减少排风量

洁净室内需要补充大量新风的一个主要原因是往往在洁净室内由于工艺的需要而设置的排风系统所造成的。但在洁净室的全天运行中,并非每时每刻都要进行排风,因此洁净室内的排风量(或排风系统)应根据室内的工作情况进行必要的调节,以减少系统所消耗的新风量。因此可减少净化空调系统对新风处理所消耗的冷、热量。有资料表明,减少排风量可为系统运行节电

38%、节冷 56%、节约蒸汽 83%。

13.7.4 适当降低洁净室内的静压值

我们知道,为了保持洁净室内必要的洁净度而不受外界污染空气的影响,洁净室必须保证一定的静压值。在国家标准 GBJ73-84《洁净厂房设计规范》中规定,不同等级的洁净室及洁净区与非洁净区之间的静压差应不小于 4.9Pa(0.5mmH₂O),洁净区与室外的静压差不应小于 9.807Pa(1.0mmH₂O)。实践证明,在洁净室的运行中,不同等级的洁净室及洁净区与非洁净区之间的静压差保持在 2.94Pa(0.3mmH₂O),洁净区与室外的静压差保持在 4.9Pa(0.5mmH₂O)即可保证洁净室不受外界空气的污染。由于静压差的降低,即可降低净化空调系统中新风的处理量,加大回风的利用率,此时不仅可以减少处理为保证静压而需要的新风量所消耗的冷、热量,还可减少风机的电耗。因此采用变风量运行方式较为理想。

13.7.5 采用低阻力空气过滤器

在净化空调系统中,应尽量采用低阻力的空气过滤器,以降低送风机的压头损失,减少电能的消耗。如洁净度级别较低的洁净室,在净化处理方面,能用低阻力的亚高效空气过滤器就不用阻力高出三、四倍的高效空气过滤器。如使用 GZH-30 型亚高效空气过滤器(风量为 1750m³/h,阻力为 120Pa)代替 GB-03 型高效空气过滤器(风量为 1500m³/h,阻力为 250Pa)时,其阻力将降低 130Pa。我们知道,离心通风机的有效功率 $N_e = L \cdot P$ (W),如果净化空调系统的送风量为 10000m³/h,则单位时间内减少的能耗为 0.563kWh,全天按 24h 计,则可节省能量为:13.5kWh/d。

提前更换空气过滤器。前面我们已经提到,空气过滤器在使用中,其阻力达到初阻力的 2 倍时,则可更换,但为了减少系统运行中的电耗,如果经济上又合理时,则可以在空气过滤器的阻力达到初阻力的 1.5 倍时进行更换。

13.7.6 非工作时间采用值班风机运行,关闭系统中的送、回风机

前面我们已经提到,在净化空调系统中,非工作时间(间歇运行的系统),送风机、回风机均停止运行,为了使系统停止运行后,避免室外污染空气通过洁净室的围护结构缝隙和由新风口经回风道进入洁净室,破坏室内的洁净度而设置值班风机。值班风机的风量一般是按维持洁净室内要求正压值所需的换气次数来考虑的。因此,值班风机运行中所消耗的电能和处理空气所消耗的冷、热量要比系统运行时小得多。

例如某净化空调系统设置有送风机、回风机和值班风机,它们所配的电动机功率分别为:30kW、7.5kW 和 2.2kW,同时系统中送风量、回风量分别为 33900m³/h 和 26750m³/h,值班风机送风量为 6392m³/h,系统在运行中处理空气的焓差为 17.17kJ/kg,如果净化空调系统一班制运行,非工作时为 15h,则每天处理空气可节约的能量为 2360.55kWh。

因此,在设有值班风机的净化空调系统在不影响工

艺生产条件下应尽量使用值班风机运行,以达到更好的节能效果。

13.7.7 在设置循环风机的净化空调系统中的节能

我们知道,在高净化空调系统中(如 100 级及高于 100 级的洁净室),为了保证洁净室内的断面风速,往往送风量都比较大(如 100 级垂直单向流洁净室的换气次数达 500~600 次/h),为了减少处理空气所消耗的能量,使一部分空气做循环使用而不经热湿处理(只做净化处理),故设置循环风机。另设一处理风机。

如某一 100 级垂直单向流洁净室设处理风机和循环风机,其循环风机所配电动机的功率为 22kW,如果该净化空调系统在非工作时间内停止循环风机运行而只保持处理风机运行,则每天可节省电能(按 15h 计)达 330kWh。

13.7.8 尽量减少由于风机、电动机的温升而消耗处理空气的能量

风机在运行中,一部分机械能转变为空气的动能,一部分转变为热能,使得本身温度升高;电动机在运行中,一部分电能转变为机械能传递给风机,另一部分电能则转变为热能,使电动机表面温度升高。如果风机及电动机均设置在空气处理室内,则空调系统不仅要承担处理空气的能量,还要承担消除由于风机、电动机散热所消耗的能量。对于净化空调系统,处理空气所消耗的能量本来就够大了,再加上风机、电动机运行所消耗的能量(指消除电动机由于温升所需能量)就更大了。因此,对于净化空调系统设法将电动机移至空气处理室之外,或将风机、电动机均设置在空气处理室之外,即可减少由于电动机的温升而增加处理空气的冷负荷。

13.7.9 减少净化空调系统和空调器的漏风量

在净化空调系统的运行中,如果系统和空调房间产生漏风,但为了保持洁净室内的送风量、风压,不仅风机风量要增加,风压也要升高。我们知道,风机的轴功率与风量、风压的乘积成正比,因此风机的轴功率与风量三次方成正比。有资料提供,如果在净化空调系统的运行中,将系统及空调器的漏风率从 10%、15%、20%降到 2%,则可以节省风机的轴功率分别为:26.4%、43.2% 和 62.8%,还不计处理空气的耗能。

对于净化空调系统,因风机动力占有很大比重,因此设法降低漏风率的节能效果也是很可观的。

13.8 高温高湿季节及低温低湿季节净化空调系统的停机处理

我们知道,净化空调系统都是为洁净厂房(或洁净房间)服务的,洁净厂房(或洁净房间)内一般不但对室内空气的含尘粒径颗粒浓度有严格的要求,而且对房间内空气的温度和相对湿度也有一定的要求。在长期的运行中,由于各种原因(如空调设备的大修、冷、热源供应的中

断等),净化空调系统需停止运行一段时间,尤其在高温高湿的夏季和低温低湿的冬季。为了避免在净化空调系统停止运行后洁净厂房内受到室外空气的过大干扰,则必须在净化空调系统停运时,采取一定相应的措施。

夏季室外空气的温度和相对湿度都远远高于净化空调系统运行时洁净厂房(或洁净房间)内所要求的空气温度和相对湿度值。如果在此条件下净化空调系统停止运行而又对整个系统不采取相应措施的处理,则室外空气侵入室内将势必会对室内的环境造成破坏,导致设备的

锈蚀,严重时还会造成设备的损坏。因此,净化空调系统在高温、高湿季节停止运行后,如何保证洁净室不受或少受外界空气的干扰,则是相当重要的。

洁净厂房(或房间)一般密封性均较好,而且往往在洁净室外设有参观的外走廊或环形走廊,外窗也多为双层密封式,外墙或洁净间的壁板保温也较好。因此,在净化空调系统停运后的一段时间内,使洁净厂房(或洁净房间)不受或少受外界空气温度、湿度的干扰,只要系统停运时采取一定的措施,还是可以做到的。

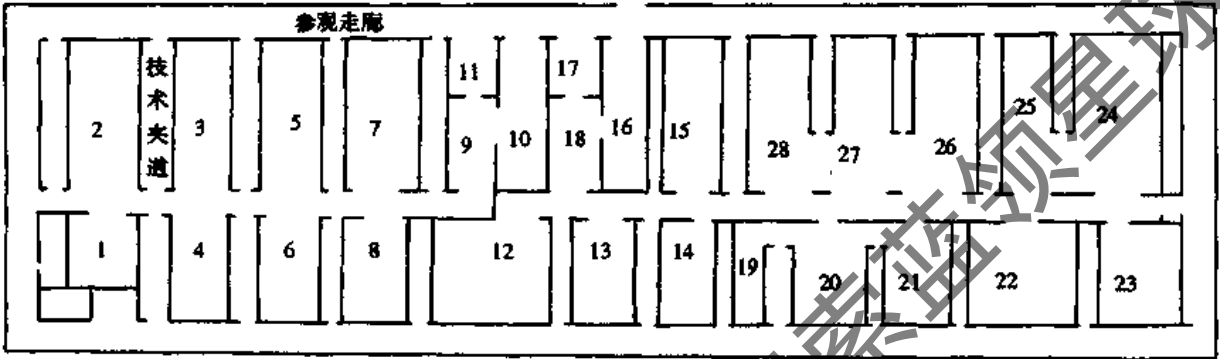


图 13-82 洁净厂房平面图

例如某洁净厂房平面如图13-82所示,其外墙为框架结构,外窗为一层钢窗和一层铝合金密封窗,洁净房间为金属壁板拼装而成。为保证洁净厂房内所要求的空气参数,设置了5套净化空调系统,其中No1房间、No2~No11房间、No12~No18房间、No19~No28房间及环形走廊各由一套净化空调系统为其服务。洁净厂房内的设计空气参数为:温度 $t_N = 20 \sim 24^\circ\text{C}$,相对湿度 $\phi_N = 35\% \sim 60\%$ 。1995年8月1日~1995年8月12日

期间,由于空调设备的大修而使各净化空调系统停止运行,其间室外平均气温为 31°C ,平均相对湿度为 $74\% \sim 78\%$;最高气温为 38°C ,最低气温为 26°C ;最高相对湿度为 100% ,最低相对湿度为 65% 。净化空调系统于7月31日下午8时停机时洁净房间内温度、相对湿度及8月11日下午8时各空调系统启动前洁净房间内的空气温度及相对湿度值见表13-32所示。

净化空调系统停机时的室外条件为:干球温度,

表 13-32 洁净厂房空调系统停机前和停机后室内温、湿度对照

	1 [#] 系统			2 [#] 系统										3 [#]		
	房间温度	房间湿度	回风湿度	房间温度 ($^\circ\text{C}$)										回风湿度	房	
				2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		12	13
停机前	30.6	47	47	29.5	30.2	29.8	29	31	29	28.5	30	30	30.9	47	29.7	30
停机12天后	29	51	50	30	30	30	30.5	30	30	30	31	30	31	52	30	30
	系统					4 [#] 系统										
	房间温度 ($^\circ\text{C}$)					回风湿度	房间温度 ($^\circ\text{C}$)									
	14	15	16	17	18		19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
停机前	30.1	30	29	29.2	28.5	51	28.5	29.4	29.5	29.6	29.6	29.6	29.5	30	29.9	28.5
停机12天后	30	29.5	29.5	30	30	53	30	30	30	30	30	30	30	30	30	29.5

$t_{wg} = 32^\circ\text{C}$,相对湿度, $\phi_w = 76\%$,天气为多云。12天后检查洁净厂房内空气参数时的室外气象条件为:干球温度, $t'_{wg} = 24^\circ\text{C}$,相对湿度为 $\phi'_w = 100\%$,天气为中雨。

由表13-32可看出,净化空调系统停止运行后,在经过12天室外气象条件的变化后,洁净房间内的空气温度

和相对湿度变化甚微,基本达到了停机时要求房间内相对湿度不超过60%的目的。

净化空调系统停机时处理:

(1) 由于8月上旬是一年气温最高,且多雨,相对湿度较大的季节,为了减少室外高温高湿空气对室内的

影响,使停机时间内尽量缩小室内外的干球温度差,减少由于室外热作用而引起的室内外的热传递,因此,将洁净房间内的干球温度由 24°C 提高到 $28^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 尽量降低洁净房间内的相对湿度,使各空调系统停机时,洁净房间内的相对湿度维持在50%以下。

(3) 在净化空调系统停运时,关闭洁净房间内的所有排风口、空调系统的新风口、回风口,及送风机出口调节

阀、回风机入口调节阀等,使洁净房间与外界空气隔绝。

(4) 关闭洁净室环形走廊之所有外窗、外门以及洁净室所有的内门、内窗及技术走道之内、外门。

(5) 每天进入洁净室内进行安全检查的人员,在进出时必须关好进出通道门,且禁止打开任何的内、外窗。

洁净室在某次寒冷季节净化空调系统停运时,采取上述措施处理后,也收到了同样的效果。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

14 集中空调系统运行调节常见故障及处理

14.1 运行中的温度失调

14.1.1 作为二次加热的蒸汽加热器工作不正常

二次加热器在空调系统中是用于调节系统的送风温度,对于保证空调房间温度的相对恒定起重要作用。用于二次加热的蒸汽加热器在空调系统的运行中不能正常

工作造成空调房间温度失调的原因可能有以下几种:

1. 供汽管路上的有关阀门未打开,造成送风温度过低

空调系统中配置的蒸汽加热器原理如图 14-1 所示。在空调运行中如果从控制仪表的阀位指示中可看到加热电动双通调节阀 3 处于最大开度,但送风温度仍偏低,满足不了空调房间内温度要求的需要。

由图 14-1 中我们可知道,在系统的正常运行中,处

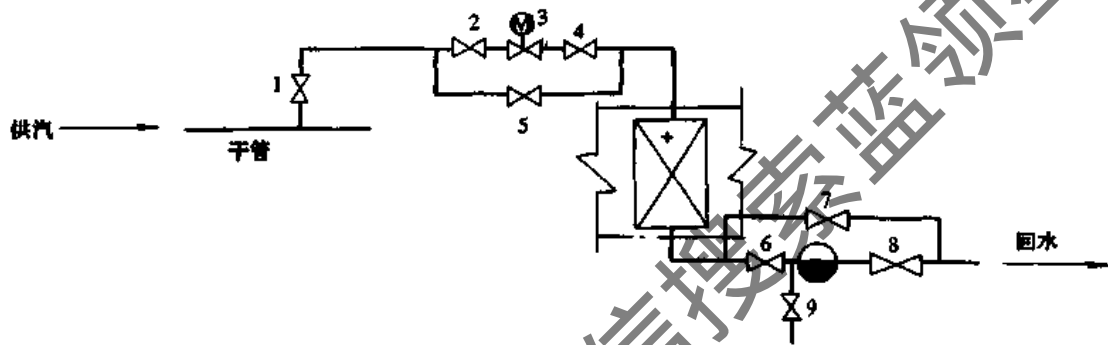


图 14-1 蒸汽加热系统原理图

于供汽管路和回水管路中的阀门 1、2、4、6、8 应处于开启状态,阀门 5、7、9 应处于关闭状态。

如果系统在运行中,调节阀 3 打开后,加热器不工作(即送风温度仍低于设定值),此时如果供汽正常,则供汽和回水管路中必然有某个(或几个)阀门未打开,使蒸汽不能进入加热器内和空气进行热交换所致。此时则须对管路系统中的有关阀门的开、闭状态进行检查。

检查的办法为:可以从前向后逐个检查,即从阀门 1 开始。因为在供汽正常的条件下,阀门 1 之前的供汽管路必然发烫(由于热传导的因素阀门 1 本身也会发热),此时可检查阀门 1 之后的管路是否也发烫,如果发烫则说明阀门 1 是开启的,否则阀门则是关闭的,此时则需打开阀门 1。按照此方法依次向后检查,直至确认阀门 2、4、6、8 是开启的,则加热器即可投入工作。

2. 回水管路中的疏水器堵塞或损坏,造成加热器无法工作

如图 14-1 所示的加热器热力系统图,在供汽、回水管路中各阀门处于正常的启、闭状态且供汽也正常时,如果加热器仍不能正常工作,则应对回水管路中的疏水器进行检查。检查的方法为:打开阀门 9,此时应有凝结水排出,或打开阀门 7、8,则阀门 7、8 以后的管路应发烫,加热器的出风温度提高;关闭阀门 9 或阀门 7 后,加热器的出风温度又回落,此时则说明回水管路中的疏水器已被污物所堵塞或疏水器已损坏,必须进行修理。在对疏水器进行修理

时,如果空调系统的运行不能停止,可关闭阀门 6 和 8,打开阀门 7 使系统继续运行,对疏水器进行必要的修理或更换,如果空调系统的运行可以短时间的停止,则只要关闭加热器入口处的电动双通调节阀,打开排水阀 9,加热器内积存的凝结水排除后,即可进行检修或更换。

3. 凝结水的倒灌

如果空调系统的蒸汽加热器是采用真空回水方式时,当加热器的供汽量减少,加热器内容易形成真空,当真空度高于回水系统的真空时,回水管路中的凝结水就有可能产生倒灌而又回到加热器内占据了加热器内腔的空间,使加热器产生上下温差过大,而使加热器的出风温度达不到设定值,影响系统的运行。其处理办法为:在如图 14-1 所示的加热系统中,在阀门 7 之前或之后增设一止回阀即可。

4. 供蒸汽管的末端立管直接与空调器内的蒸汽加热器相连,尽管供汽压力及系统各部位均处于正常状态,但加热器的出风温度仍达不到设定值

产生此种情况的原因是:蒸汽干管中沿途产生的凝结水全部进入蒸汽加热器中,虽然加热器出口处设有疏水器,但由于凝结水的排放量增大(此时凝结水排放量为蒸汽干管中所产生的凝结水与加热空气所需蒸汽的凝结水之和)而疏水器的排水量偏小,因此来不及排放加热器中的全部凝结水,而使留在加热器中的凝结水占据了加热器内的一部分空间,使加热蒸汽无法按要求量进入加

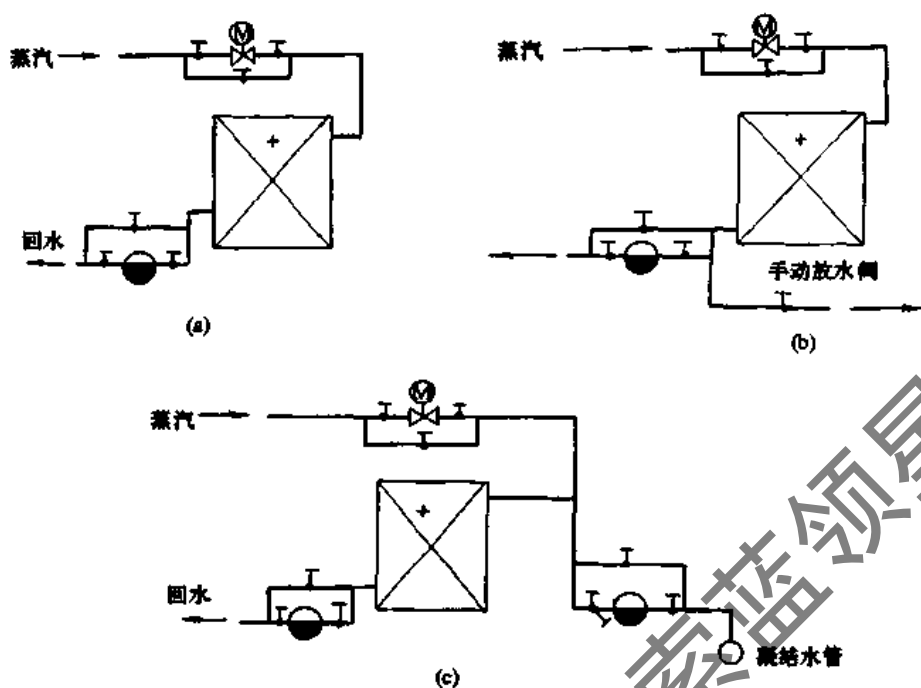


图 14-2 蒸汽管末端与加热器的连接

热器,从而使加热器的出风温度无法达到设定值。如图 14-2 中的(a)所示。

此时可在加热器凝结水出口管上增加一个手动排水阀进行定期排放,如图 14-2(b)所示。或者在蒸汽管末端的立管下部增加一套疏水装置,如图 14-2(c)所示,即可解决此问题。

此项中应注意:加热器出口至疏水器管道与加热器出口同径。

5. 蒸汽加热器表面温度不均匀,使出风温度达不到设定值

(1) 蒸汽加热器在运行中上部温度高于下部温度,造成加热器表面温度不均匀,而使出风温度无法保证达到设定值。

产生此种现象的原因基本上为蒸汽加热器出口管路上所设疏水器太小,使进入加热器的蒸汽凝结水不能及时排走,而积存于加热器内下半部分,从而形成加热器表面温度的不均匀而使出风温度达不到设定值。

(2) 几组蒸汽加热器共用一个疏水器,而使上部加热器积存的凝结水较少,而下部加热器积存的凝结水较多,从而造成几个加热器表面温度不均匀,如图 14-3(a)

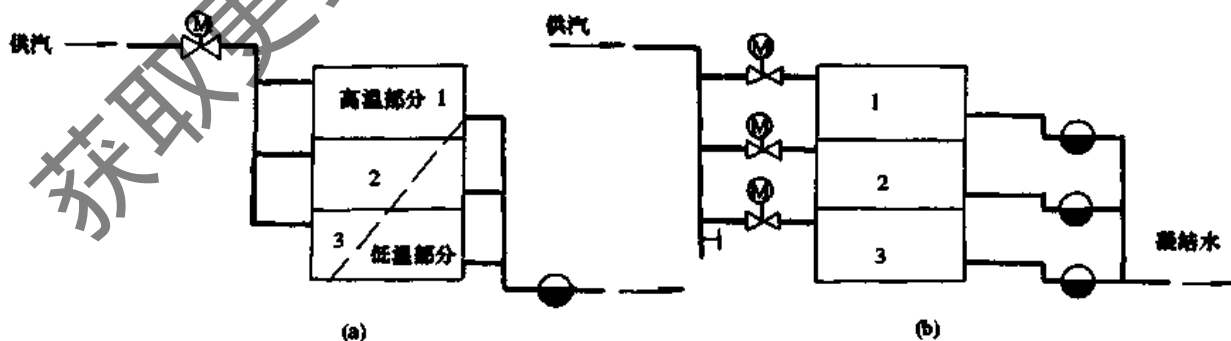


图 14-3 多组蒸汽加热器的接管示意

所示。

采用此种连接方法,会使上部加热器凝结水积水较

少,而下部加热器内凝结水积水较多,因而便产生了几组加热器表面温度不均,使空气处理后达不到设定值。

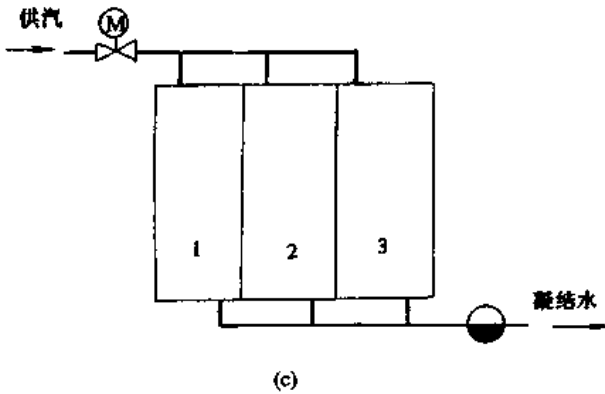


图 14-3 多组蒸汽加热器的接管示意二

要解决此类问题,可改变几组加热器的连接方法,如图 14-3 中的(b)、(c)所示即可。

6. 供汽压力太低,供汽管路阻力太大

用于蒸汽加热器的蒸汽压力,一般是根据加热负荷、供汽管路的阻力来决定的,但在空调系统的运行中,某些时候可能会由于供汽压力太低,或供热管路中的减压阀故障而使供空气加热器的蒸汽压力太低,因而进入加热器内的蒸汽量太少,从而满足不了加热负荷的需要,因而加热器的出风温度达不到设定值。

7. 在加热器供汽管上的供汽调节阀处于关闭状态,但加热的出风温度却很高

蒸汽加热器系统如图 14-1 所示,在此条件下加热系统出风温度过高可能有以下几种原因:

(1) 空调系统在运行中,如果由于加热系统中的旁通阀 5 处于开启状态,尽管加热调节阀 3 处于关闭状态,但加热蒸汽由旁通通路经旁通阀 5 进入加热器,造成加热调节的失调。因此,在空调系统的运行中,出现加热器出风温度过高时,首先应检查加热系统中的旁通阀是否处于关闭状态,如果处于开启状态时,则应立即关闭。

(2) 由于加热系统中的加热调节阀使用时间较长,阀芯与阀座的磨损使接触面不严密而产生阀门的内漏导致加热器出风温度超出设定值。

加热系统在正常运行中,加热调节阀始终处于调节状态中,随着各种条件的改变,阀门的开度在调节器的作用下不断变化。由于供汽管道中的铁锈渣、块及其他颗粒状的污物,在蒸汽压力的作用下,随着蒸汽一起以较大的速度运动,在经过调节阀的阀芯和阀座时产生较大的冲刷作用,比较大的、坚硬的颗粒状污物将会使阀芯或阀座在冲击作用下产生沟槽,另有一些粘性颗粒状物质还会粘附在阀芯或阀座的密封面上,从而使调节阀在全闭时阀芯与阀座之间的密封面之间产生泄漏而使加热系统失调,从而无法保证系统的正常运行调节。

阀门的内漏,从外部不易直接发现,因此,在加热系统中的调节阀如果从阀位显示上表示处于全闭状态时,而经过空气加热器后的空气温度仍有继续升高的趋势时,则应怀疑系统中调节阀有内漏现象,此时则应进行处理。

14.1.2 空调房间内温度梯度过大,而使空调区内的温度过低

(1) 如某电视广播室面积为 400m^2 ,层高约 10m ,集中空调送风方式,采用双层百叶风口上送上回的气流组织形式,如图 14-4(a)。夏季系统送冷风时,空调区尚可满足室内的温度、湿度要求。但在冬季运行时,房间上部温度高达 $28\sim 32^\circ\text{C}$,而空调区(距地面 2m 以内)却在 18°C 以下而无法使用。

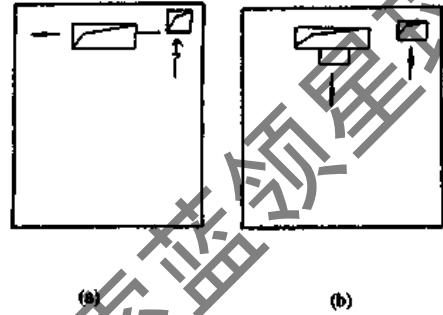


图 14-4 侧送温度梯度过大时的处理

造成此种情况的原因为:由于冬季形成侧送贴附气流形式,而使热气流无法直接到达空调区,形成室内沿垂直方向的温度梯度过大,热风送不下去所致。

此时只须将双层百叶风口改为圆筒形向下送风,如图 14-4(b)所示。热风依靠送风口处的送风速度形成向下的射流,即可使热风到达空调区,同时夏季送冷风时也有较好效果,温度场也较均匀。

(2) 某展览馆采用顶部散流器送风,集中回风的空调方式。在冬季运行时,顶棚下温度可达 $20\sim 24^\circ\text{C}$,而在人流区(即空调区)内的温度却只有 $12\sim 13^\circ\text{C}$,其主要原因为采用了顶部散流器平送,在送风口处形成气流的贴附,从而使室内空气形成分层,热风在上,冷空气在下,如图 14-5(a)所示。

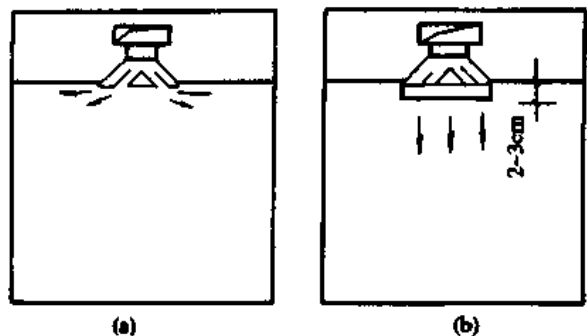


图 14-5 散流器顶部送风

遇到此种情况,可在散流器的外圈加上一圈 $2\sim 3\text{cm}$ 的小边,以阻止冬季送风时的贴附,迫使气流向下即可解决问题。如果平送散流器的出风口角度可调时,则可对散流器的叶片角度进行调整也可解决。

14.1.3 气流组织遭到破坏

如图 14-6 所示为顶部上送风,侧下部回风,走廊集中回风,且回风口位于走廊的端部的空调系统。此种气流组织方式在运行中,如果由于管理不善,在走廊的两端外门经常处于开启状态时,使空调房间内的回风无法回至空气处理室,相反高于(或低于)房间温度的大量室外

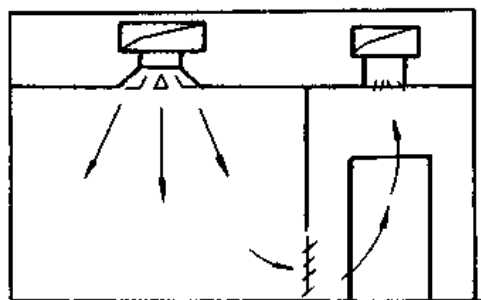


图 14-6 顶送下侧回风、走廊集中回风

新风却直接经回风口,通过风管进入空气处理室,从而增大了处理空气时的冷(热)量的消耗,使回风式空调系统基本上变成了直流式空调系统,从而造成了空调系统运行中夏季室内温度过高和冬季室内温度过低的现象。

解决此类问题的办法比较容易,主要是应对空调房间内的工作人员加强教育,要求他们在进、出空调房间时要随手关好走廊两端的门,使系统按原设定值进行回风,即可保证空气的处理效果,满足空调房间内的温度达到设定值的要求。

14.1.4 洁净室内的温度逐时等温升高

某净化空调系统,保证洁净度为 100 级的净化房间,该净化房间的换气次数为 480 次/h。在某次的运行中发现室内的温度每小时升高 0.5℃,其时空调系统的冷(热)源供应正常。该空调系统的原理如图 14-7 所示,同时该空调系统的处理风量为 7750m³/h,循环风量为 30750m³/h。净化空调系统中的送风机和循环风机控制原理如图 14-8 所示。该空调系统的送风机和循环风机采用两地(即现场和遥控)控制方式。

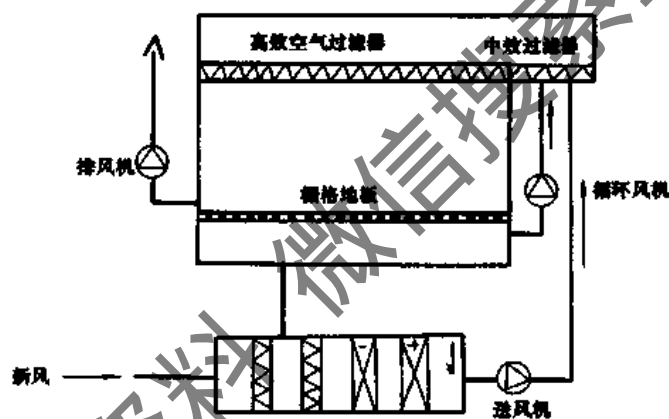


图 14-7 某净化空调系统原理图

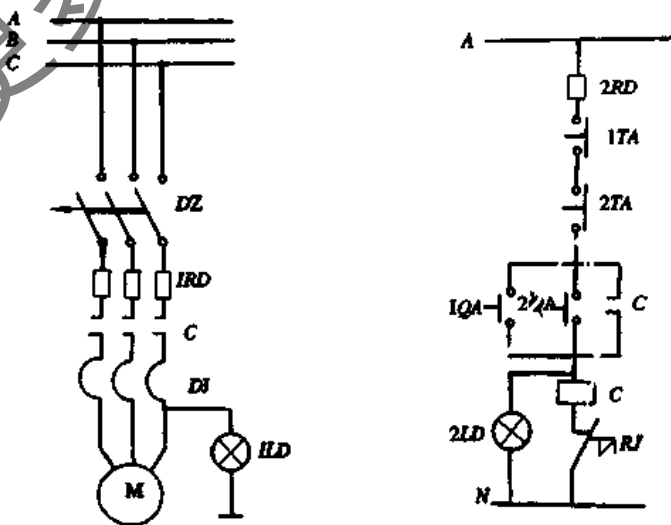


图 14-8 空调系统风机控制原理图

空调系统在某次运行中,由于送风机电机故障而使送风机停止运行。此时送风机运行指示灯熄灭,但由于控制电源正常,控制系统中送风机控制回路中的交流接触器 C 仍处于正常闭合状态,送风机启动指示灯仍发出正常的启动信号。但由于运行人员未能及时发现这一情况,从而出现了送风机停止运转而循环风机单独运行的现象。

空调系统处于循环风机单独运行状态时,由于循环空气不经过任何热、湿处理,尽管供冷、供热等都处于正常状态,空调的运转过程中,循环空气并不产生热湿交换过程,相反,循环风在不断的循环中,循环风机在运转中一部分机械能转换成热能进入循环气流中,同时加之空气在循环风管中的摩擦和风管外高温空气的热传递所产生的风管温升,因而使循环空气在大约每 60min 内升高 0.5°C ,也就是空调房间内的空气温度每 60min 要升高 0.5°C 。

由此也可以说明,在大型、多系统、集中控制的空调工程的运行中,加强运行中的巡视检查,则是及时发现问题、及时采取措施、保证空调正常运行的重要措施。

14.1.5 空调房间内工艺变更后的温度失调

由于空调房间内的生产工艺、使用性质、设备的布置台数、工作人员多少的变化,但空调系统的送风量和送风参数未及时随着调整和改变,从而导致空调房间内的温、湿度失调是常有的事。

目前,在国内相当多的单位,空调系统的运行管理属于机动部门的管理范围,而空调房间的使用属于工艺部门管理、使用。在某些时候,工艺部门由于其需要,对空调房间内的工艺过程、运转设备、发热设备、工作人员的多少等进行调整(可能增加,也可能减少),因而对原来的定风量空调系统将无法适应房间内工艺条件的改变,也就是说无

法满足工艺条件变更后所要求的室内温度和湿度。

出现此情况时,可采取如下几种措施:

(1) 改变空调房间的送风量。如果空调房间内的工艺条件改变后,运转设备及工作人员的多少有较大改变时,可在保持原送风参数不变的条件下改变该空调房间的送风量,以维持房间内要求的温、湿度。

(2) 改变空调房间的送风温差。如果由于空调房间内的工艺条件改变后,在不太可能采用改变空调房间的送风量来满足室内要求的温、湿度参数时,可在保持空调房间送风量不变的前提下,改变送风参数来满足空调房间的要求。

(3) 在上述的两种方法中,无论是提高送风机转速增加空调系统的送风量,还是加大空调系统的送风温差,都要增加空调系统中对空气进行热湿处理的耗能量。如果空气处理设备的处理能力不能满足变更后对空气热湿处理的要求时,简易的办法是采取“保证重点,照顾一般”,即在一个空调系统承担多个房间的空调任务时,对空调系统的送风重新进行平衡和调整,适当加大重点房间的送风量,以保证该房间内所要求的温度和相对湿度,而对一般的房间(即房间内温、湿度值的波动范围较大者)适当降低送风量,尽量在房间要求的温、湿度上下限运行。

14.1.6 空调系统的漏风量过大,将会严重影响空调房间内的温度和相对湿度

如图 14-9 所示的空气处理系统,在空气处理室的长期使用及维护修理中,如果未能对换热器冷、热媒引入、引出管处的壁板上的洞口进行及时的修补和密封,对空调器检查门处的密封条的老化变形甚至脱落未及时进行处理时,都会造成空调系统运行中的大量漏风。

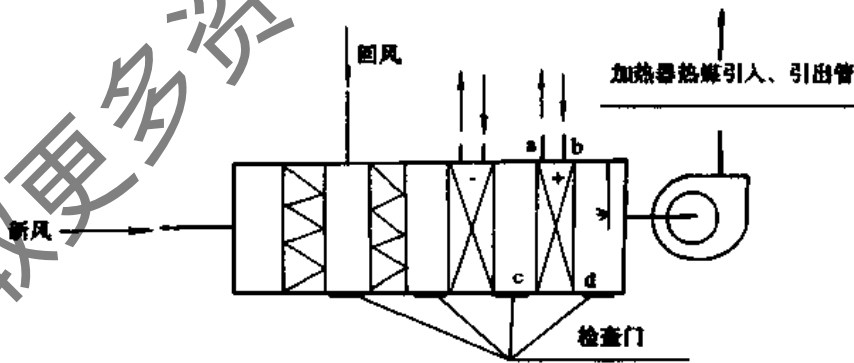


图 14-9 空气处理室的漏风点

在高温、高湿季节运行时,无论是表面冷却器之前或之后的大量漏风,都会使处理后之状态点严重偏离设定值,增加了送风的含湿量,也提高了送风温度。在冬季运行时,无论是空气加热器之前或之后的漏风,不仅增加了处理空气的耗热量,同时又难以保证系统的送风参数。

如果由于送风管路的破损而产生漏风又会减少系统的送风量。以上几种情况都将难以使空调房间内的温、湿度达到设定值,从而无法满足使用者的要求。由于空调器内换热器后的漏风而造成空调房间内状态点的偏移如图 14-10 所示。

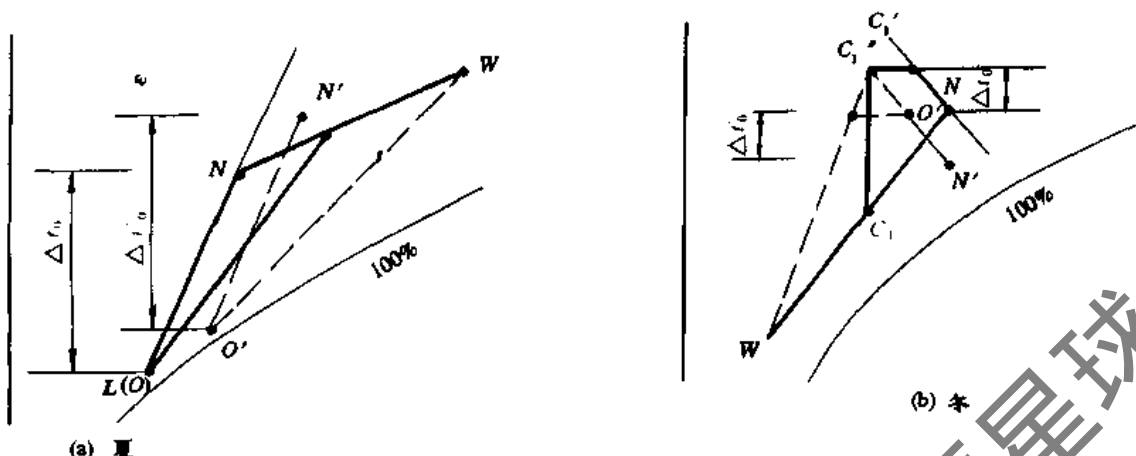


图 14-10 由于空调器内换热器后的漏风而造成室内状态点的偏移

14.1.7 由于空调房间内温、湿度敏感元件安装位置不当而造成室内(或空调区)的温、湿度失调

在有些空调系统中,作为房间内温、湿度检测、控制的敏感元件的安装位置不适当,由于作为空调房间内的温湿度检测点的空气参数值与房间内空调区(或工作面)之间存在差值,从而产生空调房间内控制参数的失调之事时有发生。

我们知道,空调房间内的温、湿度一般是指房间内空调区域内的温、湿度值。因此,控制系统中的温、湿度敏感元件只有正确地安装于空调区内,控制系统中所控制的温、湿度才可能是空调房间内的真实温、湿度。如果作为控制系统中的温、湿度敏感元件安装于房间内空调区之外时,控制系统中的空调房间温、湿度显示仪表中的显示值则为房间内空调区之外的温、湿度值。如果控制系统中的温、湿度检测点的实际温、湿度值高于房间内空调区的实际温、湿度值,由于控制系统是以敏感元件检测到的检测值与室内温、湿度设定值之差作为控制依据。因此,如果敏感元件处的温、湿度高于房间内空调区的温、湿度值,则会造成控制系统中的温、湿度控制、显示仪表所反映的温、湿度值永远高于空调房间内空调区的温湿度值,反之,控制、显示仪表所反映的温、湿度值则永远低于空调区内的实际温、湿度值。也就是说空调房间内空调区的温度与敏感元件所检测到的温度之间的差也不会消失,这样造成空调区温(湿)度值的失控也将一直存在。所以,遇到此情况时,可将控制系统中的敏感元件移至最能代表空调房间(或空调区)温、湿度点即可解决。

14.1.8 由于空调系统中热交换器性能下降而导致空调房间内温、湿度失调

空调系统中的水冷式表面冷却器或汽水加热器在使用一段时间后,其肋片管的内部都会不同程度的结一层水垢,对于开式供水系统,由于水质的污染、尘埃、砂粒、微生物以及输送管道内由于腐蚀而产生的锈渣,中间水

池中的泥浆等污物、杂物都将随水流进入换热器的肋片管内产生沉降而使散热管堵塞,使冷(热)介质无法通过,从而造成散热面积的减少,同时在系统运行中,由于空气中灰尘的扩散,沉降而使换热器的肋片管外面积灰逐渐增多,甚至堵塞肋片之间的通道,这样不但减少了换热器的换热面积,而且也降低了换热器的传热系统。因此,空气通过换热器后就很难达到设定的运行参数,从而也就无法满足空调房间内的温、湿度参数要求。

因此,定期对换热器外面积灰和污物进行定期的吹除和清洗,以提高其传热系数是很有必要的。

14.1.9 处于供冷(热)水干管的末端由于形成气塞而使换热器无法正常工作

如图 14-11 为空调系统中换热器处于供水干管的末端,由于供水、回水干管的敷设时均有一定的坡度,也就是说在供水干管的末端和回水干管的始端有可能处于水系统的最高点。在间断运行的系统中,或系统停运后再次供水时,如果不对供水干管的末端和回水干管的始端进行排气,则就很容易造成两端部的气塞现象(即在管路的端部充满空气,从而阻止了水向端部的流动),而使冷(热)水介质无法通过管路进入换热器内与空气进行热量的交换,而达到处理空气的目的。

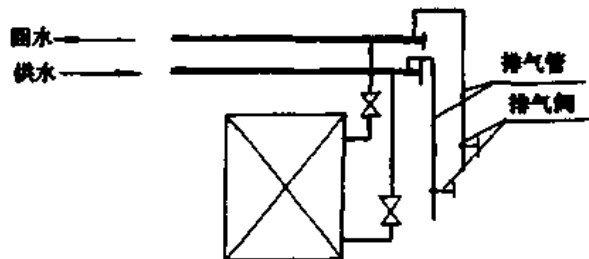


图 14-11 处于供冷(热)水干管末端的空气换热器

因此,应经常通过排气阀进行排气,以防止气塞的产生,或者将排气管道上的手动排气阀更换为自动排气阀,

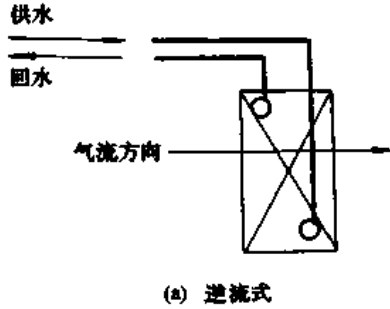
以便随时进行排气,保证系统的正常运行。

14.1.10 由于水冷式表面冷却器进出管连接不合理而导致空气处理效果的下降

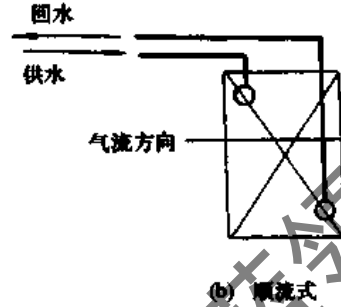
我们知道,换热器(如空调系统中的水冷式表面冷却器、热水空气加热器等)的换热量 Q 取决于换热器的换

热面积 F , 传热系数 K 和内外冷、热流体的平均温差(即对数平均温差) Δt_m 。

在空调系统中所配置的换热器的型号、规格确定后,则通过换热器的空气质量流速 v_p 以及换热器内的冷(热)水流速 w 一定。因此,有 F 、 K 为定值,此时换热器的换热量则取决于对数平均温差的大小。在相同条件



(a) 逆流式



(b) 顺流式

图 14-12 水冷式表面冷却器进、出水管接法示意图

下,即换热器的换热面积、传热系数相同,且内外介质具有相同的初温度时,换热器内冷(热)水与通过换热器外部的空气流动方向相同(即为顺流)时(如图 14-12b 所示),比换热器内冷(热)水流动方向与通过换热器外部空气的流动方向相反(即为逆流)时(如图 14-12a 所示),具有较低的传热平均温差,即 $\Delta t_m(\text{顺}) < \Delta t_m(\text{逆})$ 。也就是说,在相同条件下,换热器采用逆流方式比采用顺流方式具有更好的传热效果。同时,采用顺流方式时,冷流体的出口温度必然低于热流体的出口温度,而采用逆流方式时,冷流体的出口温度有可能接近热流体的出口温度。因此,对于水冷式表面冷却器在运行中,当供冷温度一定时,逆流方式比顺流方式换热量大,同时逆流方式还可以得到比顺流方式更低的空气出口温度。所以,在空调系统中所使用的水冷式表面冷却器与冷媒水的连接一般应采用逆流方式,采用顺流方式是不合理的。

14.2 空调系统运行中,房间内相对湿度的失调

14.2.1 由于空调系统运行中机器露点温度过高,导致空调房间内相对湿度的过大

空调系统在高湿季节运行中,无论是采用喷水室空气处理方式,还是采用水冷式表面冷却器的空气处理方式,由于室外新风的补入,增加了处理空气的耗冷量,同时,为了保证运行中空调系统机器露点的相对稳定,则必须供给喷水室或表面冷却器的冷水温度要比系统机器露点的干球温度至少低 $3.5 \sim 5^\circ\text{C}$ 。如果所供冷水温度过高,则空气处理的机器露点也必然随着增高,甚至起不到冷却干燥的处理过程。由于系统机器露点的升高,必然导致空调房间内相对湿度的失调。

14.2.2 空调系统在运行中,由于送风气流中夹带水滴过多而导致空调房间内相对湿度的失调

(1) 表面冷却器处理的空调系统,在对空气进行冷却干燥处理时,处理过程中从空气中分离出来的凝结水沉降于空气处理室的底部,如果空气处理室内排水不畅而积存其内,当空气以一定的速度通过空气处理室时,将加速空气处理室内积水的蒸发,蒸发的这部分水蒸气随空气流一起进入空调房间,造成空调房间内的相对湿度过大而失调。

(2) 采用表面冷却器处理的空调系统,如果在表面冷却器后面不设挡水板,而通过表面冷却器的空气流速又高,此时较大的气流速度将会把空气处理过程中析出的、挂在表面冷却器外表面的水滴带人气流中,这部分水滴一部分以水珠的形式随送风气流进入空调房间,另一部分水珠在进入空调房间的途中蒸发而以水蒸气的形式进入空调房间,从而加大了空调房间内的相对湿度,而使室内相对湿度失控。

(3) 采用喷水室处理空气的空调系统,在喷水室的出口处尽管一般均设有挡水板,但由于通过喷水室时的空气流速较大,在风机的吸入段仍然会有水滴落下,如果风机的吸入口较低,将会把部分积水吸入而随气流沿送风管道进入空调房间,因而会产生以下三种情况:

- 1) 一部分凝结水会通过风管的联接处的衬垫漏出。
- 2) 一部分凝结水将聚积在送风口处,以水滴的形式进入空调房间。

3) 一部分凝结水在随气流的流动过程中挥发而以水蒸气的形式进入空调房间内,从而加大了空调房间内的相对湿度,如图 14-13(a)所示。

对于以上三个问题的处理可采用下述方法:

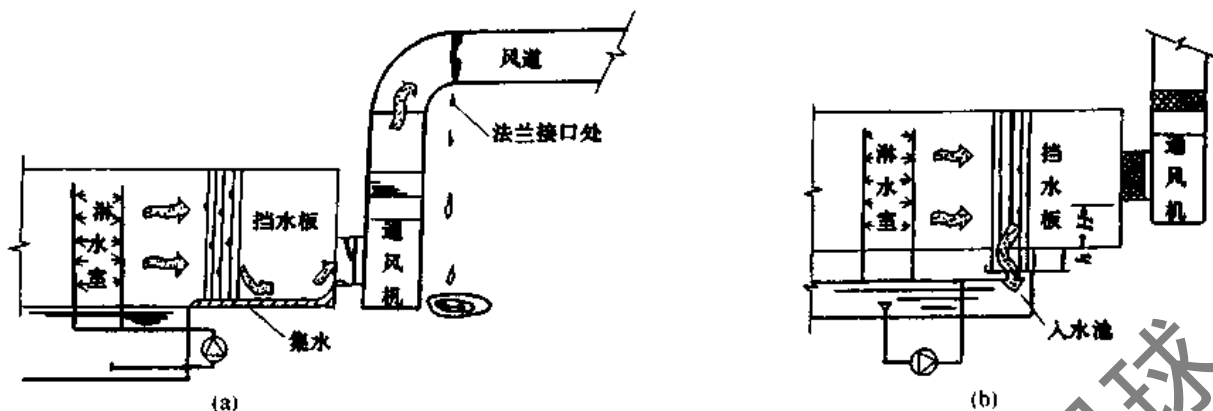


图 14-13 喷水室处理空气中的带水及处理
(a) 改造前; (b) 改造后

1) 改善空气处理室内的排水系统, 避免凝结水在空气处理室内的积存。

2) 降低通过空气处理室的空气流速(一般以 2~2.5m/s 为宜), 尽量减少气流中所夹带的水分。

3) 将挡水板设在喷水室的集水池内, 同时抬高风机吸入口的高度。如图 14-13(b) 所示。

14.2.3 由于空调系统的漏风过大而导致空调房间内的相对湿度失控

由于空调系统的漏风过大而导致空调房间内的相对湿度过大的原因及处理方法可参考第 14.1.6 内容。

14.2.4 喷蒸汽加湿系统运行中容易造成空调房间内湿度过大的几个问题

我们知道, 将水蒸气直接喷入送风气流中是一种对空气进行加湿处理的简便而有效的方法。但如果加湿管路的配置不当, 或蒸汽压力波动过大和过于频繁, 都会不同程度地影响加湿处理效果。

(1) 由于加湿管路配置不当造成房间内湿度过大。在对空气进行喷蒸汽加湿的空调系统中, 尽管一般都使用干蒸汽加湿器, 且蒸汽压力一般为 0.1MPa 左右, 但由于蒸汽在输送过程中, 由于管道内外温差的作用(尽管蒸汽管道进行了必要的保温), 使管道内的一部分蒸汽在输送途中凝结而产生一定量的凝结水。尤其在加湿系统停运期间, 供汽管道内的凝结水都聚集在加湿调节阀之前

的一部分管段内, 如图 14-14 所示。在加湿系统运行时(尤其是在加湿调节阀开启的最初几分钟内), 积存于加湿调节阀之前管道内的凝结水将随蒸气流一起进入加湿器内, 其中一部分凝结水进入加湿器之后向下通过设置在加湿器后部的疏水器排至回水管网中, 而另一部分凝结水随蒸气流通过加湿器的喷孔进入空气处理室, 这部分进入空气处理室的凝结水中水滴较大者沉降于空气处理室的底部, 而另一部分做细水滴随着气流进入空调房间, 它们在空气输送途中或在室内进一步汽化, 从而加大了空调房间的湿度, 使湿度控制产生失调现象。

通过多年来的运行实践, 在靠近加湿调节阀进口处加装一凝结水排水装置(如图 14-14 中的虚线所示), 使积存于加湿调节阀之前的凝结水随时通过排水装置排出, 以保证进入加湿器的蒸汽基本为干蒸汽, 使加湿系统正常运行。

(2) 喷蒸汽加湿系统中, 如果供汽压力稳定装置(蒸汽减压阀)失灵, 由于供汽压力的波动过大和频繁, 可能会造成空调房间内相对湿度的波动频繁和过大。

我们知道, 在一定的蒸汽管路中, 通过管路内的蒸汽量及其压力成正比关系。同样在压力调节阀处于同样开度条件下, 通过调节阀的蒸汽量也随其压力的升高而增多。如图 14-15 所示。

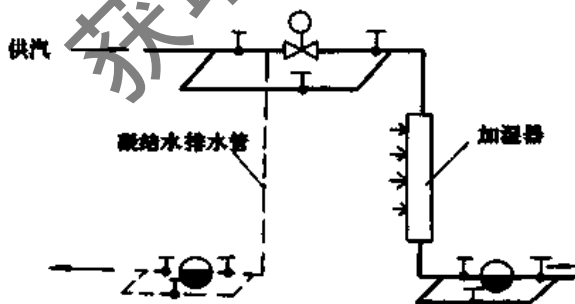


图 14-14 喷蒸汽加湿系统的管路原理图

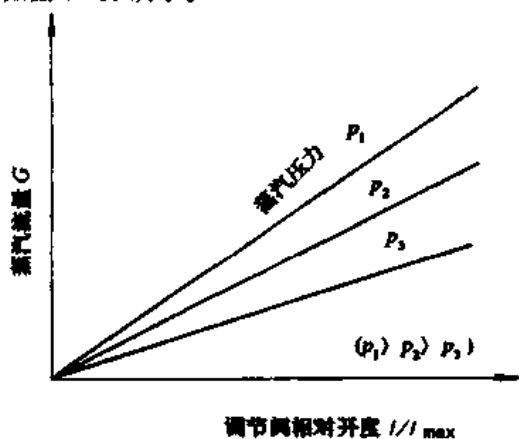


图 14-15 调节阀的开度与蒸汽压力、流量的关系($p_1 > p_2 > p_3$)

空调系统在喷蒸加湿的运行季节里,在供汽压力恒定条件下,在控制系统的作用下,加湿调节阀的开度将随空调房间内相对湿度的变化而变化,使之通过一定的蒸汽量,以维持空调房间内的一定相对湿度。

设调节系统处于平衡状态时,供汽压力为 p , 调节阀的开度为 l_1/l_{max} , 单位时间里通过的蒸汽量为 $G_1 \text{ kg/h}$, 室内相对湿度为 ϕ_1 。如果由于供汽压力的波动,变为 p_2 ($p_2 \neq p_1$), 即相当于对加湿控制系统加上了一个干扰信号。由于瞬间通过加湿调节阀的蒸汽量的变化,而使室内相对湿度发生变化,由 ϕ_1 变化到 ϕ_2 。要使空调房间内的相对湿度恢复到最初状态 ϕ_1 , 在湿度传感器、变送器、调节器和执行器滞后时间的共同作用下,则需经过一段时间(相当滞后时间)后,加湿调节阀的开度开始发生变化,使室内相对湿度逐渐接近于 ϕ_1 。但当室内相对湿度还未达到 ϕ_1 时,接着再次发生供蒸汽压力的波动,控制系统在新的干扰信号作用下,再经过一段滞后时间,使加湿调节阀的阀位再次发生变化,这样由于供蒸汽压力的无规则反复大幅度的波动,将会使空调房间内的相对湿度很难稳定在要求范围内,从而使室内相对湿度的变化处于无规则的反复振荡之中。

(3) 喷蒸汽加湿系统,在停止供汽后又恢复供汽时容易造成空调房间内的过湿。

采用常规调节仪表(如由 TH 湿度传感器, TSA 相对湿度调节器和电动双通调节阀)组成的空调房间内相对湿度调节系统,调节器 MIC-01 将根据安装在空调房间内空调区域内的湿度传感器 ME 所发出的相对湿度信号,送至相对湿度调节器 MIC01 内与设定的空调房间内的湿度比较,发出调节指令,使执行机构推动加湿调节的电动双通调节阀 MV, 改变加湿调节阀 MV 的开度,以控制室内相对湿度维持在一定范围内。

空调系统在加湿季节的运行中,当蒸汽源(锅炉房)由于各种原因而停止供汽时,由于空气不能得到加湿处理而使室内的相对湿度偏低,在湿度调节器的作用下,控制系统中的继电器将会反复地吸合,释放,使加湿调节阀处于最大开度状态。此时,可将湿度调节器由自动控制转换为手动控制,同时关闭加湿调节阀。这时调节器将不会再有控制信号输出。如果加湿调节阀仍处于最大开度状态时,一旦汽源又恢复蒸汽的供应,大量的水蒸气将会瞬间通过处于开启状态的加湿调节阀进入干蒸汽加湿器,从加湿器的孔口喷出随气流进入空调房间,在极短的时间内就会造成空调房间内的过湿现象。因此,此种运行方式是非常危险的。

为了避免此类现象的发生,可采取以下措施:

1) 在加湿季节运行的空调系统,当汽源停止供汽时,可采用手动调节方式关闭加湿调节阀,同时将调节器由自动调节位置转换为手动调节位置。这样,即使汽源突然恢复供汽后由于加湿调节阀的关闭,而不会产生大量水蒸气随气流冲入空调房间而造成过湿现象。

2) 在空调集中控制室内设置供汽和停汽报警装置。在加湿季运行中,当加湿系统供汽时发出声、光信号,此时运行人员可打开加湿供汽总阀,按正常运行方式进行;当汽源不论因何种原因停止供汽时,也同样发出声、光信

号,此时可关闭加湿系统供汽总阀,使相对湿度调节器由自动转为手动控制,这样既可避免由于控制系统中在调节器的作用下,中间继电器频繁地吸合、释放所造成的磨损,延长其使用寿命,又可避免由于突然恢复供蒸汽后大量蒸汽冲入空调房间而造成房间的过湿。

(4) 加湿供汽管路中的杠杆薄膜式蒸汽减压阀发生故障时,造成加湿系统供蒸汽的压力过高,使喷蒸汽加湿系统不能正常工作,和导致空调房间内相对湿度的过大。

杠杆薄膜式减压阀用于加湿供汽管路中作为加湿蒸汽压力的调节,使供加湿的蒸汽压力相对稳定。这是由于杠杆式薄膜减压阀的调节信号直接来自于被调的蒸汽压力,当被调蒸汽的压力作用于膜室内的膜片上,随着压力的变化,逐渐克服重锤所产生的力,托盘带动调节主轴,阀杆,阀芯上下运动达到调压的目的,因此这种减压阀又称为直接作用式压力调节阀。

杠杆薄膜式减压阀的结构如图 14-16 所示。它由薄膜、杠杆、重锤组成的执行机构和阀体组成,两者以丝扣连成一体。

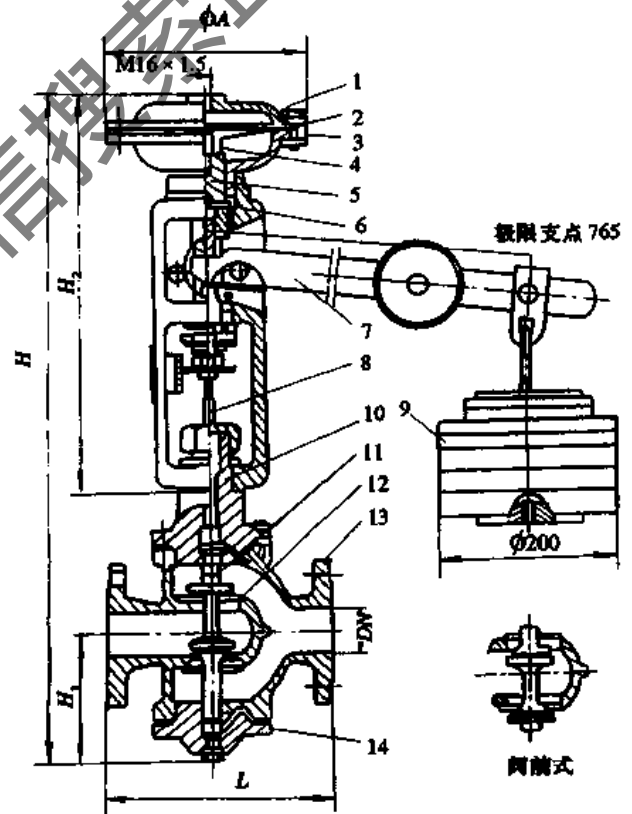


图 14-16 直接作用式压力调节阀

- 1-上膜盖;2-薄膜;3-下膜盖;4-托盘;5-调节主轴;
6-平衡锤;7-杠杆;8-阀杆;9-重锤;10-上阀盖;
11-阀芯;12-阀座;13-阀体;14-下阀盖

图 14-17 为杠杆式薄膜减压阀的工作原理。在正常工作状态下,减压阀处于平衡状态,此时减压阀前压力 p_3 与重锤作用力 p_4 之和等于作用在减压阀膜片下部的力 p_2 , 即 $p_2 = p_3 + p_4$, 且有 $p_1 = p_2$ 。如果当 $p_1 > p_2 = p_3 + p_4$ (重锤 p_4 固定不变时), 减压阀的阀芯将在阀后

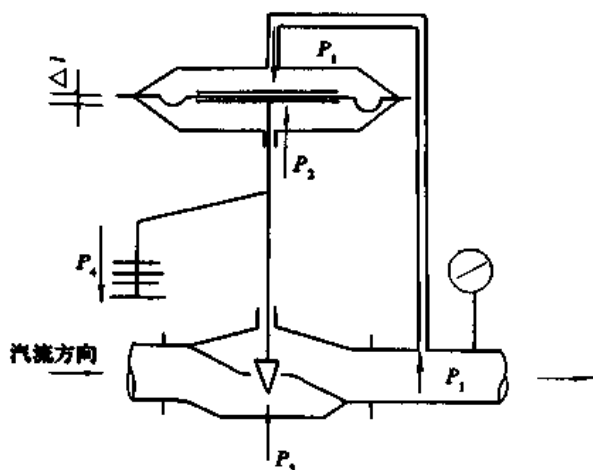


图 14-17 杠杆式薄膜减压阀工作原理

压力的作用下向下移动,减少阀的开度,使 p_1 与 p_2 达到平衡,相反,如果重锤作用力与阀前汽体压力的合力 $p_2 > p_1$ 时,减压阀的阀芯将在 p_2 力的作用下向上移动,增大阀的开度,使 p_2 与 p_1 达到平衡,以起到调节蒸汽压力的作用。

当调节阀处于全闭状态时,则有 $p_1 = 0$,如果 $p_4 = 0$ (相对而言),则 p_2 与膜片应力及 p_1 应处于平衡状态,此时加大重锤砝码 p_4 ,由于 p_4 的作用打破了原来的平衡状态,阀芯在 p_4 的作用下向上移动,阀门打开。当阀后压力 p_1 达到一定值时, p_1 与 p_2 又处于新的平衡状态,使阀门处于一定的开度。

当 $p_3 = 0$,即无汽体进入阀体时, $p_1 = 0$,如果重锤不进行减载,在 p_4 的作用下使膜片失去平衡,带动阀芯一起向上移动,如果重锤的作用力 p_4 大于膜片的应力,将会使膜片发生撕裂现象而失去调节作用。

杠杆薄膜式减压阀在供汽管路中的安装如图 14-18 所示。

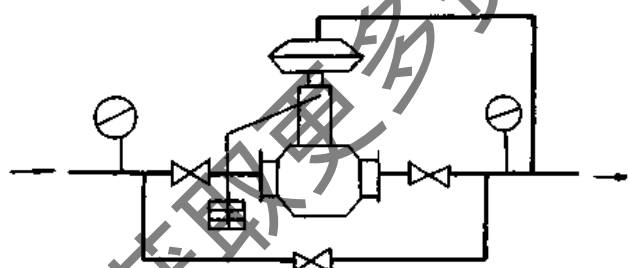


图 14-18 杠杆薄膜式减压阀在管路中的安装

如果空调加湿系统在正常运行中,无论由于何种原因而中断供汽时,则有 p_1, p_3 均为零,在重锤作用力的作用下,阀杆以加速度的方式向上迅速运动,从而产生较大的冲击力,当阀杆向上的移动距离大于膜片正常工作时上下移动距离 Δl 时,将使膜片发生撕裂,从而使其对通过减压阀的汽体失去调压作用。在重新恢复供汽时,蒸汽将会以汽源的供汽压力迅速通过减压阀、加湿用电动双通调节阀而进入蒸汽加湿器,并随汽流进入空调房间,由于控制系统的滞后而使空调房间的相对湿度造成

短时间的失控现象和过程的难以控制。

14.2.5 挡水板过水量较大而造成空调房间内相对湿度的超标

空调系统中采用喷水室处理空气时,在喷水室的前后均设有挡水板(主要是后挡水板),用来捕集通过喷水室的气流中所夹带的水滴,以达到正确控制空调房间内相对湿度的目的。

采用喷水室处理空气的空调系统,其空气状态的变化(部分)过程线如图 14-19 所示。在设有二次加热器的空调系统中,设系统的机器露点、送风状态点、室内状态点分别为 L, O 和 N ,室内要求的空气状态参数为 t_N, ϕ_N ,送风温差为 Δt_0 。如果挡水板具有极高的挡水效率,能够完全捕集通过喷水室处理的气流中的水滴,则空气

的变化过程应为: $L \rightarrow O \rightarrow N$ 。但在实际工程中,任何一种挡水板都不可能通过对通过喷水室处理后的空气中的水滴具有 100% 的捕集效率,因此通过挡水板后的空气流中所夹带的水滴在通过二次加热器后将会汽化而随气流一起进入空调房间内,使室内空气的相对湿度控制参数发生变化,状态点发生偏移(如图 14-19a)。设由 ϕ_N

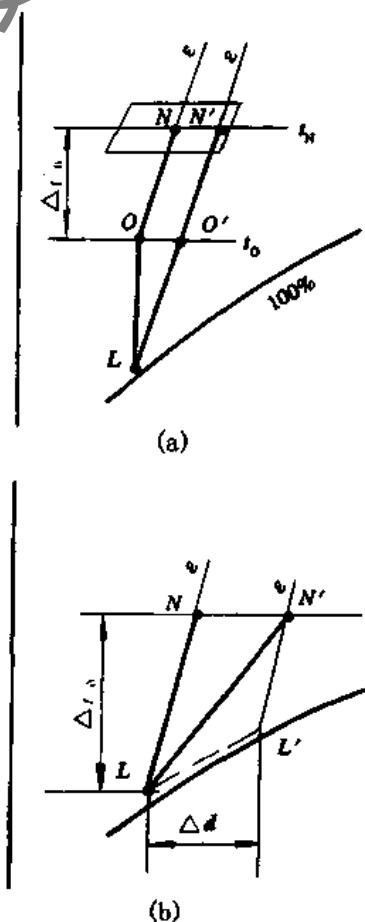


图 14-19 挡水板的过水量对室内相对湿度的影响
(a) 设二次加热器的系统; (b) 不设二次加热器的系统

变为 ϕ'_N , 如果 $\Delta\phi = \phi'_N - \phi_N$ 小于或等于室内相对湿度的控制精度范围, 则可认为挡水板的过水量是合适的, 如果 $\Delta\phi$ 大于室内相对湿度的控制精度范围, 则应设法提高挡水板的挡水效率(如更换挡水板, 调整挡水板的间距, 降低通过喷水室的气流速度等), 以保证空调房间内的相对湿度。

对于不设二次加热器的空调系统, 一般是将喷水室处理后的系统机器露点作为系统的送风状态点(见图 14-19b), 如果挡水板具有极高的捕集喷水室后空气中水滴的能力, 在空气送入房间后将沿 $L \rightarrow N$ 线变化至室内状态点 N (但这种情况一般是不太可能的)。在空调系统的实际运行中, 由于挡水板过水量的存在, 将处于系统机器露点的空气送入室内后, 其室内状态点将处于 N' 点。

此时挡水板的过水量将为: $W = \frac{d'_N - d_N}{1000} \text{ kg/kg}$, 同样有 ϕ'_N 如果超出室内相对湿度的范围时, 也必须采取相应的措施进行处理来满足空调房间内的相对湿度。

14.2.6 由 TH 湿度传感器、TS-A 湿度调节器和电动双通调节阀组成的喷蒸汽加湿控制系统运行中出现的故障

1. 由于 TH 湿度传感器的原因而造成的故障

故障现象: TS-A 湿度调节器所指示的相对湿度值超过 90%, 但空调房间内相对湿度正常。

故障的原因分析: 前面我们已经介绍过, TH 湿度传感器(变送器)是由两支电阻温度计(一支用于测量环境的干球温度, 另一支套有脱脂纱布套管, 且浸于水中, 用于测量同一环境的湿球温度)、微型轴流风扇和塑料水杯所组成。其实质为一套通风干、湿球温度计, 其相对湿度值是由 TH 传感器所测出的环境干、湿球温度的电阻信号送入 TS-A 调节器后经运算、放大等环节后指示出环境相对湿度与设定值的偏差, 从而确定环境的相对湿度。

环境的相对湿度越小, 则其干、湿球温度差就越大; 反之, 则干、湿球温度差就越小, 当空气处于饱和状态时(即空气的相对湿度为 100%), 干、湿球温度差 $\Delta t = 0^\circ\text{C}$ (即空气的干球温度与湿球温度相等)。如空气的相对湿度为 90% 时, 干、湿球温度差 $\Delta t = 0.64^\circ\text{C}$; 当空气的相对湿度为 80% 时, 干、湿球温度差 $\Delta t = 1.39^\circ\text{C}$ 。

当 TH 湿度传感器在下列情况下, 所测得的干、湿球

温度接近或相等。

(1) 用于测量环境湿球温度的电阻温度计上所套的脱脂纱布套脱落, 此时由 TH 湿度传感器所测得的两个温度值均为环境的干球温度, 则干、湿球温度差 $\Delta t = 0^\circ\text{C}$, 此时由 TS-A 湿度调节器上所反映出来的环境相对湿度值将为 100%。

(2) 用于测量环境湿球温度的电阻温度计上的脱脂纱布套, 由于使用时间较长, 吸收了水杯中的悬浮物及其他杂物后, 堵塞了脱脂纱布套的孔眼, 而使其硬化失去了吸水性, 因而使其无法测定环境的湿球温度, 此时由 TH 传感器所测得的干、湿球温度值相接近, 即其温差 $\Delta t = 0$, 由 TS-A 湿度调节器所反映出来的环境相对湿度值在 90% 以上。

(3) 由于 TH 湿度传感器的塑料水杯中的水过少或干涸, 使作为湿球温度测量的电阻温度计上所套的脱脂纱布套无法吸水, 从而使其失去测量湿球温度的作用, 此时由 TH 湿度传感器所测得的干、湿球温度值相等, 即其差 $\Delta t = 0^\circ\text{C}$, 故由 TS-A 湿度调节器所反映出来的环境相对湿度值为 100% 左右。

因此, 在由 TH 湿度传感器和 TS-A 相对湿度调节器及电动双通调节阀、干蒸汽加湿器所组成的相对湿度控制系统中, 当 TS-A 相对湿度调节器所反映出的环境相对湿度值在 90% 以上时, 可首先关闭加湿调节阀, 在确定所控制的环境相对湿度基本正常时, 则应对 TH 湿度传感器进行检查, 造成此情况的原因基本属于上述三种情况, 可采取相应措施进行处理。

对于采用此种相对湿度的控制系统, 应在其操作规程及值班员责任制中明确规定每天应按时对 TH 湿度传感器加水一次, 并检查其脱脂纱布套的吸水性是否正常, 否则应及时更换, 以保证空调系统正常、可靠地运行。

2. 由于 TS-A 相对湿度调节器的故障而造成的空调房间内相对湿度的失控

前面介绍过, TS-A 是断续式接点输出的三位 PI 调节器, 它按照偏差的大小和极性, 控制两个继电器, 按 PI 规律使调节阀实现开、关动作, 达到调节湿度的目的。其动作原理如图 14-20 所示。其放大, 开关部分的线路如图 14-21 所示。

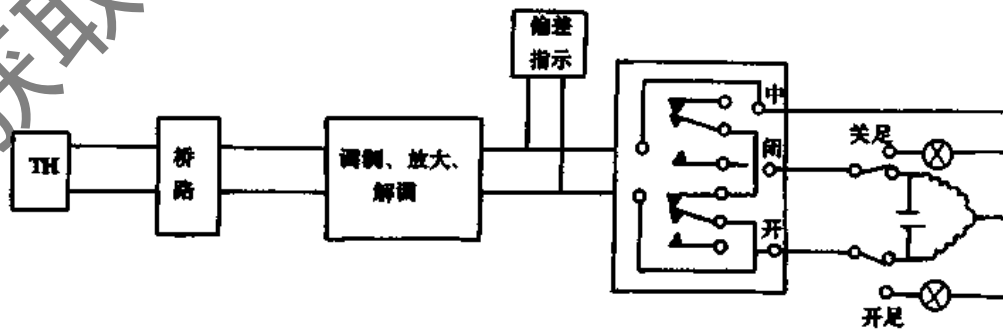


图 14-20 TS-A 调节器的动作原理

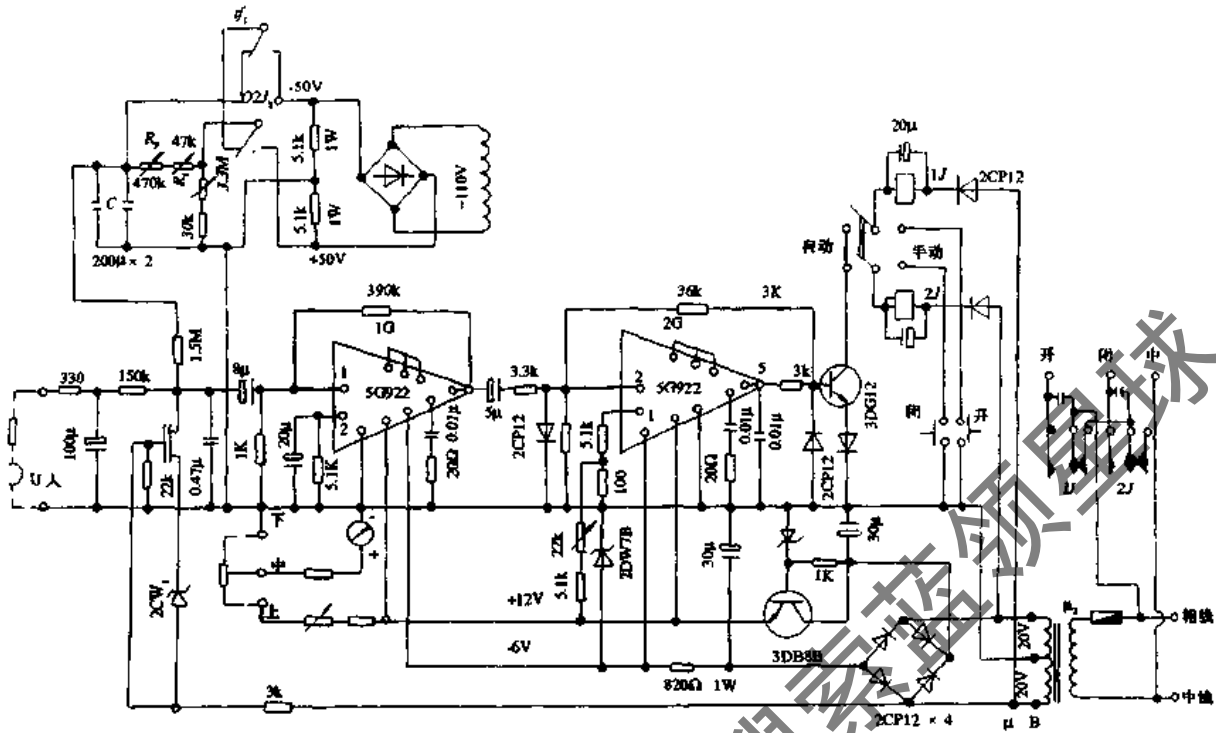


图 14-21 TSA 调节器部分线路图

在图14-21的线路中,当2G的2端为正信号时,输出5端亦为正,并通过3k Ω 电阻反馈到2端一个正信号(正反馈),因此当 U_A 再减到零时,输出5端仍为正。只有在2端加入负信号,直至抵消反馈的正信号之后,输出5端才为负信号,并通过36k Ω 电阻反馈到2端,以后只有加入正信号并抵消这个负电压之后,5端才为正的输出。在此线路中,2G的输入经调制后的交流信号,由于2G反馈放大后的开关作用,可使交流信号进行放大和整形,使其输出一方波加到3DG12的基板上,3DG12起功率放大、相敏继电器的作用。

在正信号输入时,在前半周3DG12的基极为正,变压器B副边绕组 u_1 亦为正,所以通过1J线圈使3DG12导通,1J吸合,2J不吸合,在负信号输入时,2J吸合,1J不吸合(这称为相敏作用)。+12V通过22k Ω 电位器加到2G的1端,使开关有一个不灵敏区,即当输入信号的幅值不足时,开关不动作,故2G的5端输出负信号,3DG12截止,1J、2J均不动作。

由于3DG12在工作状态中,所通过的电流比较大,其表面温度也较高,或者在使用一段时间后,3DG12晶体管性能的下降,从而导致其击穿或烧毁而产生短路或者断路。

如果出现3DG12击穿(即短路时),且TSA调节器处于自动运行状态时,1J、2J两继电器常开触头将会同时闭合,即产生两路输出,从而使加湿电动调节阀上的可逆电动机的两个绕组产生顶牛而使其烧毁,无法实现控制。如果此时的加湿调节阀处于某一开度时,加湿用的干蒸汽将不论室内相对湿度的大小,以一定的流量通过调节阀,蒸汽将随空气流一起进入空调房间而造成室内

湿度的失调。

如果出现3DG12被烧毁(即断路时),无论2G所输出的信号为正或为负,也不论1J、2J是否吸合,3DG12将始终处于断路状态,同样也无法实现加湿电动调节阀的控制,而导致空调房间内相对湿度的失调。

由上述可知,采用此种湿度控制系统的空调系统在运行中值班运行人员定时或不定时的巡视检查则是相当重要的,以便在巡视检查中能够做到及时发现故障,及时采取必要的措施,以保证系统的安全、可靠、正常的运行。

3. 由于加湿系统中电动双通加湿调节阀的故障而造成空调房间内相对湿度的失控

在由TH湿度传感器、TSA相对湿度调节器和ZAP-C型双通电动调节阀及干蒸汽加湿器所组成的加湿控制系统中,当控制环境的相对湿度值低于湿度调节器上所设定的相对湿度值时,TSA调节器将发出开阀指令,使ZAP-C型电动双通调节阀按照三位的PI调节规律增大阀的开度,使通过ZAP-C型双通电动调节阀的干蒸汽量增加。如果控制环境的相对湿度高于湿度调节器上所设定的相对湿度值时,TSA调节器发出关阀指令,使ZAP-C型电动调节阀按照三位的PI调节规律减小阀的开度,减少通过ZAP-C型电动双通调节阀的干蒸汽量,以达到环境相对湿度的控制目的。

如果所控制环境的相对湿度值高于(或低于)相对湿度调节器的湿度设定值时,TSA相对湿度调节器发出关(或开)阀信号,使阀的开度减小(或增大),当调节阀的开度为零,即调节阀处于全闭状态(或开度为最大即开度为100%)时,电动调节阀传动机构中的下限位块(或上限位块)与下限微动开关(或上限微动开关)接触,切断电动调

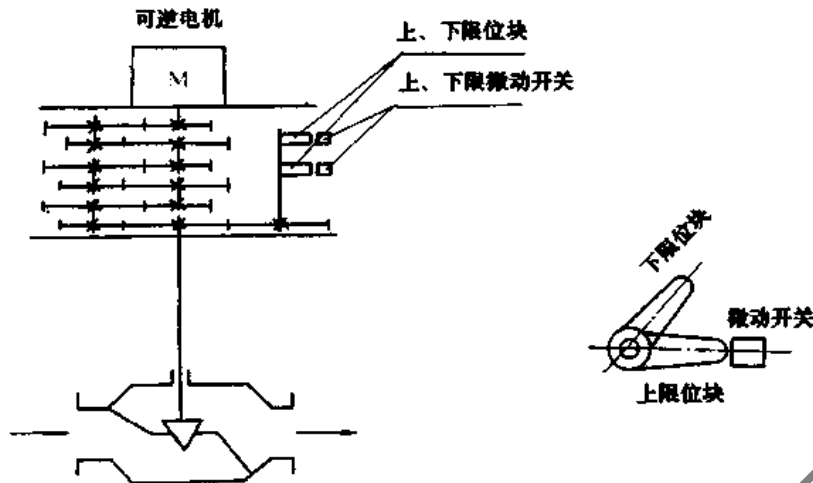


图 14-22 ZAP-C 型双通电动调节阀传动示意图

节阀可逆电动机的电源,使电动机停转(电动调节阀的传动示意图 14-22)。

如图 14-22 所示,传动机构中的上限位块与上限微动开关接触时,调节阀的阀位处于最大开度,电动机的电源自动切断。在电源切断的瞬间,由于电动机的惯性作用,使上限位块继续再转过一个角度,甚至使上限位块冲过微动开关。一旦上限位块脱离微动开关,只要 TSA 调节器再次发出开阀信号时,电动机的电源将再次接通,电动机继续转动。但此时由于调节阀已处于最大开度,传动机构将无法转动,在电动机力矩的作用下,使传动齿轮打碎,电动机空转,时间过长致使电动机烧毁,或者电动机通过传动机构使力矩施加于阀杆上,使阀芯被阀体卡住而导致电动机烧毁,从而使调节阀一直处于最大开度状态而无法关闭和进行调节,使加湿系统失控。相反,当下限位块冲过下限微动开关时,同样会造成调节阀电动机的烧毁,导致调节阀一直处于全闭状态而使加湿系统失控。

还有一种情况是,如果 ZAP-C 型双通电动调节阀传动机构中的限位块为胶木等非金属材料制成时,当限位块与微动开关碰触后,在电动机惯性力的作用下,限位块与微动开关的继续挤压,将会导致限位块的破碎,从而也会使调节阀中的电动机产生烧毁现象,使加湿系统失控。

鉴于上述情况,在使用 ZAP-C 型电动双通调节阀时,应根据调节阀的这一特点,适当地调整上、下限位块的角度,将电动机惯性转动的角度、阀杆的行程考虑在内,同时应尽量避免调节阀在两极限位置运行。

14.2.7 送风口结露与空调房间内的湿度

某些空调系统在夏季运行中,有时会产生送风口的结露现象,于是有人认为空调房间内相对湿度过大。究其原因,一般为空调系统的送风温差过大,送风温度过低所致。

如某单位一空调系统在夏季运行中发现位于空调房间顶棚上的送风口处出现结露,且有水珠落下。空调运行人员使用通风干、湿球温度计对空调房间内的温、湿度进行测定,其结果是室内的温、湿度均正常。当时空调房

间的干球温度 $t_N = 24^\circ\text{C}$,相对湿度 $\phi_N = 60\%$,此时室内的露点温度 $t_{N1} = 15.5^\circ\text{C}$ 。空调系统的送风温度却只有 14°C 。

由此可知,空调系统在运行中,由于送风温度低于室内的空气露点温度,因而使位于空调房间内的送风口的金属叶片和边框的温度也低于空调房间内空气的露点温度。此时,处于 $t_N = 24^\circ\text{C}$, $\phi_N = 60\%$ 状态的室内空气与送风口的金属叶片和边框接触后,由于冷却作用而产生冷凝水贴附于其上,当水珠质量达到一定值时,在重力作用下便会落至地板上。

解决此问题的方法是:根据空调房间内的工艺情况,减小送风温差,提高送风温度(使送风温度高于空调房间内空气的露点温度),加大系统的送风量。

14.2.8 由于空调房间保温层做得不好,使屋面板室内侧结露的问题

某单位有一单层三跨厂房,两边跨设有采暖,中跨为不设采暖的空调车间,车间内要求的空气参数为:冬天,温度为 $19 \sim 21^\circ\text{C}$,相对湿度为 $50\% \sim 60\%$ 。车间采用集中式全空气空调系统。车间内为一班制生产。

某年在冬季的空调运行中,白天保证了车间内要求的温度、相对湿度,于当天 17:30 空调系统停止运行,全部工作人员离开车间。其时白天室外最高气温为 12°C ,当夜室外最低气温为 -2°C ,第二天早 8:00 上班时,发现屋面内表面大面积结露,不少水珠从屋面上落下,且在屋面上形成一层雾状,使车间内不少设备出现了锈斑。

厂房的断面如图 14-23 所示。屋面结构为:二毡三油绿豆砂面层, $\delta = 200\text{mm}$ 的泡沫混凝土保温层,水泥砂



图 14-23 厂房断面图

浆、钢筋混凝土槽形板,其冬季的传热系数 $K = 0.684$, 传热延迟为 10.27 小时。

空调车间在 17:30 空调设备停运后,由于室内不能再得到热量的补充,因而随着室外气温(由 17:30 时的 $t_w = 8^\circ\text{C}$) 的下降,室内屋面板内侧贴近屋面板内表面处的空气温度也将随着下降。经过 10.27 小时后,屋面板内侧的薄空气层的温度也将达到 8°C 。室内屋面板内侧的薄空气层及室外气温变化见图 14-24(假设空气的温度变化与时间为线性关系,同时认为早上 3:30 室外气温为全天的最低点)。

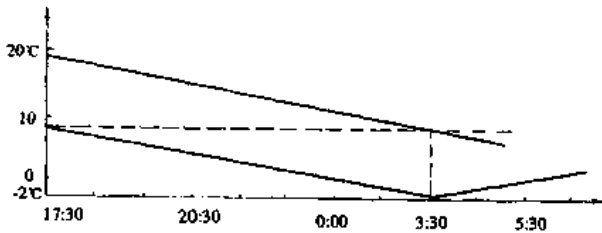


图 14-24 屋面板内侧、外侧空气温度随时间的变化

根据传热学的理论原理,将屋面板由多层复合壁面看做一单层平壁,设内侧和内壁面温度为 t_n, t_{nw} ,外侧和

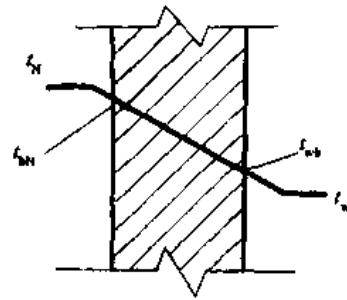


图 14-25 通过屋面的传热

外壁面温度为 t_w, t_{nw} ,如图 14-25 所示。则单位时间单位面积通过屋面的散热损失为:

$$q = K(t_n - t_w)$$

同时有:

$$t_{nw} = t_n - \frac{q}{\alpha_n}$$

$$t_{nw} = t_w + \frac{q}{\alpha_w}$$

由于室内温度 t_n (靠近屋面板的薄空气层)随着室外温度的下降而下降,故为不稳定传热问题。根据上述公式可计算出每一个小时时刻室内、外及屋面内、外壁面温度值如表 14-1 所示。

表 14-1 屋面内、外壁面的逐时温度值

时 间	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30	23:30	24:30	1:30	2:30	3:30	4:30	5:30	6:30
t_n	19	17.9	16.8	15.7	14.6	13.5	12.4	11.3	10.2	9.1	8.0	6.9	5.8	4.7
t_{nw}	18.62	17.53	16.43	15.33	14.24	13.14	12.04	10.95	9.85	8.75	7.66	6.63	5.6	4.57
t_w	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-1	0	1
t_{nw}	9	7.99	6.98	5.98	4.97	3.96	2.95	1.94	0.19	-0.08	-1.09	-0.28	0.53	1.34

由表 14-1 可看出,在 3:30 时刻,屋面板内表面温度在室外温度波动的作用下而下降到 7.66°C ,屋面下的薄空气层温度将降为 8°C ,即在原室内露点温度 8.5°C 以下,因而在屋面板内表面产生结露现象,当水珠大到一定程度时,在其重力作用下脱离屋面板而降落至地板上或车间内设备上,同时由于靠近屋面板的空气层的温度下降而使空气中的水蒸气凝聚成雾状。

解决此类问题的方法一般为:

(1) 在车间内增设采暖设备,空调系统停运后可由采暖系统来补充室内的散热损失;

(2) 按照室外的最低温度计算和校核屋面保温层的厚度,必要时重做屋面保温层;

(3) 空调系统实行 24 小时运行。

由以上方法来维持室内的基本温度,避免由于室内温度过低而出现屋面内侧的结露现象。

14.2.9 由于喷水室(或喷蒸汽加湿系统)的停运而造成湿度的失调

在我国的北方地区,由于冬、春季节室外空气干燥,相对湿度较低。因此,在空气的热湿处理中如果不对其

进行加湿处理,对于有一定室内相对湿度要求的空调房间,则往往难以保证其要求的空气参数,致使室内时有静电产生,家具表面油漆出现裂纹,而且无法保证室内工艺的进行。因而,为了保证空调房间内工艺条件,保证产品质量所需的生产环境,则必须满足房间内所要求的空气相对湿度。为此,用于这些空调房间的空调系统,都配置了一定的空气加湿装置,如喷水室,喷蒸汽加湿器,超声波加湿器,电极加湿器等。

但是,有些空调运行人员只了解具有喷水室的空调系统,夏季采用冷冻水喷雾可以实现对空气的降温除湿处理过程,而忽视了冬季采用循环水喷淋时可实现对空气的等焐加湿的处理过程。也还有一些空调运行人员在冬、春季室外空气比较干燥时,由于各种原因而不愿意将加湿系统投入运行。

因此,空调运行人员应该了解空调系统中各种空气处理设备的功能,同时应具有高度的责任心,在空调系统的全年运行中,根据室外条件的变化,及时地采用不同的空气处理方式,以满足空调房间内工艺条件的要求。对于采用喷蒸汽加湿的空调系统,在加湿系统投入运行时,只要认真操作,及时地巡视检查和调整,空调房间内的过

湿现象是可以避免的。

14.2.10 空调房间内夏季温度偏低,相对湿度偏高的处理

我们知道,在空调系统中所设置的二次空气加热器是用来保证系统的送风温度。对于一次回风式空调系统,用二次空气加热器来调节系统的送风温度尤为重要。对于一、二次回风式空调系统,在采用二次回风调节不能满足系统送风温度要求时,则应开启二次空气加热器进行调节。

空调系统在夏季运行时,一次回风与新风混合后经冷水喷淋或水冷式表面冷却器处理后,其温度较低(接近其露点温度值),相对湿度较高(在90%以上),如果关闭二次空气加热器,直接将处于机器露点的低温、高湿空气送入空调房间,则这部分空气在吸收室内的余热和余湿后,室内空气将处于 N' 状态点,如果空调房间内要求的空气参数为 t_N, ϕ_N ,则会有 $t_{N'} < t_N, \phi_{N'} > \phi_N$ 。如图14-26所示。如果将经过干燥冷却处理后的空气,采用二次加热器将其由 L 状态点处理至 O 状态点后再送入空调房间,则必然满足室内空气参数的要求。

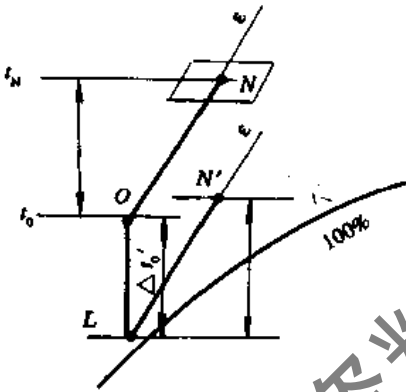


图 14-26 采用二次加热器调节湿度

因此,空调系统在夏季运行时,如果发现空调房间内温度值低于要求值,相对湿度高于要求值时,可首先调节二次空气加热器,使室内温度达到要求,则室内的相对湿度会自然降低至要求值(其条件是供冷水温度和冷水量应满足设计要求)。如果此时室内相对湿度仍高于要求值时,则说明空气经冷却干燥处理后的露点温度过高,应通过调节进入喷水室或通过表面冷却器的冷水量、冷水温度,以降低空调系统的机器露点,进而达到降低空调房间内相对湿度的目的。

14.3 室内静压控制中常见故障的处理

14.3.1 双风机空调系统运行中室内静压异常的处理

对于一些空调房间内温、湿度控制精度要求较高,或空调房间内产生有害气体,以及有洁净度要求的房间,一般对室内都有一定的静压要求。有的要求房间维持一定的正静压,有的要求房间内维持一定的负静压。

双风机空调系统,在对室内静压控制方面一般是采用固定空调系统的送风量,由控制系统中的压力调节器根据室内的静压大小来调节系统中回风阀的开度大小调节系统的回风量,以达到调节室内静压的目的。因此,一般空调系统在调试时已将系统的送风量调整到某一数值,早已将送风机入口调节阀或出口调节阀固定在某一阀位上,也有的将送风调节阀的执行机构的行程固定在某一位置。此种空调系统发生室内静压失控的原因可能有以下几种:

1. 空调系统的回风量太小

在双风机空调系统的运行中,回风量的减少将导致室内静压的过高。回风量偏小的原因一般为:

(1) 对于采用皮带传动的风机,回风机在运行一段时间后,由于传动皮带的拉长而使传动皮带过松,从而导致风机转速的下降,回风量减少。

(2) 如果在回风系统中安装有空气过滤器,由于空气过滤器使用时间较长,容尘量过大,导致回风系统的阻力增加较多,而使回风量下降。

(3) 回风管路中安装的防烟防火阀由于各种原因而关闭,而使系统运行中无法回风。

(4) 回风管道的破损,管道连接处密封垫的脱落等而造成回风的短路,致使空调房间的回风量减少。

2. 空调系统中送风量减少

在空调系统运行中,当系统回风量不变而系统送风量的减少,则必然导致空调房间内静压的偏低。造成空调系统送风量偏低的原因大致有:

(1) 由于上述(1)中的原因而造成送风量的减少。

(2) 送风系统中各级空气过滤器积尘过多,阻力过大,导致送风量的下降。

(3) 由于上述(3)的原因导致送风量过低。

(4) 由于送风管路系统中漏风过大而无法满足空调房间的送风量。

因此,在双风机空调系统中出现空调房间内静压异常时,可针对上述具体情况,采取相应措施进行处理即可。

14.3.2 单风机空调系统室内静压异常的原因及处理方法

单风机空调系统,空调房间内静压的控制,一般是采用改变空调系统中新风和回风的比例,或者控制空调系统中的排风量来实现的。造成空调房间静压异常的原因可能有以下几种:

(1) 由于空调系统中的新风调节阀或回风调节阀的失控而造成空调系统运行中的新风和回风的比例失调,从而导致空调房间内静压的失控。

此时,首先应检查新风和回风调节阀的转轴及叶片是否灵活、转动自如,防止由于长时间不进行维修保养而造成的风量调节阀的锈死或卡死,而使转轴无法转动或叶片无法随转轴一起转动。

其次应检查新风、回风调节阀上的执行器,调整执行器的上、下限位置,以达到执行器的行程(角行程或直线行程)与新风阀和回风阀的开度同步,使空调系统在运行中能够实现新、回风的比例控制,进而满足空调房间内静压

控制。

(2) 空调系统中所设置的空气过滤器使用时间较长,积尘较多,阻力增大。风机为了克服系统的阻力,其全压增高,风量减少,在空调系统的回风量保持不变(或变化不大)的条件下,则空调房间内的静压必然偏低。因此,必须定时更换空调系统中的空气过滤器,降低系统的阻力,保证系统的送风量、回风量及新风量的相对比例,以维持空调房间内合适的静压。

(3) 空调房间有正压要求,空调系统运行中,回风调节阀处于最大开度,新风调节阀全闭状态时,其室内正压仍偏高。

对于单风机吸入式空调系统,如果处于负压区的空气处理室漏风比较严重,其漏风量超过维持空调房间所需的新风量时(尽管系统中的新风阀处于关闭状态,但在运行中由于向系统漏入的新风比新风调节阀全开时的新风还要大),此时必然造成空调房间内静压失控。

(4) 位于空调系统中送风管路或回风管路上的防烟防火阀由于其自身故障而关闭时,将会使系统在运行中造成只回风不送风(或送风量很小),或只送风不回风(或回风量很小)的现象,从而使空调房间内的静压失控。

(5) 排风量过大造成房间内静压失控。

对于单风机空调系统,有些空调房间内的静压控制是控制房间(或系统)的排风量来实现的。如果系统在运行中,送风量固定,则排风量过大将造成空调房间内静压过低;反之,则造成空调房间内静压过高。因此,此类空调系统在运行中,必须保持排风阀的调节灵活和最大、最小排风量的合适(即最大阀位和最小阀位的合适)。

14.3.3 采用余压阀控制空调房间内静压的空调系统,由于余压阀的故障而导致室内静压的失控

装有余压阀的空调房间内正静压的控制,其空调系统的送、回风量为一定值。房间内静压值(余压阀只能控制房间内的正静压,而不能控制房间内的负静压)的大小,由余压阀上静压调节螺母的位置来决定。当余压阀上的静压调节螺母的位置固定后,空调房间内的正静压值也就固定了。在空调房间内的静压过大时,在室内风压的作用下,余压阀开度增大,对室内进行泄压,以维持室内合适的正静压值;当室内正静压值下降时,由于室内静压值的减小而使余压阀在其重力作用减小开度,即减小室内的排风量,直至余压阀关闭来维持空调房间内的正静压。因此,余压阀实质上是一种自动调节的排风阀。

如果余压阀上的静压调节螺母位置不当,会造成室内静压的过大或过小,或者由于维护保养不当而使余压阀的转轴锈蚀、卡死等现象,以及余压阀的阀片破损或余压阀的阀片与阀座的密封面不严等都会造成室内静压的失控。

因此,在采用余压阀控制空调房间正静压的系统中,对余压阀的定期检查、维护和调整是很重要的。如果余压阀已损坏,则应及时进行修理或更换,防止由于余压阀的失灵而造成余压阀不能泄压或不能关闭,导致空调房间内静压的失控。

14.3.4 由于压力调节器(如 YEJ121 膜盒式压力调节器)的故障而引起空调房间内静压的失控

对于有静压要求的空调房间,空调系统及室内的静压调节系统在正常运行调节时,空调房间内将按要求维持一定的静压,且在一定范围内波动。在工作人员或物料、设备进出空调房间时,在空调房间的门打开的瞬间,相当于房间突然增加了一个排风口,此时在房间正静压的作用下,造成空调房间内的泄压现象,从而使室内的正静压值迅速下降,同时由于压力调节器的作用,空调系统中的新风调节阀迅速开大以增加系统的新风量(或空调系统中的回风阀迅速关小以减少系统的回风量),以维持室内的正静压要求。在空调房间门关闭的瞬间,房间内的泄压停止,由于静压调节系统的滞后作用,室内的静压值迅速升高,从而造成室内静压的短时间过高,在调节系统的滞后时间之后,室内静压调节系统重新产生调节作用(如关小空调系统的新风阀,开大空调系统中的回风阀),重新使室内的静压值趋于要求的稳定状态。

在空调房间内的静压控制系统中,如果使用 YEJ121 型膜盒式压力调节器,在空调房间门开启时(即相当于突然增加了一个房间排风口),在泄压的作用下,房间内的静压在瞬间降至最低值,压力调节器的指针将会离开原来的要求稳定值而向低值方向猛烈摆动,在渡过调节系统的滞后时间后,再逐渐趋向于要求的稳定状态。如果空调房间的门由开启状态迅速关闭(相当于突然关闭一个排风口),由于房间内静压的迅速升高,而使调节器的指针向高值方向猛烈摆动,在渡过调节系统的滞后时间后再逐渐趋向于要求的稳定状态。如果 YEJ121 膜盒式压力调节器在调校或检修后,仪表芯与外壳装配时,仪表芯与外壳之间的“凸”形密封条没有完全卡入沟槽内产生向下的垂度。调节器指针在猛烈摆动时,如果其指针卡在刻度板与橡胶条之间形成的狭缝中而不能复位时,如果调节器的指针卡在调节器整定值的上限或更高时,调节器将不论空调房间内的静压实际值的大小均会发出房间静压过高的信号,使空调系统的新风调节阀向关小方向调节,直到新风调节阀全闭(或空调系统的回风调节阀向开大方向调节直至回风调节阀全开),从而造成空调房间内静压的过低;同样,如果压力调节器的指针卡在调节器整定值的下限或更低值时,调节器将不论空调房间内实际静压值的高低,均发出空调房间内静压过低的假信号,从而使空调系统中的新风调节阀一直向开大方向调节,直到新风调节阀全开(或使空调系统中的回风调节阀一直向关小方向调节,直至回风调节阀全闭)而造成空调房间内的静压过高使之失调。产生此种故障时,只要将 YEJ121 压力调节器打开后将“凸”形橡胶密封条重新压好装配即可解决。

14.4 设备故障

14.4.1 空调器内大量积水而不能从其排水口顺利排出的原因

对于吸入式空调系统,在冬、夏季的运行中,会由于

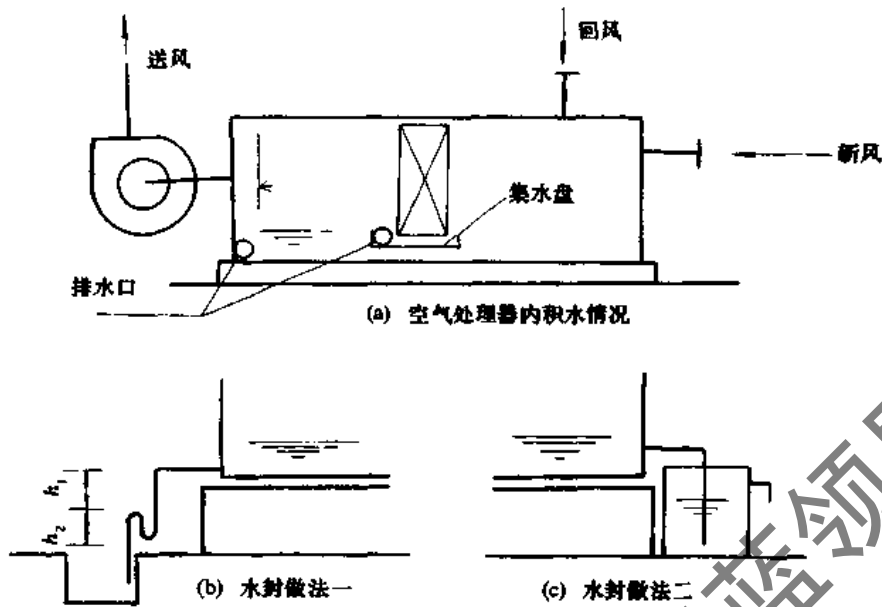


图 14-27 空调器内的积水及排除

喷蒸汽加湿系统的带水或者由于空气冷却处理而产生的凝结水不能排出空气处理室而积存于空气处理室或集水盘内,在空调系统的运行中,往往容易使系统送风控制点的移动而无法保证室内相对湿度,如图 14-27 所示。

产生上述情况的原因在于,由于吸入式空调系统在运行中,空调器内处于负压状态(即空调器内的压力低于其外的气压),尽管在空调器的底部设有排水口,但也无法在运行中将空调器内的积水排出。一旦风机停止运行,空调器内的积水便通过排水管及空调器的接缝处流出。

出现此类问题的原因基本上在于在空调排水管上未装或虽装了水封,但水封做的尺寸不合适所致,因而使空调系统在运行中由于其内的负压作用而导致内部的积水无法排出。水封的具体尺寸应根据排水口处的负压值确定。

有些地方,由于空调器基座太低,在地坪上无法做水封时,如果空调器位于底层时,可在地坪上做一地坑,将水封置于地坑内。如果空调器位于楼层时,同时其基座又太低而无法做地坑和水封时,此时可将排水管接至墙外,在外墙面上做水封,且使水封的出水口接于屋面排水管上。见图 14-28 所示。

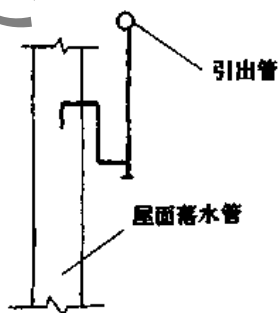


图 14-28 沿外墙做水封

14.4.2 空调系统在运行中,送风管路产生喘振的原因及处理

某单位有一空调系统在运行中,送风管路产生喘振,且与送风管路相连的风口等也与之一起喘振。经检查风机的减振支座合理,风机出风口处与送风管相连的软接头也完好无损。而风机入口处的圆形瓣式启动阀的开度处于最大位置(原来风机入口处的圆形瓣式启动阀的开度大约在 60%)。

根据现场的情况分析认为,空调系统中所选用的风机过大,风机在运行中所产生的风量风压与系统不匹配。在空调系统进行风量平衡时,根据各空调房间及各送风风口的设计送风量进行了调整,用风机入口处的圆形瓣式启动阀将系统的送风量调定在设计值的附近。但后来由于风机入口处的圆形瓣式启动阀的阀位发生了变化,开度增大,因而使风机处在大风量、高压头(与原来风机入口处的圆形瓣式启动阀未变时相比)状态下工作,同时使风机出口至各送风支管上风量调节阀处的一段风管内静压增大,但各送风支管上的风量调节阀(仍保持原来风量调节阀的开度位置)节流,形成气流的喷射,使支风管上风量调节阀之后的管段内的静压急剧下降,气流速度急剧增大,从而产生了送风管路的喘振现象。

根据上述情况,产生此种故障时的处理方法有下面几种:

(1) 更换风机的皮带轮,降低风机转速,使风机的性能曲线向下移动,达到风机运转所产生的风量和风压与空调系统相匹配。

(2) 利用风机入口处的圆形瓣式启动阀改变风机的工作点,使风机在新的工作点运行时所产生的风量、风压与空调系统所需之风量、风压相匹配,以满足实际之需要。

(3) 更换合适的风机。

14.4.3 空调器内的水冷式表面冷却器在冬季运行时冻裂的原因及对策

空调系统在进入冬季运行时,由于空调器内的表面冷却器内的积水未能及时排除,而通过水冷式表面冷却器外表面的空气温度低于 0°C ,致使其内部积水冻结,从而使表面冷却器的散热管,尤其是散热管的弯头被冻裂而产生泄漏。因而影响了空调系统的正常运行,对冻坏的表面式冷却器的修理和更换,又增加了空调系统的运行费用。

避免空调器内水冷式表面冷却器冬季运行中冻裂的方法有以下几种:

(1) 在冬季温度较低的地区,在空调系统中应设置新风预热器,使进入空调器内的新风温度提高到 0°C 以上(一般可将新风温度提高到 $+5^{\circ}\text{C}$ 左右)。

(2) 对于设置水冷式表面冷却器、空气加热器、空气加湿器的空调系统,如果在夏季运行中系统的机器露点即为送风状态点时,可将加热器置于表面冷却器之前。这样,空气在冬季的运行中,低于 0°C 的空气首先经过加热器的升温而高于 0°C ,就不会使水冷式表面冷却器再发生冻坏现象。

此种方法对于直流式空调系统,既不增加设备的投资,又不影响系统的夏季运行,尤为适用。

(3) 如果空调系统较小,且系统的新风量只有几百 m^3/h ,可在新风管路上,位于空调机房的管段上再设置一个新风口(在条件许可时,即空调机房内的空气不受污染),同时在两个新风口上均装设一密闭式对开多叶调节阀。这样,空调系统在夏季运行时,可随便关闭一个新风阀,开启另一个新风阀;而在冬季运行时,可关闭室外的新风阀,打开空调机房内新风管段上的新风阀。对于设有采暖的空调机房,由于机房内的空气肯定高于室外空气温度且高于 0°C ,这样采用空调机房内的空气作为新风进入空调器即可避免空调器内的水冷式表面冷却器冻坏的现象。当室外空气温度高于 0°C 后即可关闭空调机房内新风管段上的新风口而打开室外的新风口进行运行。

(4) 目前,有些空调器的新风与回风采用平行进入的方式,这种方式不利于新、回风的混合,尤其在冬季,极易产生空气的分层。一旦位于底部低于 0°C 的冷空气通过表面冷却器时,就可能发生水冷式表面冷却器冻坏的现象。因此,空调器的新风与回风最好采用互为垂直进入的方式,同时在新、回风入口处安装对开式多叶调节阀。新风、回风在经过新、回风混合段和空气的初效过滤段后,混合就比较充分。同时由于空调系统在冬季运行时所采用的新风比例较小,因此一般其混合后的空气温度都会高于 0°C 。如一空调房间内冬季温度按 $t_N = 18^{\circ}\text{C}$, $\phi_N = 50\%$,室外新风温度 $t_W = -10^{\circ}\text{C}$, $\phi_W = 25\%$,新、回风比为1:3,则其新、回风混合后的空气状态点的干球温度远高于 0°C ,这样就可以避免空调器内的水冷式表面冷却器被冻坏现象的发生。

(5) 采用一班制运行的空调系统,在冬季运行中,于下午下班停机时,必须关闭系统的新风阀、回风阀及送风阀,避免由于烟囱效应而使低温空气进入空调器内而造成水冷式表面冷却器的冻坏。必要时要打开空调器新风段上的检查门,使设有采暖的空调机房内高于 0°C 的空气进入空调器内。或者,在空调系统停机后,使装于空气加热器进口处的热媒流量调节阀留有一定的开度,使少量热媒仍能进入空气加热器内,使其向空调器内散热,以保持空调器内的温度始终高于 0°C ,即可防止水冷式表面冷却器的冻坏。

(6) 将水冷式表面冷却器的进水口位置降至其底排散热管以下。

目前,国内生产的水冷式表面冷却器的进水口大都高于底排散热管。空调系统在进入冬季运行前,对表面冷却器内的水进行排放时,其低于进水管口的底排散热管内的积水将会无法排出。这样,空调系统在冬季运行时,往往发生表冷器底部散热排管被冻坏的现象。

如果将水冷式表面冷却器的进水口置于低于其最低散热排管的位置,如图14-29所示,这样空调系统在进入冬季运行前,就可以将水冷式表面冷却器内的积水全部排出,以避免冬季运行时表面冷却器冻坏现象的发生。



图 14-29 水冷式表面冷却器进、出口位置示意图

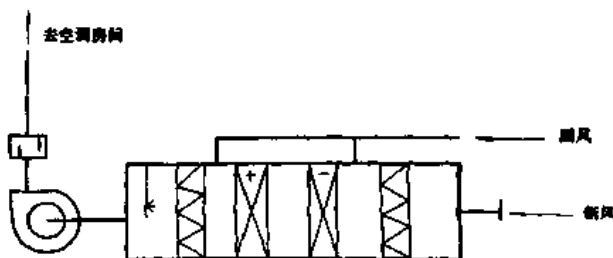


图 14-30 某空调系统空气处理示意图

14.4.4 关于空调系统在送风气流中夹带颗粒或片状污物的问题

某空调系统的空气处理示意如图 14-30 所示。某次在运行中,突然发现从送风口处随气流一起进入空调房间内的空气中夹带有厚度约有 1.0mm 的片状或颗粒状的污染物。

经现场检查,空调系统中的初效空气过滤器和中效空气过滤器完好无损。同时在两级空气过滤器之后的空气处理室内也无异常,送风管内也无积存污染物的现象和污物源。最后打开消声器段检查,发现在消声器的吸声片表面有一层粘着物,采样后与进入空调房间内的污物比较,完全一样。

在空调系统中,消声器之前有两级空气过滤器,在系统运行中已将进入空调器内的空气中大于等于 $1\mu\text{m}$ 的尘粒之 80% 滤除,那末粘附于消声器吸声片表面的尘埃来自何处?

经分析认为,空调系统在对第二级空气过滤器的更换拆除过程,空气过滤器上的积尘不可避免地会有一些尘埃飞起,且沿风管进入消声器的消声腔内。由于消声器通道面积的突然扩大,降低了通过的气流速度,从而使尘埃中的较大颗粒在此处沉降于吸声片的表面。几年后,在吸声片的表面沉积一层微细的尘粒。在夏季空调系统的机器露点作为系统的送风状态点时,送风气流的相对湿度较高,沉积于消声器吸声片表面的尘埃,吸收送风气流中的水分而使其彼此粘着而形成块状、颗粒状,甚至形成胶状而覆盖于吸声片的表面,堵塞吸声片表面的穿孔层,降低消声效果。当消声器吸声片表面的尘埃越来越多地积聚到一定厚度时,在相对湿度较低、速度较大的气流作用下,消声器吸声片表面附着的污物干裂、脱落而随气流通过送风管道、送风口进入空调房间内。

鉴于上述情况,对于装在送风管路中的消声器,应在系统运行几年后,将消声器中的吸声片拆下进行清洗、去油,之后再重新装配,以消除送风气流中夹带污垢块,保证空调房间的正常使用的。

14.4.5 在正常情况下,空调系统中的送、回风机无法启动

我们知道第 5.5.3 节防火阀的第四部分“防烟防火阀在空调系统中的应用”中已经提到,一般在空调系统的送风管路和回风管中都安装有防烟防火阀,而且防烟防火阀与送、回风机实行联锁控制,即防烟防火阀只有处于开启状态,风机才有可能启动转动,而一旦防烟防火阀处于关闭状态时风机将无法启动,而且风机在运行中如果风管中的防烟防火阀自动关闭,则空调系统中的风机将会自动停止运转。

例如 ZFYH-DT 型防烟防火阀,在空调系统的运行中,当通过风管中的防烟防火阀之空气温度超过 70°C 时,易熔元件断开,使拉力弹簧脱开,传动机构中的动铁芯挂钩将会在旋转挂钩的作用下使阀门自动关闭,以阻止气流通过,起到防烟防火的作用。但在实际使用中,尽管通过防烟防火的空气温度并未超过 70°C ,而由于其

他的一些原因,拉力弹簧与温度易熔件脱开,导致防烟防火阀的自动关闭。此时,串接于风机控制回路中的中间继电器(用于防火报警的中间继电器)的常闭触头断开,此时处于运行状态的风机便会自动停机,处于停机状态的风机将无法启动。

因此,在送风总管和回风总管上装有防烟防火阀的空调系统,在供电及负荷正常情况下,风机供电主回路中的熔断器、热继电器等无异常,同时又无超温报警信号,正常运转的风机突然停止转动,或处于停机状态的风机无法启动时,一般为防烟防火阀自动关闭所致。遇到此情况时,应进行认真、细致的检查,在确认不是由于产生烟雾、火警所致时方可使防烟防火阀复位,使风机继续投入运行。

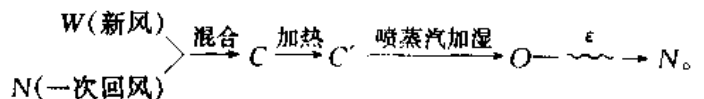
14.4.6 空调系统在运行中,从空调器、风管、检查门或过滤器安装框架等处发出哨叫声的原因及处理

在空调系统的运行中,经常会发生从空调器的检查门与壁板、风管检查门与风管之间的缝隙处,以及送风口处的高效空气过滤器与安装框架之间的缝隙处发出刺耳的哨叫声的现象。产生这种现象的原因,大都是由于两个接触面之间的缝隙处有个别地方不严密,形成很小而狭长的缝隙或针孔,气流是由缝隙或针孔处高速喷出(或吸入)所形成的。

此现象的处理方法较为简单,可将两接触面压紧,或将两接触面进行重新平整后再压紧,或将两接触面上粘着的已老化、变化或局部脱落的衬垫清理干净,重新将新的密封衬垫平整地进行粘结,然后使两个接触面均匀、平整地互相压紧即可消除哨叫声。

14.4.7 采用蒸汽加热的空调系统,空调系统停止运行后,在空调房间一切正常条件下,房间内散发出焦糊味的原因

例如,某空调系统在冬季运行调节中,空气的处理过程为:



某次运行后停风机,大约 3min 之后在空调房间内散发出一股很大的焦糊味。

发现此情况后立即组织人员对空调房间和空调系统进行全面检查。首先肯定在空调系统中无存在可以引起燃烧的火源,且系统风机为外置方式;空调房间内所有的电器设备(包括照明灯具)均未发现过热、短路、打火等异常现象。后发现空调系统停运后,用于加热量控制的电动双通调节阀仍处于开启状态。此空调系统的空气加热之热媒采用的为 0.2MPa 的饱和蒸汽,其蒸汽温度为 120°C 左右。

空调系统在运行中,尽管进入空气加热器内的饱和蒸汽达 120°C ,空气与加热器内的热媒热交换的结果,空气温度升高,水蒸气在散发出热量后而凝结,使加热器表面的温度也有所降低。但在空调系统中的送风机停止运行

后,进入空气加热器内的水蒸气的热量无法被流动的空气所带走,因而使空气加热器的表面温度迅速升高,使喷涂在加热器支架、隔板上的油漆层受到烘烤而散发出一种焦糊味,这些气味沿着送风管通过送风口进入空调房间。此种焦糊味并非由于电气线路或电气设备电流过大、温度过高而引起,也不是由于某处产生火情和燃烧所

造成。

因此,在制定空调的运行操作规程时,应强调:系统在关闭加热调节阀(即切断空气加热器的蒸汽源)后3~5min,才允许停系统中的送、回风机。应坚决避免先停空调系统中的风机后关闭加热器的蒸汽调节阀的错误操作方法。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

15 空调系统运行中的节能

15.1 概述

空调系统在运行中需要消耗大量的能量。如一些发达国家用于空调(包括供暖)所消耗的能量约占总消耗能量的1/3。有的甚至达到总消耗能量的45%。在科威特,空调用电量占了年高峰用电量的70%。在世界范围内,自1945年以来,空调所消耗的能量从每年平均4%~5%的速度增长。我国的一些安装空调设备的生产单位所消耗的能量也是相当可观的。有的单位用于空调冷冻的用电量占全厂用电量的三分之一,甚至更高,因此虽然不少单位安装了空调系统,但由于能量的消耗和运行费用的高昂不得不降低要求甚至停用。如果将空调冷冻和供暖耗能量加到一起,所耗煤量占全国耗煤量的三分之一。因此,在全球性能源危机的今天,如何有效地利用能源和降低能量的消耗也是空调运行管理人员的重要任务之一。

15.2 空调系统运行中的节能措施

15.2.1 合理的空气处理方案

(1) 防止再热损失。在空调的运行中,对空气的处理要尽量避免冷却后再加热,加热后再冷却,除湿后再加湿,加湿后再除湿等重复、互相抵消的空气处理方案。

对于具有一、二次回风的空调系统,在夏季空气处理过程中,可利用二次回风调节到系统送风状态点,以消除二次加热所消耗的再热量,但此时需改变系统的机器露点。

采用二次加热的空气处理过程如图15-1所示,其过程为:

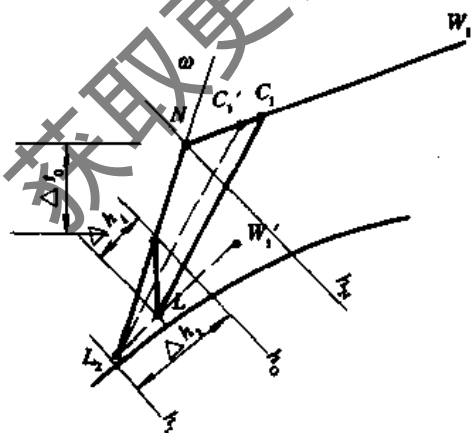
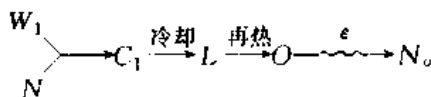
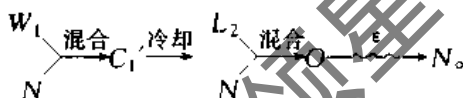


图15-1 具有一、二次回风的夏季处理过程节能方案



如果在处理过程中,调节第一、二次回风比,使新风与一次回风混合后直接冷却到室内热湿比线 ϵ 与相对湿度为90%的交点 L_2 上,再调节二次回风与经冷却处理后的空气混合,且使混合点位于系统的送风点 O 上,其过程为:



由此可消除再热过程的耗热量,其再热量为:

$$Q_r = G \cdot \Delta h_1 \quad (\text{kW}) \quad (15-1)$$

由图15-1中可看出送风温差 Δt_0 越小,则在空气的处理过程消耗的再热量也越大,也就是说采用二次回风的调节方法可以节省更多的再热量。

(2) 对于具有一、二次回风的空调系统,在过渡季运行中可关闭一次回风、用二次回风来调节系统的送风温度。

空调系统在秋季运行中,如果室外空气的焓值 h_w 小于空调房间空气的焓值 h_N 时,则可关闭一次回风。如图15-2所示。因为此时继续使用一次回风处理方式,则一次回风与新风混合点的焓值 h_{C1} 总大于新风焓值 h_w ,即: $h_{C1} > h_w$,于是有: $h_{C1} - h_{L2} > h_w - h_{L2}$ 也就是将 C_1 状态点的空气冷却到 L_2 要比将 W 状态点的空气冷却到 L_2 所耗冷量多。因此,此时再使用一次回风调节便是不经济的。

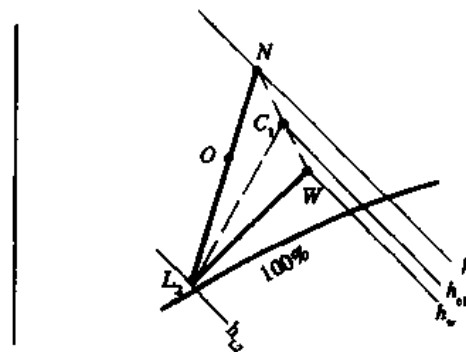
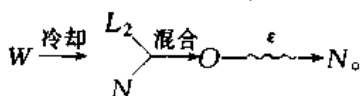


图15-2 关闭一次回风的空气处理方式

于是可以关闭一次回风,利用二次回风来调节系统送风状态点,其处理过程为:



如果空调为双风机系统时,且总回风量大于用于二次回风调节送风状态点的二次回风量时,可由系统的排风将多余回风量排至室外。

(3) 如果空调房间内温度控制较严格,而相对湿度可以在较大范围内波动时,则可以在运行中较大幅度的改变系统的机器露点,以节省处理空气的耗冷量。如图 15-3 所示。

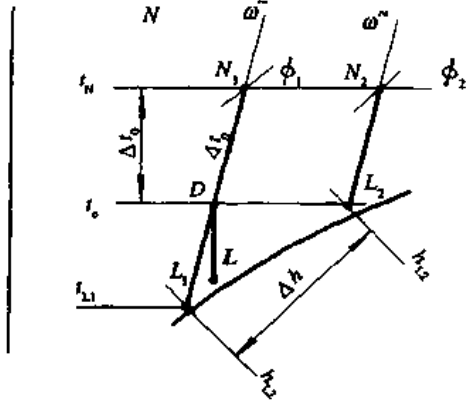


图 15-3 大幅度改变系统机器露点的调节方法

设空调房间要求温度为 t_N ,且相对湿度 ϕ_1 和 ϕ_2 均能满足室内要求,此时我们可以将空调系统的机器露点由 L_1 调到 L_2 ,且使 $t_{L2} = t_{L1}$ 。在室内热湿比保持不变,即 $\epsilon_2 = \epsilon_1$ 情况下,将 L_2 状态点空气送入室内,由于送风温差 Δt_0 不变,于是送入的空气将会沿着 ϵ_2 线变化至状态点 N_2 ,同样可以满足空调房间的要求,由此减少的冷量损耗为:

$$Q_L = G \cdot \Delta h = G(h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (15-2)$$

(4) 空调系统在运行中,由于室外空气条件的变化或由于室内工作设备和工作人员的减少,而使室内空调负荷小于设计值的调节。

设 N 为空调房间内的空气状态点, ϵ 和 Δt_0 为按照空调房间内最大热、湿负荷时采用的送风温差和热湿比。如图 15-4 所示。

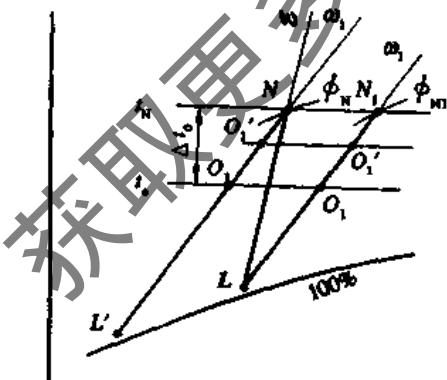


图 15-4 改变室内相对湿度的调节方法

当空调系统在运行中,由于某种原因(如工艺发热设

备使用中部分开启)室内热负荷减少,在室内湿负荷不变(即室内工作人员的数量保持不变),则室内的热湿比将减小,由 ϵ 变为 ϵ_1 ,如果空调房间内仍然维持原来的温度 t_N 和相对湿度 ϕ_N ,则必须降低空调系统的机器露点(由 L 点变为 L' 点),同时在空调房间送风量不变前提下,将送风温度由 t_0 提高到 t'_0 ,减小送风温差。如果采用二次回风来调节空调系统的送风状态点,则此时空调系统的机器露点将位于焓湿图上原系统机器露点 L 的左下方,且空调系统的送风状态点将位于原送风状态点的左上方。因此,此刻的空调运行将会要求更低的冷水温度,使制冷系统中的制冷剂的蒸发温度也随着降低,在此条件下将会增加制冷系统运行的耗电量,同时使制冷系统处于不利的运行状态,增加制冷系统运行调节的难度。

如果空调系统的运行保持原来的机器露点 L 不变,在空调房间内的热湿比减小的条件下,用调节二次回风的方法使空调系统的送风状态点 O_1' 位于 t'_0 温度线上。但此时尽管可以维持空调房间内温度保持不变,而室内的相对湿度 ϕ_{N1} 将会增加,只要工艺条件允许,此种调节方法无疑是可行的。

15.2.2 合理地降低空调房间内的温度、湿度标准

由空调系统中的空气热湿处理过程可以看出,在系统的运行中,夏季要求的室内温、湿度值越低,冬季要求的室内温、湿度越高,处理空气所耗费的能量越多。

对于工艺性空调,一般空调房间内的空气温、湿度要求值都允许有一个波动范围,因此夏季按要求温、湿度上限运行,冬季按要求温湿度下限运行,对节能是十分有利的。相反如果空调房间内的温、湿度值夏季按其下限运行,而冬季按其要求的上限运行,多耗费的能量也是可观的,同时由于空调房间室内外温差的过大,对于人的身体健康也是不利的。如一空调房间内的温、湿度设计指标为: $t_N = 22 \pm 2^\circ\text{C}$, $\phi_N = 47.5 \pm 12.5\%$, 即 $t_N = 20 \sim 24^\circ\text{C}$, $\phi_N = 35\% \sim 60\%$, 在夏季运行中则应采用 $t_N = 24^\circ\text{C}$, $\phi_N = 60\%$ 室内标准,在冬季运行中则应采用 $t_N = 20^\circ\text{C}$, $\phi_N = 35\%$ 的室内标准。反之,如果夏季按 $t_N = 20^\circ\text{C}$, $\phi_N = 35\% \sim 40\%$ 和冬季按 $t_N = 24^\circ\text{C}$, $\phi_N = 60\%$ 的标准运行,虽然对工艺条件可以满足,但多耗的能量却是相当惊人的。

对于民用建筑和舒适性空调房间,由于每个人对舒适感的要求标准不尽相同,因此民用空调的舒适性范围较宽。只要在此范围内,夏季运行时,室内可以采用较高的干球温度和相对湿度值,冬季可采用较低的干球温度和相对湿度值,可以获得一定的节能效果。例如,日本对办公大楼原定室内标准为:夏季 $t_N = 24^\circ\text{C}$, $\phi_N = 50\%$, 后改为 $t_N = 28^\circ\text{C}$, $\phi_N = 50\%$ 时可减少冷负荷 36%; 冬季室内标准原定为 $t_N = 22^\circ\text{C}$, $\phi_N = 40\%$, 后改为: $t_N = 18^\circ\text{C}$, $\phi_N = 40\%$, 可减少热负荷 55% 左右。

改变空调系统运行中的机器露点,即改变空调房间内的相对湿度,同样可以达到节能的目的。例如,夏季如果将空调系统的机器露点由 $t_{L1} = 10^\circ\text{C}$ 提高到 $t'_{L1} = 12^\circ\text{C}$ 时,可节省冷量 17%。

由此可知,在满足生产要求和人体健康的情况下,夏季尽可能提高室内的温、湿度基数,冬季尽可能降低温、湿度基数,即可使空调系统在运行中降低能量的消耗,达到节能的目的。

15.2.3 合理利用新风

合理地利用室外新风是空调系统在运行过程中最有效的节能措施之一。

(1) 冬、夏季节空调系统在运行中应采取最小新风的运行方式。空调系统在运行中,对空气的处理过程中新风的处理要消耗大量的能量。对于夏季需供冷,冬季需供热的空调房间,在空调系统的运行中所采用的室外新风量越大,系统的能耗也越大。

空调系统在运行中所采用的最小新风量是根据空调房间内的卫生条件来决定的。例如我国的《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ19-87)中规定,工业性空调系统中的新风量是由工业卫生标准和工艺条件所决定,生产厂房中按补偿排风、漏风、保证室内正压风量之和与保证室内每人不少于 $30\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$ 的新风量两项中的大值。对于民用建筑,在室内无吸烟的情况下,如影剧院、博物馆、体育馆、商店所采用的最小新风量为 $8\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$;办公室、图书馆、会议室、餐厅、舞厅、医院门诊和普通病房所采用的最小新风量为 $17\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$,旅店客房在有少量吸烟时,采用的最小新风量为 $30\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$ 。

但是,在空调房间内,由于工艺进行的情况不同,室内的排风量可能也是变化的,工作人员的减少,室内正压的最低维持都可以使系统在运行中降低新风量。

因此,在空调系统的运行中,冬、夏季节根据空调房间内的情况,在条件允许时,尽可能减少新风的使用量,即可达到节能降耗的目的。

(2) 冬季和过渡季,对于大面积空调且内区发热量较大的系统,可采用全部新风作为冷源投入运行,以缩短人工冷源的使用时间,达到节省能量的目的。

在空调运行时间内保证卫生条件的基础上,只有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,减小新风量的使用,对节能才有意义。如果在供冷期间出现室外空气焓值小于室内空气焓值时,可以将室外新风作为冷源,全部采用新风运行,这样可以缩短制冷机的运行时间,减小新风的耗能,同时又可改善室内空气的质量。

随着经济的发展,大型商厦、办公大楼等民用建筑日益增多。这些建筑的周边区(一般进深在 4m 左右),受到室外空气和太阳辐射的影响比较大,因而冬、夏季空调的冷、热负荷也比较大。而内部区域由于远离外围护结构,室内的空调负荷主要是工作人员、照明及设备发热,而基本不受外部空气和太阳辐射的影响,可能全年都需要供冷,因此在全年运行中,在室外空气焓值低于室内空气焓值时便可采用全部新风的运行方式。尤其在冬季采用全部新风运行方式更为有利,因而可以减少制冷系统的运行时间。

(3) 在集中空调系统的运行中,如果室外空气状态点等于或接近系统的送风状态点参数时,则可使用全新

风运行方式。

如果一个定风量空调系统,其房间要求的温度值为 t_N 、其室温允许波动值为 Δt_N 、相对湿度为 ϕ_N 、且其允许波动值为 $\Delta\phi_N$,那么空调房间内允许的温、湿度应该在由 $t_N + \Delta t_N$ 和 $t_N - \Delta t_N$ 等温线与 $\phi_N + \Delta\phi_N$ 和 $\phi_N - \Delta\phi_N$ 等相对湿度线所围成的四边形 $N_1N_2N_3N_4$ 内,如图 15-5 所示。

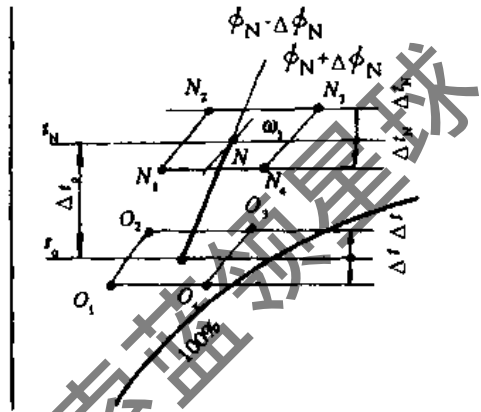


图 15-5 送风状态与房间状态点的关系

设空调房间内的热湿比为 ϵ , 空调系统的送风状态点为 O , 送风温度为 t_0 , 送风温差为 Δt_0 . 作 $t_0 + \Delta t$ 和 $t_0 - \Delta t$ 的等温线, 分别为 N_1, N_2, N_3, N_4 作热湿比线 ϵ , 交 $t_0 + \Delta t$ 与 $t_0 - \Delta t$ 的等温线为 O_1, O_2, O_3, O_4 , 连结 O_1O_2 和 O_3O_4 , 则 $O_1O_2O_3O_4$ 所组成的四边形即应为保持空调房间温湿度基数为 $t_N \pm \Delta t_N$ 和 $\phi_N \pm \Delta\phi_N$ 的送风状态区, 也就是说位于 $O_1O_2O_3O_4$ 四边形内的所有状态点的空气进入室内都能满足室内温湿度的要求。

因此,当室外空气状态点处于 $O_1O_2O_3O_4$ 所组成的四边形内时,即可采用全部新风的运行方式。但空调系统必须有足够的排风设施。

15.2.4 防止空调房间内夏季过冷和冬季过热

对于民用设施,夏季空调房间内温度过冷和冬季室内温度过热不仅过多的损耗能量,而且对人体的舒适和健康都是不利的。室内温度的过冷或过热一般是由于空调系统的自动控制系统不完备,或空气热、湿处理设备选用不当或空调系统内、外分区不合理引起。例如风机盘管加新风空调系统,如果机组的控制不使用恒温器,机组将会经常以设计负荷时所确定的水流量流入盘管,加之室内人员又不经常关闭风机或降低风机转速,将会使房间内经常处于夏天过冷和冬天过热状态。因此对于风机盘管加新风机组的空调安装室内恒温器是十分必要的。

对于单风道定风量的空调系统,如果各房间内设备、工作人员、照明等数量差别较大,且朝向各异时,系统风量平衡做得不合适或空调系统内、外区分不太合理,或风机盘管温控器安装位置不恰当,都会引起同一个空调系统,同一个区域内在同一时间内有的空调房间过冷,而有的空调房间过热。

如日本某办公大楼,建筑面积为 5600m^2 ,夏季室温

为 26℃,相对湿度 50%,冬季室温 22℃,相对湿度 40%,采用恒温器控制不仅保证了室内的舒适要求,而且还节省了 38% 的冷量和 26% 的热量。

15.2.5 加大空调系统的送风温差,减少空调系统的送风量

由风机的轴功率计算公式 $N = (LP)/\eta$ 可知,在风机运行中,降低风机的电能消耗的途径为:减少风机送风量,降低风路的系统阻力和提高风机的运行效率。

一个空调运行管理人员,对于空调系统中所配置的风机,除非特殊情况,一般不可能无故对其报废而更换,因此只有从风机运行的本身来解决节能问题。

在满足空调房间内卫生要求(新风量)和工艺条件要求(如工作区内气流速度、温度分布、洁净度等)前提下,加大送风温差,便可减少系统的送风量,从而达到节约运行电能的消耗。例如一个空调系统的送风量为 40000m³/h,所用电动机功率为 40kW,加大送风温差后,送风量降到 32000m³/h,送风量降低了 20%,那么在运行中,风机所消耗的功率也将降低 20% 为 32kW。

15.2.6 尽量避免使用电加热器

电加热器在空调的运行中耗电量是比较大的。如 2000m³/h 的空调系统,使用电加热器的空气温升为 3℃,则其耗电量为 1.67kW/h,如果按两班制运行,则日耗电量为 26.79kWh。目前我国电力供应比较紧张,尤其在有些地区更为突出,节电运行是一项十分重要的任务。同时我国正在和已经开始实施峰值电价(峰值电价是低谷电价的好几倍),因此电加热器的运行费用也是十分昂贵的。

空调系统中的三次(精)加热器,其任务是调节房间的温度,多用于调节精度为 $\leq \pm 1^\circ\text{C}$ 的空调房间的系统中,但 $\geq \pm 1^\circ\text{C}$ 的调节精度的房间也有使用精加热的。对于全年供热便利的地方,空调精度 $\geq \pm 0.5^\circ\text{C}$ 的空调房间的温控可以采用热水加热器来代替电加热器,以达到节电的目的。

在空调房间内热负荷干扰小且相对稳定的空调系统,采用热水加热器作为三次加热器调节室内温度是十分有利的,因为在控制系统比较完善时,热水的热量可以做到比较稳定,故调节性能好,对空气加热的波动比较小。一般可以满足空调精度 $\leq 0.5^\circ\text{C}$ 以上的空调房间的温度控制。

15.2.7 减少系统运行的漏风量

在空调系统的运行中,漏风所造成的能量损失是相当惊人的。如果按照《采暖通风与空调设计规范》(GBJ19-87)第 4.7.2 条规定,漏风率按 10% 计算,那么运行中将会多消耗 10% 的能量。如果空调系统漏风量超过 10%,则能量的多余消耗将会更多。同时,如果空调系统中的热、湿处理设备处于负压区,且在热、湿处理设备之后产生漏风时,还难以保证系统的送风设计参数。因此,对空调系统运行中的过大漏风量一定要及时处理,以减少空调系统的运行能耗,降低运行费用。

如某单位一空调系统处理空气量为 8190m³/h,但在长期运行和维护修理中造成空气处理室检查门密封条的老化、变形和脱落,供热、供冷管道在进、出空气处理室处的洞口未及时进行密封处理,致使系统的漏风量达 2843.5m³/h,占系统处理风量的 34.7%,因而使系统在运行中多耗费冷量 59.52kWh,全天 24 小时运行,全年按 120 天用冷计,共多耗冷量 171417.6kWh;冬季按 90 天计则加热空气多耗热量为 54172kWh,两项合计,全年多耗能量为 226125.6kWh。

某单位一空调系统由于维护管理方面存在一定问题,其漏风量达 25%,但为了满足房间温、湿度参数的要求,而增大系统的空气处理量,结果造成多消耗 25% 的能量,使运行费用居高不下。

15.2.8 做好设备及冷、热管道的保温,以减少能量的过多耗费

空调设备及送、回风管道及供冷、供热管道的保温,对于节省能量的消耗,降低运行费用也是相当重要的。同时对于供冷输送管道及设备如果不采取保温措施或保温效果不好,不但过多的耗费了冷量,也由于所供冷水温度的过大温升而使空调系统在对空气的处理过程中因无法保证其机器露点而使空调房间相对湿度超标。

有些地方对空调设备及送、回风管路及冷热输送设备及管道的维修中,对于保温层的恢复和修复往往不予重视,认为只要设备能运行即可,但不知由此而造成的能耗是相当惊人的。

如某单位集中空调,由大型制冷站集中供冷,供水量为 620×10³kg/h,但对于输送管道保温层的脱落、松散、浸泡未能及时处理,使原来制冷站到空调机房的供水温升由原来的 1.5℃ 提高到 3℃,由此而损失的冷量多达(供冷按 120 天计,每天 16 小时) $1 \times 620 \times 10^3 \div 860 \times 16 \times 120 = 4152558(\text{kW})$ 。

15.2.9 提高供冷水的初温

在制冷系统中,当冷凝温度不变,蒸发温度越低,制冷机的制冷量越小,所耗费的能量也就越多,效率也越低,制冷机的冷水出水(即供空调冷水)温度的高低取决于制冷系统内的蒸发温度,冷水的出水温度越低,也就是空调系统要求的供冷水温度越低,则制冷系统所耗费的能量也越多,因此在允许条件下,适当提高空调供冷水温度也是节能的一条不容忽视的途径。

15.2.10 改变空调设备启动、停止时间,在预冷和预热时停止使用新风

对于间歇运行的空调系统,应根据房屋的结构情况、气候变化、房间的使用功能及房间换气次数的多少等确定最合适的启动和停机时间,在保证工艺生产和民用生活舒适的条件下节约空调运行的能耗。如房屋墙壁、顶棚保温性能较差,密封性能不好,室内外温差较大,以及换气次数较小的空调系统,为了达到室内要求的温、湿度标准,则提前启动空调系统投入运行的时间需长一些,反之,则提前启动空调系统投入运行的时间可短一些。

在对空调房间进行预冷和预热时,如果房间无正静压要求,可停止使用室外新风,这样不仅可以减少处理设备的容量,而且也可以减少处理新风所消耗的能量。

15.2.11 实现空调运行管理的自动化

目前在空调系统的运行中,大多数已采用分区多工况调节方式来达到经济运行的目的。但在工况间的相互转换方面,基本上还是由运行操作人员根据运行的状况和工况转换条件进行手动转换。有些运行人员对工作认真负责,在运行中不断地注意和观察分析,具备工况转换条件时就及时进行转换,从而达到节能、经济运行。但也有一些运行人员责任心稍差一些,在具备工况转换条件时未能发现,从而不能及时地进行工况转换运行,以致造成能量的过多浪费。因此实现空调系统的运行管理自动化是很重要的。

空调系统运行调节和管理的自动化不仅可以保证房间内温、湿度精度要求,节省人力,而且也是防止空调系统中过多能量损失,节约能耗、降低运行费用的重要途径。

如采用 PLC 工业控制机和微型计算机控制空调系统的运行管理,便可以实现集中管理和最佳控制。包括分区多工况的调节和自动转换、冷、热源的能源控制、运行中的焓值控制、新风量控制、设备的启、停时间和运行方式控制、温、湿度设定值控制、送风温度控制、自动显示、记录等。可通过预测室内、外空气状态参数以维持室内环境为约束条件,把最小耗能量作为评价函数,来判断和确定所提供的冷、热量、冷、热源和空调器、风机、水泵的运行台数、工作顺序和运行时间及空调各环节的运行方式来达到最佳节能运行效果。

15.3 蓄 冷

在一些民用建筑的空调系统中,如办公楼、旅馆、百货楼等建筑物一天内的实际空调负荷变化是很大的,有的是连续空调,有的是间歇空调。与空调系统配套的冷热源设备是按设计负荷(即峰值负荷)配置的,但实际运行中,全年、全天处于设计负荷的时间是较短的,也就是说,给空调系统配置的冷、热源设备在全年运行中,处于满负荷状态的时间是有限的,而在大部分时间内,则是处在部分负荷条件下运行。因此,有些地方为了减少设备投资和降低运行费用,使制冷系统避开用电高峰(由于高峰和低谷电价之差距正在拉大),采用了蓄冷空调系统。

蓄冷有水蓄冷和冰蓄冷两种,目前采用水蓄冷的空调系统已不少,冰蓄冷在国内还处于探索阶段,尚未广泛使用。

15.3.1 水蓄冷空调系统

1. 水蓄冷的优点

(1) 可以减小制冷设备的装机容量(达 30%~70%),从而减少了工程的一次投资费用,降低了生产成本和运行费用。

(2) 在用冷峰值时间较短,而且峰值冷负荷与一般

时间的冷负荷相差明显较大时,如果使用较大的制冷设备运行,容易造成大马拉小车,过多的消耗电能,如果采用水蓄冷技术则可避免此种情况的出现

(3) 可以较好的均衡单位的用电负荷,达到削峰补谷,有利于电能的利用。同时由于用电峰值和低谷的电价之差正在拉大,可以有效地降低空调运行的耗电费用,降低了生产成本。

如科威特某办公大楼最大负荷时为 3833kW,设置蓄冷装置后制冷机容量减少 40%,电网高峰期的用电量可减少 80% 以上,一次投资减少 40%,单位冷却费用下降 25%。

(4) 制冷设备可以经常处于满负荷运行状态,有利于提高设备的效率。

(5) 由于在全天中夜间空气干球温度明显低于白天空气的干球温度,因此有利于循环冷却水的降温,即可以降低制冷系统的冷凝温度,从而提高制冷系统的制冷量

2. 水蓄冷的缺点

水蓄冷的不利之处在于:增加了蓄冷水池、水泵的输送能耗,占据较大的建筑面积和空间,增加了蓄冷水等设备的冷量损失,对于开式循环系统,容易造成水的污染,但总体讲,只要管理得当,还是得大于失

蓄冷是在制冷机和空气处理器之间设置蓄冷库,用来平衡用冷量与产冷量之间的差别。

3. 水蓄冷的方式

水蓄冷常见的有完全蓄冷型和提前蓄冷型两种。完全蓄冷型的运行方式为:制冷运行阶段和空调运行阶段在时间上完全错开,蓄冷时间内将空调运行全天所需的冷量 100% 蓄存,而空调运行阶段制冷系统不再运行。此种方式在供电十分紧张的地区尤其能显示其优越性,如民用建筑中的办公楼、会堂及部分空调需白天供冷,而白天供电又较紧张时则可利用夜间用电低谷时间进行制冷蓄备。提前蓄冷是制冷设备在空调用冷之前开始运行,将日空调总需冷量的一部分,约 50% 左右蓄存在蓄冷水池中,以补充空调用冷阶段中制冷设备供冷量的不足。它和完全蓄冷型的区别主要在于空调用冷阶段中其制冷设备仍处于运行状态中。

例如:某体育馆在不设蓄冷水池时,需 JZS-KF20-96 型螺杆冷水机组 5 台,每台机组的空调制冷量为 1116kW,为空调系统提供冷量。由于考虑到当地电力紧张,采用提前型蓄冷的办法,蓄冷量按日空调总耗冷量的 50% 而设置 856m³ 的蓄冷池,则需 1116kW 的冷水机组 2.3 台,按 3 台选用。由此减少制冷设备(包括冷却塔、水泵等)40%,尽管土建一次投资增加了 61.8 万元,但制冷设备和电气控制部分减少了一次投资费 60.1 万元,减少制冷机房面积 250m²,折合 26.8 万元,减少电源建设集资费和其他费用约 140 万元,净节省 171.1 万元。如果再加上节省电力峰值电能费,其经济效益显然是可观的。

15.3.2 冰蓄冷

常温下水的质量比热是 4.187kJ/kg·℃,冰的融解潜热是 335kJ/kg。因此利用水温差为 5℃(即水温在 7℃

和 12°C 之间变化)时, 1kg 水的蓄冷量为 21kJ/kg , 而 1kg 的冰融化并升温至 12°C 时, 其蓄冷量为 386kJ/kg , 两者相比, 后者约是前者的 18 倍。蓄存相同数量的冷量, 以冰水形式蓄存要比以冷水形式蓄存所需的水箱容积小得多。同时可使制冷系统装机容量减小, 且经常处于满负荷高效率下工作, 有利于均衡用电负荷, 利用夜间用电低谷的廉价电费运行, 以减少运行费用, 降低生产成本。

1. 冰蓄冷与水蓄冷相比具有以下优点

(1) 蓄冷池容积小, 可以减少一次投资费用, 降低生产成本。

(2) 蓄冷池热损失小, 采用水蓄冷时, 冷量损失一般为 $5\% \sim 10\%$, 而冰蓄冷的冷量损失一般仅为 $1\% \sim 2\%$ 。

(3) 可以采用闭式水系统以减少水泵输送能耗以及改善管道和设备的腐蚀。

(4) 冰蓄冷水温一般在 $0 \sim 4^{\circ}\text{C}$ 左右, 因此空调系统可以采用低温送风方式, 减少系统的送风量, 降低风机输送系统的动力消耗, 减少了设备的占用面积和空间。

2. 冰蓄冷空调系统的运行方式

冰蓄冷空调系统的运行方式可分为全负荷蓄冷方式和部分负荷蓄冷方式。

(1) 全负荷蓄冷方式。全负荷蓄冷方式是制冷机在夜间制冷蓄存, 提供白天全部空调负荷的需冷量, 而白天制冷机停止运行, 蓄冷率为 100% 。

此种蓄冷方式可避开白天用电高峰时间, 充分利用夜间电网低谷廉价电力, 且运行工况简单, 管理方便, 但蓄冷槽的初投资高, 制冷机的性能系数较低。

(2) 部分负荷蓄冷方式。部分负荷蓄冷方式分为三类:

1) 夜间制冷机运行, 蓄存冷量, 白天制冷机满负荷运行, 冷量不足时再利用蓄冷量。

2) 夜间制冷机运行, 蓄存冷量, 提供白天空调系统使用, 冷量不足时再开制冷机运行作为补充。

3) 按一定比例, 将空调运行的负荷分配给制冷机和蓄冷槽, 尽量使组合方案最经济, 同时充分发挥蓄冷作用, 且使其高效运行。

此种蓄冷方式的特点是: 由于制冷空调设备及蓄冷槽较小, 因此一次投资与运行费用的综合值较小, 有利于制冷机运行效率的提高, 但空调系统的部分用电负荷占用白天电网峰值负荷时间, 且管理较为复杂。

15.4 能量回收

在空调系统运行中, 一般新风负荷所占的比例是很大的。有些空调系统新风负荷占总负荷的 $20\% \sim 30\%$, 甚至更高。因此利用热交换器回收排风系统中的能量, 节约新风负荷是空调系统节能的一项有力措施。如果在排风中设置热交换器, 如转轮式全热交换器, 则最多可节约 $70\% \sim 80\%$ 的新风耗能量, 相当于节约 $10\% \sim 20\%$ 的空调负荷, 据日本空调协会所提供的资料表明, 以单风道定风量的空调系统为基础, 加装全热交换器后, 冬季(一月份)可节省加热量约 50% (约 $19300\text{kJ/m}^2 \cdot \text{月}$), 夏季八月份可节省冷量约 25% (约 $20000\text{kJ/m}^2 \cdot \text{月}$), 由此可见, 从

空调系统的排风中回收能量的经济价值还是相当可观的。

15.4.1 空气—空气全热(或显热)交换器

目前, 空气—空气全热(或显热)交换器在空调系统中排风的能量回收方面应用较为广泛。这种热交换器根据其构造不同可分为回转型和静止型两类。回转型全热交换器(又称转轮换热器)是一种蓄热蓄湿型热交换器, 其构造原理见图 15-6 所示。静止型全热交换器形式有多种, 图 15-7 为板翅式全热交换器构造原理图。

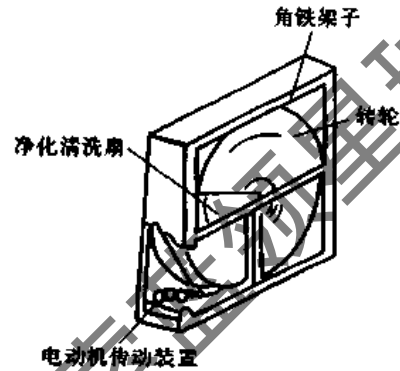


图 15-6 转轮式全热交换器

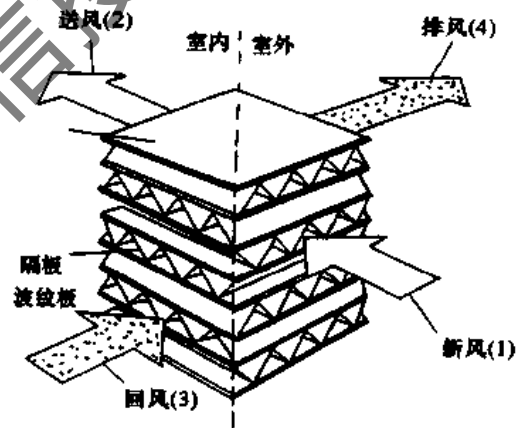


图 15-7 静止型板翅式全热交换器的构造原理图

1. 转轮式全热交换器

转轮式全热交换器主要有转轮、驱动电动机、机壳和控制部分组成。在转轮的中央有分隔板, 将转轮隔成排风侧和新风侧, 排风和新风气流逆向流动。转轮以 $8 \sim 10\text{r/min}$ 的速度缓慢旋转, 把排风中的冷热量蓄存起来, 然后再传给新风。如果转轮是吸湿材料组成, 则不仅可以回收显热, 也可以回收潜热, 因此称全热交换器。

空气以 $2.5 \sim 3.5\text{m/s}$ 的速度经过热交换器, 由于转轮材料和空气之间的温差和水蒸气分压力差而进行热湿交换。

为了防止排风中的臭味、烟味、汗或细菌向新风中转移, 大多数全热交换器设有使少量新风强迫排入排风中的装置, 称为净化扇形器。当转轮从排风侧移向新风侧时, 少量新风经净化扇形器对转轮起净化作用。

转轮式热交换器的特点为: 热回收率高, $\eta = 70\% \sim$

80%、节约空调负荷 10%~20%，可以用比例调节转轮的旋转速度来调节转轮效率以适应室外空气参数的变化，因转轮交替逆向进风，故有自净作用，不易被尘埃等阻塞。

影响转轮热交换器的效率因素：

(1) 空气流速。空气流过转轮时的迎风面流速越大，效率越低，反之则越高，见图 15-8。但转轮的断面积大，一般认为技术经济流速为 2~4m/s。

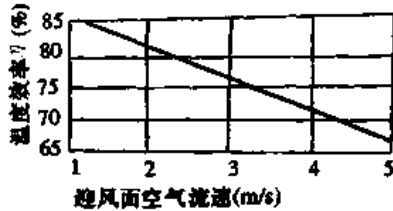


图 15-8 迎风面速度与效率的关系

(2) 转速。转轮的转速与效率的关系如图 15-9 所示。当转速低于 4r/min 时，效率明显下降，当转速增大至 10r/min 时，效率几乎不再变化。

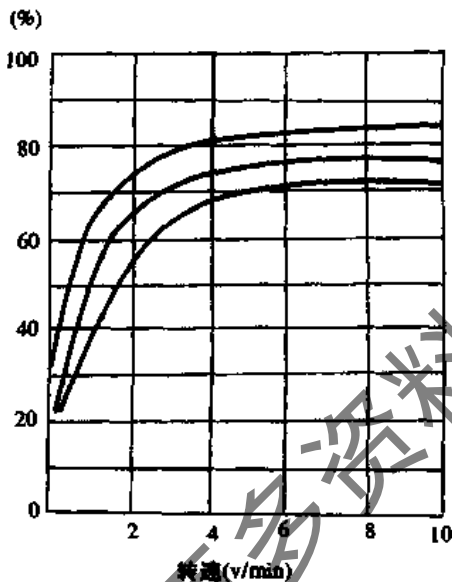


图 15-9 转速与效率的关系

(3) 比表面积。转轮单位体积的换热表面积，通常称为比表面积。比表面积愈大，回收效率愈高。随着比表面积的增加，空气流经转轮时的压力损失也将增大。一般认为经济的比表面为 2800~3000m²/m³。

转轮热交换器运行时注意事项为：

- 1) 转轮热交换器空气入口处的空气过滤器应及时清洗或更换。
- 2) 在冬季室外空气较低地区，新风进风管可配置空气预热器，以防转轮上出现结霜、结冰现象。
- 3) 在转轮热交换器的转轮上出现霜、冰时应关闭新风或启用新风预热器。
- 4) 转轮两侧连接管的静压差保持在 $p_1 > p_4, p_2 > p_3$ 的状态。
- 5) 当对送风参数或回风能量有调节要求时采用的

调节方法为：改变转轮的转速或调节旁通风道上的调节阀。

6) 转轮长期不工作时，但应定时短期运行，以防止由于局部吸湿过量而导致转轮的不平衡。

转轮热交换器的热回收效率 η (%)

$$\text{显热效率: 冬季: } \eta = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \times 100\% ; \quad (15-3)$$

$$\text{夏季: } \eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \times 100\% ; \quad (15-3)'$$

$$\text{潜热效率: 冬季: } \eta_d = \frac{d_2 - d_1}{d_3 - d_1} \times 100\% ; \quad (15-4)$$

$$\text{夏季: } \eta_d = \frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_3} \times 100\% ; \quad (15-4)'$$

$$\text{全热效率: 冬季: } \eta_h = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \times 100\% ; \quad (15-5)$$

$$\text{夏季: } \eta_h = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \times 100\% ; \quad (15-5)'$$

从上式中：

- t_1, d_1, h_1 ——室外新风的初温度、初含湿量和初焓值；
- t_2, d_2, h_2 ——新风经热交换器后空气的终温度、终含湿量和终焓值；
- t_3, d_3, h_3 ——排风在热交换器前空气的初温度、初含湿量和初焓值。

实验研究知，对于一定材质和结构型式的转轮，其热、湿交换效率是与通过转芯的空气流速和转轮的转速有关，而当风速一定时，转轮的转速存在着极限值，其时转轮的 $\eta = \eta_d = \eta_h$ 。当实际转速低于极限转速时， $\eta_d < \eta$ ，其相差的程度随转速的减小而增加。从图 15-9 所表示的某型号转轮的显热交换效率 η 与面风速、转速之间的关系中可发现，极限转速为 15r/min。从图中曲线变化趋势可见，当转轮的转速大致在 7~10r/min 时，效率已接近于定值，且效率随空气通过转轮面风速的减小而增大，一般取面风速为 2~4m/s。

空气通过转轮的压力降与转芯的结构，比表面积和面风速等因素有关。对于各种材质，当风速在 2.5m/s 时，其压力降大约在 100~175Pa，(10~18mmH₂O)。

通过转轮的进、排风量的比值对热、湿交换效率有一定的影响。从进风侧效率考虑，当排风量小于进风量时，热、湿交换效率降低，当排风量大于进风量时，热、湿交换效率提高。图 15-10 所示为不同风量比(指送风量与排风量之比)对效率影响程度的一个实例。对于大多数转轮装置，在进、排风量相等时，其全热交换效率大约在 70%~80% 左右。

已知新风和室内回风的状态参数和转轮热交换器的效率，可在焓湿图上表示出空气通过转轮的状态变化过程。由于转轮在极限转速时有 $\eta = \eta_d = \eta_h$ ，此时送风状态点 2(或 2') 必在 1-3 或 1'-3' 连线上，见图 15-11。其所在位置取决于热、湿交换效率的大小，且应满足

$$\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \eta$$

$$\text{或 } \frac{h'_1 - h'_2}{h'_1 - h'_3} = \eta \text{ 的关系式。当实际转速小于极限转速时，}$$

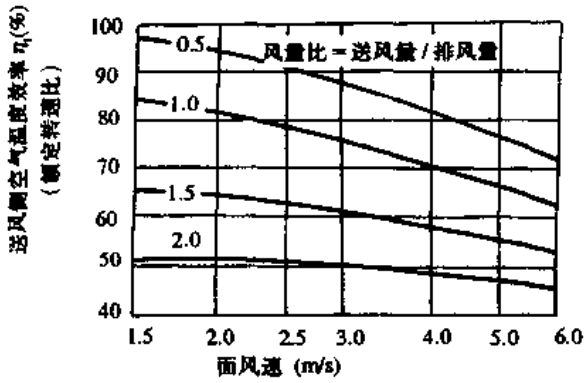


图 15-10 风量比与效率的关系

因 $\eta_t > \eta_r$, 故送风参数会出现如图 15-12 所示的偏离现象。在图上表示为状态从 2 → (2) 或 2' → (2')

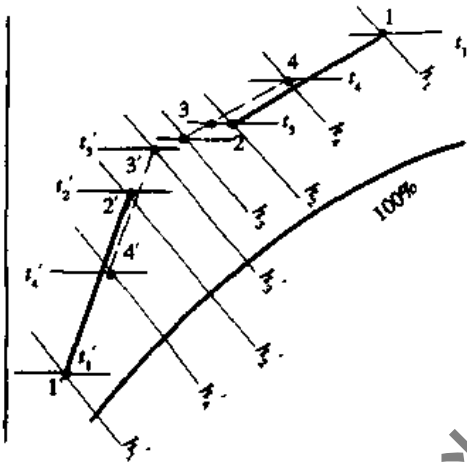


图 15-11 经转轮后的送风状态点在 $h-d$ 图上的表示

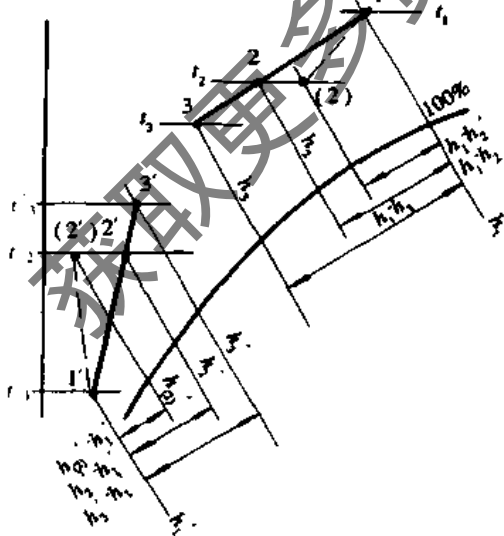


图 15-12 当转轮的转数小于极限转数时送风状态点在 $h-d$ 图上的表示

2. 板式全热交换器

静止型板式全热交换器由如图 15-7 所示的单体和外壳组成。外壳一般由薄钢板制成, 其上有四个风管接口, 可分别与新风管、送风管、回风管和排风管连接。同时为了便于单体的定位和安装取出及清洁和更换, 在壳体的内侧壁上设有定位导轨, 并衬有密封填料, 防止两股气流的短路混合而造成交叉污染。单体是用特殊加工的纸或经过处理的其他纤维性多孔质材料以及铝箔(一般用于显热交换器)制作。新风和室内回风以交叉流的形式流经单体, 同时当两者之间存在温差和水蒸气分压力差时, 经过隔板即可进行热、湿交换。

新风经全热交换器后的送风参数可根据室内外空气状态参数和所用热交换器的显热交换效率 η_r 、全热交换效率 η_t 、潜热(湿度)交换效率 η_d 作图求出或用它们之间的关系求出。

静止型板式全热交换效率为:

$$\text{显热效率: } \eta_r = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \times 100\%; \quad (15-6)$$

$$\text{潜热效率: } \eta_d = \frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_3} \times 100\%; \quad (15-7)$$

$$\text{全热效率: } \eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \times 100\%. \quad (15-8)$$

式中 t_1, d_1, h_1 ——新风的初温度、含湿量及焓;

t_2, d_2, h_2 ——新风的终温度、含湿量及焓;

t_3, d_3, h_3 ——排风的初温度、含湿量及焓。

如图 15-13 所示, 线段 1—2 和 1'—2' 分别为夏冬时新风经静止型板式全热交换器的状态变化过程线, 夏季工况时新风经全热交换器后的参数可由下列关系确定:

$$t_2 = t_1 - \eta_r(t_1 - t_3);$$

$$h_2 = h_1 - \eta_t(h_1 - h_3).$$

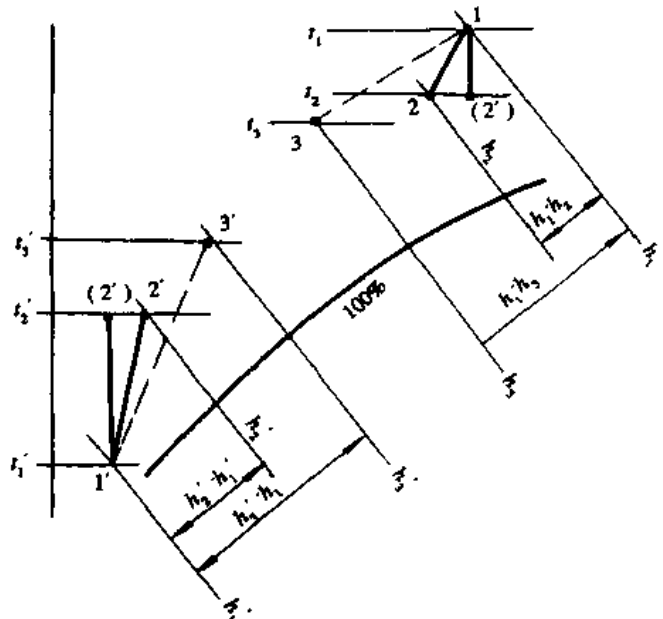


图 15-13 经静止型板式全热交换器后的送风状态点在 $h-d$ 图上的表示

同样,在冬季工况时,如果全热交换器的显热交换效率和全热交换效率分别用 η'_s 和 η'_h 表示,那末冬季工况时新风经全热交换器后的参数可由下列关系确定:

$$t'_2 = t'_1 - \eta'_s(t'_1 - t'_3);$$

$$h'_2 = h'_1 - \eta'_h(h'_1 - h'_3).$$

此外,静止型板翅式全热交换器的热、湿交换效率随通过的风量增大而减小,随风量比的增大而增大。

在冬季使用静止型板翅式热交换器时,应避免在热交换器内出现结露或结霜现象的发生。在冬季使用中,出现其内部结露或结霜的原因主要是由于新风温度过低,从而使新风初状态点和排风初状态点的连线有一部分处于 $h-d$ 图的饱和线下方,如图 15-14 所示。因此,有这种现象出现的可能时,应在新风入口处增设或开启新风预热器。

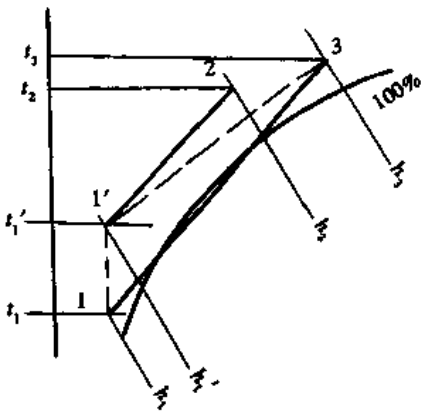


图 15-14 新风经预热后进入板翅式热交换器的状态变化

全热交换器在实际使用中,与空调系统的新风管道和排风管道组成能量回收系统,从排风中回收(冷、热)能

量,对新风进行预冷或预热,然后将经过预冷或预热的热风送入集中空调系统中的空气处理室,或与风机盘管机组配合使用,如图 15-15 所示。

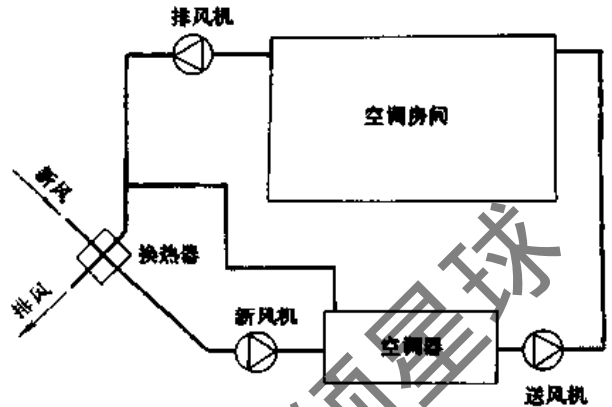


图 15-15 全热交换器在空调系统中应用原理图

全热交换器在运行中应注意的问题:

(1) 由于单体中空气通路的当量直径比较小,一般在 1.5~2.5mm,因此为了防止通路的堵塞,对于静止型全热交换器一般都在进风侧安装空气过滤器,对于排风中 含有油雾的还安装有高效空气过滤器。所以在换热器的运行中,应经常检查空气过滤器前后的压差,当空气过滤器的容尘量达到额定值,即其空气阻力为初阻力之两倍时,应对其进行更换。

(2) 为了使空调系统在过渡季节运行时能够采用全新风方式,达到节能降耗,降低运行费用的目的,一般在换热器处均设有旁通通路,以便让新风绕过换热器。因此,空调系统在过渡季节采用全新风运行方式时,应切断换热器通路,使用换热器的旁通通路。

QHW 型换热器的有关技术数据见表 15-1。

表 15-1 QHW 型换热器有关技术数据

系列	规格型号		显热效率 (%)	潜热效率 (%)	全热效率 (%)		压力损失 (Pa)		
	型号	额定风量 (m ³ /h)			冬季平均	夏季平均			
40	4041	1280	80	56	72	65	180		
	4042	2560							
	4043	3800							
	4044	5120							
	4045	6400							
	4041	1440	78	48	68	58			
	4042	2880							
	4043	4320							
	4044	5760							
	4045	7200							
	100	4041	1600	77	42	66		54	230
		4042	3200						
		4043	4800						
		4044	6400						
		4045	8000						
100	10041	4000	77	40	64	52	320		
	10042	8000							
	10043	12000							
	10044	16000							
	10045	20000							

表中的效率值以排风量 L_p 与新风量 L_w 之比 $R = \frac{L_p}{L_w} = 1.0$ 为条件,当 $R \neq 1.0$ 时,表中的效率应减去 $\Delta\eta$ (见表 15-2)。另外,表中的额定风量和压力损失均指新风侧,同时压力损失仅指换热器本身,不包括空气过滤器的阻力所形成的压力损失。

表 15-2 $\Delta\eta$ 值

$R = L_p/L_w$	$\Delta\eta$
0.9	4.0
0.8	8.5
0.7	13.5
0.6	20.0

15.4.2 热管式换热器

热管式换热器也是一种显热回收的空气—空气能量回收装置。其外形如图 15-16 所示。与普通的空气换热器很相似,其区别在于热管式换热器的每一根管子是一个独立的传热元件,且热管式换热器的分隔板又使每一根管子同时处于两个空气通路中,流经热管换热器一侧的空气被加热,而另一侧空气被冷却。

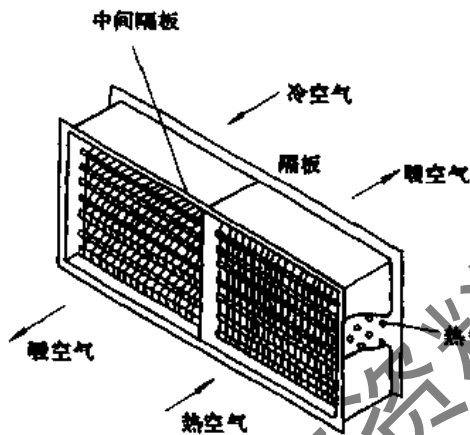


图 15-16 热管换热器

热管是一封闭的管子,管子内部排除了所有不凝性气体,同时内部有多孔结构的吸液芯和少量可汽化的液

体。热管内工作液体的选择取决热管所处的冷源和热源的情况及工作温度,同时考虑其与管材的相容性。热管在轴向方向上由三部分组成,见图 15-17。工作液体在热管的热端蒸发而在冷端冷凝,因此在热管的长度方向形成工作段,即蒸发段和冷凝段,位于蒸发段和冷凝段之间的称为传输段或绝热段。在热管的径向方向上也有三个部分组成,最外是外壳作容器用,第二层是紧贴在管子内壁上的吸液芯。吸液芯内充满着许多细小毛细孔或沟槽,在毛细孔和沟槽中充满工作液,利用液体的表面张力从冷凝段将液体传回蒸发段。第三部分为热管的内空间,是蒸汽从蒸发段流向冷凝段的流动通路。

热管内的工作液体在蒸发段通过管壁从热气流(热源)中吸热而成为蒸汽,蒸汽在管中央迅速流向冷凝段,在冷凝段通过管壁把热量传递给外侧的冷气流(冷源),于是工作液体被冷凝,变成液态的工作液体借助于吸液芯的毛细压作用流回蒸发段,再从热气流吸热蒸发,如此反复循环,就可以把热气流中的热能传递给冷气流,或者把冷气流中的冷能传递给热气流,起到能量的回收作用。

热管的倾斜度对传热特性有很大影响。当热管的冷凝段高于蒸发段时,对液态工作液体的回流产生有利的作用,因此热管的吸放热效应正常,但如果热管的冷凝段低于蒸发段,低到某种程度即使吸液芯的毛细压作用也难以使工作液体返回蒸发段时,热管的吸放热效应也就停止了。

热管换热器的特性:

热管换热器的热交换效率与其面风速、换热面积和两侧气流的流量比等因素有关。图 15-18 是有代表性的热管换热器的热交换效率与其面风速、排深的关系曲线。此图的试验条件是两侧的气流为逆流且流量相等,肋片管的片距为 1.8mm,由图可见,当排深增加时,效率也增长,但增长率趋于缓慢。如在面风速为 3m/s 时,如果排深为 6 排,换热效率为 69%,而当排深增加到 12 排时,换热效率提高到 75%。此外在其他条件相同时,面风速增加将会使效率降低。使用时一般面风速取 2~4m/s。

目前在工程上使用的热管换热器,当换热效率为 69% 时,在面风速为 2.0m/s 时,其空气阻力约为 100~175Pa,而面风速增大到 4.1m/s 时,空气阻力将增加到

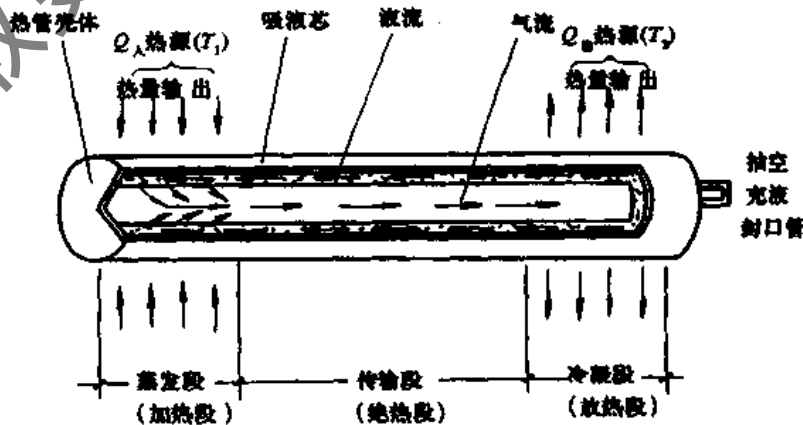


图 15-17 热管组成部分和工作原理

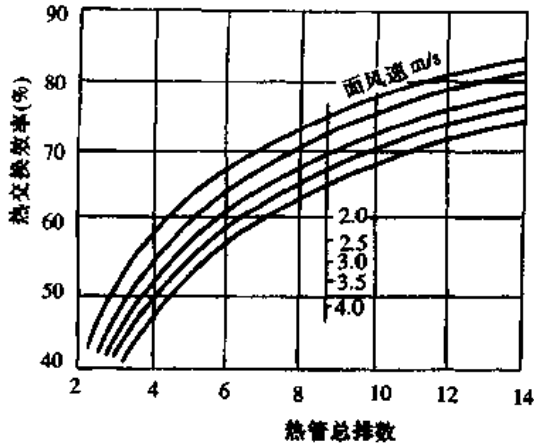


图 15-18 热管换热器的热交换效率与面风速、排深的关系

线向下平行移动,但仍使在最高效率点运行,以达到节能的目的。如图 15-19 所示,风机在 n_1 转速运行时,处于 A 状态点时效率最高,如果调整风机转速为 n_2 ,使风机运行状态点 B 位于 A 点正下方时,同样具有最高效率。

表 15-3 4—72 型风机 $D = 500\text{mm}$ 的无因次参数

全压系数 \bar{P}	流量系数 L	功率系数 N	全压效率 $\eta(\%)$
0.460	0.148	0.083	82.4
0.452	0.166	0.088	85
0.444	0.184	0.091	89.5
0.432	0.202	0.096	91
0.411	0.220	0.099	91
0.380	0.238	0.102	88.5
0.348	0.256	0.104	85.5
0.318	0.274	0.106	82.4

375~500Pa。

热管换热器的应用:

- (1) 在空调的风管系统中连接热管换热器时,热管换热器必须水平安装或按设计要求保持一定的倾斜度。
- (2) 热管换热器的两侧分别连接新风管/送风管和回风管/排风管,为了使其在高效率下工作,两侧气流呈逆向流动状态。
- (3) 当流经热管换热器的两股气流温差较大且其中有一股气流的含湿量较大时,在热管换热器表面上可能产生结露现象(主要出现在冬季热风回收的排风侧)。如果凝结水量适中时可以提高换热效果,但在更多的情况下会有凝结水的析出,因此应注意收集和排放。
- (4) 热管换热器的换热效果是由控制热管换热器的倾斜度和旁通的方法来进行调节的。
- (5) 热管换热器对冬季热回收比较有利,夏季的冷回收效率较差。

15.5 加强设备的运行管理

15.5.1 充分发挥设备的效能,使其在最高效率点运行

空调系统中的运转设备,如离心风机、离心水泵以及制冷压缩机(包括活塞式制冷压缩机、离心式制冷压缩机、螺杆式制冷压缩机)等,在运行中都有一个最佳运行状态点。位于此运行状态点运行时,其设备的效率最高,即设备的出力与所消耗的功之比为最大,也就是说此时输送给运转设备的能量利用率最高。

由 4—72 型离心风机无因次性能曲线可看出,其流量系数 $\bar{L} = 0.202$,全压系数 $\bar{P} = 0.432$ 和 $\bar{L} = 0.220$, $\bar{P} = 0.411$ 时,风机的全压效率 $\eta = 91\%$,为最高(一般风机的高效率区是指离最高效率点的 $\pm 10\%$ 的区间,同时其运行稳定性位于 $L-P$ 曲线的最高点的右侧下降段)。4—72 型风机 $D = 500\text{mm}$ 的无因次参数如表 15-3。如果风机在运行中由于某种原因需减少输送风量,降低风机的全压时,则可采用改变风机的转速,使风机的性能曲

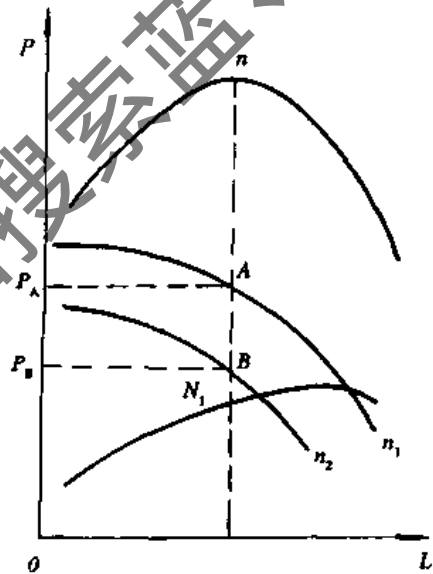


图 15-19 风机运行状态点的改变

对于离心水泵的运行,同样存在一个最佳运行工况点,处于最佳运行工况点处,其运转效率最高。

因此,对于空调系统中的运转设备的运行调节,应使其在最高效率工况点运行,达到所消耗的能量最大限度地转化为有用功,做到节能降耗,降低运行费用。

15.5.2 做好电动机的运行节能

1. 合理地配置电动机

在空调系统中所使用的电动机主要是用来驱动风机、水泵以及制冷机的,它们在不同的运行工况下所需的轴功率是不同的。如 4—72 No5A 离心风机,在转速为 $n = 2900\text{r/min}$,风量 $L = 7950 \sim 14720\text{m}^3/\text{h}$,全压 $P = 3177.35 \sim 2196.69\text{Pa}$, $(324 \sim 224\text{mmH}_2\text{O})$,其电动机轴功率为 13kW ,而在转速为 $n = 1450\text{r/min}$,风量 $L = 3977 \sim 7358\text{m}^3/\text{h}$,全压 $P = 794.33 \sim 549.17\text{Pa}$ $(81 \sim 56\text{mmH}_2\text{O})$,其电动机轴功率为 2.2kW 。

用来拖动力机械的电动机,在配置中其额定功率

不宜过小,也不宜过大。如果配置功率过小则可能使设备无法启动或由于电动机的长期过载运行而缩短使用寿命,甚至会烧毁;如果配置功率过大,不仅使设备费增加,而且由于电动机轻载工作时其效率与功率因数均较低而不利于节能。电动机的负荷在 70%~100% 时效率最好,为保证电动机有较高的负荷率,应选择合适的电动机容量,对于长期低负荷运行的电机可更换适当容量的电动机或采用 Δ -Y 改接,降低电动机的运行电压,因为大马拉小车的现象也是不利的。

一般长期工作的风机、水泵、制冷压缩机所需配置的

电动机功率 N_D 按下式计算:

$$N_D = \frac{k N_1}{\eta_r} \quad (15-9)$$

式中 N_D ——风机、水泵及制冷压缩机在运行工况范围内所需的最大轴功率(kW);

η_r ——传动效率,当设备与电动机直接传动时,

$\eta_r = 1.0$,皮带传动时, $\eta_r = 0.95$;

k ——安全系数,见表 15-4。

2. 使电动机在额定负荷条件下运行

电动机的效率和功率因数与负荷的关系见表 15-5。

表 15-4 确定电动机轴功率的安全系数

N_1 (kW)	<0.5	0.5~1	1~2	2~5	5~50	50~100	>100
k	1.50	1.3~1.4	1.2~1.3	1.15~1.20	1.10~1.15	1.08~1.05	1.05

表 15-5 电动机的效率和功率因数与负载的关系

负载情况	空载	$\frac{1}{4}$ 负载	$\frac{1}{2}$ 负载	$\frac{3}{4}$ 负载	额定负载
$\cos\phi$	0.2	0.2	0.77	0.85	0.89
η	0	0.78	0.85	0.88	0.875

3. 使用高效节能电动机

随着科学技术的发展将会有更多更好的高效节能电动机问世。因此,空调运行管理人员应及时淘汰那些耗能高的旧电动机而采用高效节能电动机,以便更有效的做到节能降耗,降低运行费用。

4. 提高电动机的功率因数

电动机的功率因数用 $\cos\phi$ 表示。功率因数表示电路中有功功率(即在电阻上消耗的功率与视在功率(电动机运行时的总电压与总电流的乘积称为视在功率)之比值,即 $\cos\phi = P/S$ 。由此可知,对于感性负载电路和容性负载电路,功率因数永小于 1.0,只有纯电阻负载电路,功率因数为 1。

功率因数表示电源供给负载的功率被利用的程度。功率因数越大,表示电源供给的电能转换成热能或机械能就越多,电源的电能利用率也越高。在一定的电压下,要输出相同的功率,功率因数越高,输出的电流可以越小,这样便可以减少电路的损耗,提高其经济性。

工业生产中的负载大多数为感性负载,因而功率因数不高。如三相异步电动机的额定功率因数在 0.7~0.9(滞后)之间,电动机在轻载或空载时,功率因数更低,这对电网极为不利。因而提高电动机的功率因数具有重要意义。

一般用于提高功率因数的方法有:

(1) 尽量使电动机在满负载下运行。在空调系统中,如果风机、水泵以及制冷压缩机等所配电动机容量偏大时,此时由于大马拉小车而使电动机在运行中功率因数很低,造成电能的浪费,因而应更换与之相匹配的电动机以提高其功率因数。

(2) 采用移相电容器。在电路中并接适当的电容器,功率因数可提高到 0.95 左右。由于电容器在电源切断后仍贮有电荷,稍不慎偶有触及就有触电危险,因此在采用移相电容器时其接线应保证在电源切断后立即接入放电电阻,以保证安全。

(3) 异步电动机的同步运行。维持三相异步电动机定子三相绕组供电,转子绕组通以直流电流励磁,异步电动机以这种方式运行时称为同步运行。此时电动机为恒定的同步转速。适当调整转子的励磁电流时,则可以将电动机由感性负载调为容性负载,相当于在电网中接入电容器,以达到提高三相异步电动机功率因数的目的。不过此种方式只适用于绕线式电动机。

5. 应尽量采用电动机的调速运行

前面已介绍过,对于离心风机和离心水泵如果在其满负荷运行时,具有最高效率。在其流量、全压发生变化时,采用调速运行方式,且使设备的运行工况点位于最高效率时,则可以达到较好的节能目的。

由风机的特性: $n_1/n_2 = L_1/L_2$, $(n_1/n_2)^2 = p_1/p_2$, $(n_1/n_2)^3 = N_1/N_2$, 我们设风机的风量、转速、功率为 L_1, n_1, N_1 , 如果对风机实行调速运行,使 $n_2 = 0.98n_1$, $n_3 = 0.96n_1$, $n_4 = 0.94n_1$ ……则风机在运行时所需轴功率 N_2, N_3 ……见表 15-6。如果以风量的百分数为横坐标,所耗轴功率为纵坐标,将 N_1, N_2, N_3 …… N_{26} 标在坐标图上,并将它们连接起来,则成为进行风机调速运行时,风机的风量与轴功率的关系,见图 15-20。

表 15-6 风机的转速、风量、轴功率关系

n_i	n_i/n_1	L_i/L_1	N_i/N_1
n_1	1	1	1
n_2	0.98	0.98	0.94
n_3	0.96	0.96	0.88
n_4	0.94	0.94	0.83
n_5	0.92	0.92	0.78
n_6	0.90	0.90	0.73
n_7	0.88	0.88	0.68
n_8	0.86	0.86	0.64
n_9	0.84	0.84	0.59
n_{10}	0.82	0.82	0.55

(续表)

n_i	n_i/n_1	L_i/L_1	N_i/N_1
n_{11}	0.80	0.80	0.51
n_{12}	0.75	0.75	0.42
n_{13}	0.70	0.70	0.34
n_{14}	0.65	0.65	0.27
n_{15}	0.60	0.60	0.22
n_{16}	0.55	0.55	0.17
n_{17}	0.50	0.50	0.125
n_{18}	0.45	0.45	0.090
n_{19}	0.40	0.40	0.064
n_{20}	0.35	0.35	0.043
n_{21}	0.30	0.30	0.027
n_{22}	0.25	0.25	0.016
n_{23}	0.20	0.20	0.008
n_{24}			
n_{25}			
n_{26}			

一般在空调系统中,风机的风量基本上在 50% ~ 100% 之间变化,由图 15-20 可看出,风机风量在 50% ~

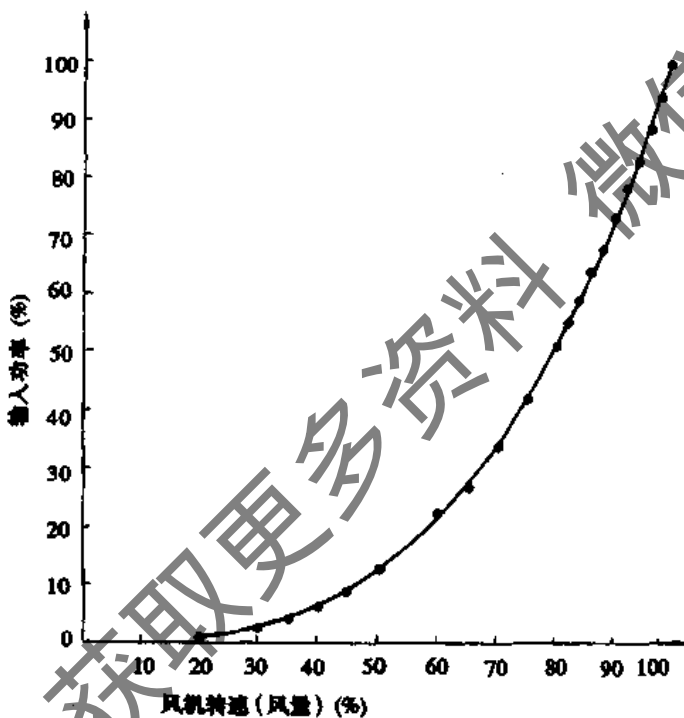


图 15-20 风机调速运行时风量、轴功率关系

100% 范围内变化时,其所需轴功率的变化是相当大的。如风机在满负荷运行时其轴功率为 100%,在风机实行调速运行时,风机风量降为原风量的 90% 时,其运行轴功率为原来的 73%,可节约能耗 27%。如果风机转速降为原转速的 50%,风量降为原风量的 50% 时,则风机的轴功率降为原轴功率的 12.5%,其降低的幅度为 87.5%。这是采用风机运行其他调节方法所无法比拟的。对于驱动风机或离心水泵的电动机采用调速控制也可达到节能的目的。

6. 加强电压管理

电源电压的稳定是保证电动机正常运行的重要条件。电机如果在电压波动状况下长期运行,不仅效率下降 2%,而且影响电动机的使用寿命。同时如果配线不合理或在三相电路上接有单相负荷,就可能造成三相电压的不平衡,如果输入电压相位间偏差为 2.5%,就会使电动机效率下降 10%。由此可知保持三相异步电动机输入电压的平衡,也是节约电能的一项措施。

7. 防止和减少电动机的空转运行时间

对于一台 15kW 的电动机,其铁损为 0.85kW,如每天空载运行一小时,全年运行按 300 天计,则电动机空载损耗的电能为 255kWh,加上电机所驱动的机械设备,此时空载运行所消耗的电能为电机空载运行时的 2~3 倍。在空调系统中所使用的风机、水泵等,运行中必须加强巡视检查,尤其是风机切忌在送风阀或进风阀关闭状态下运行,发现此情况应及时处理,以减少风机空载时的电能消耗。

8. 加强电动机的定期维护保养

对电动机适当的润滑,以及清除电动机机壳上的灰尘和油污,保证通风的流畅可降低电动机的机械损耗及温升,延长其使用寿命,提高设备效率。

9. 其他节能方法

(1) 有条件时可采用 F 级绝缘等级的电动机、永磁同步电动机或在异步电动机上并联移相电容器等来达到节能的目的。F 级绝缘电动机的绝缘寿命为一般 B 级电动机的四倍,同时温升也多留 20℃ 的余量,电压波动量在 10% 的情况下运行影响也不大。

(2) 有条件时可提高电动机的额定电压,这样可以减少负载的电流,降低线路损耗,提高电动机的工作效率。

(3) 最好使用 4 极或 6 极电动机,由于 2 极电动机转速高,维护较困难。

16 空调系统的运行管理规程

空调系统的运行管理必须有一套相应的规程作为管理的保证。否则要想做到安全(人身、设备、使用的安全)、正常(无运行事故发生的正常)、保证(系统中所要求运行参数的保证)的目的是不可能的。要经常、适时地对参与空调系统运行管理人员进行爱职业、爱岗位的教育,养成良好的执行有关规章制度的习惯。做到认真操作,正确运行,遇事不慌,沉着冷静,有条不紊,恰当处理。

空调运行管理规程一般应包括:运行操作规程,岗位责任制,设备的维护、修理规程,系统调试规程,有关仪器仪表、备品备件及专用工具保管、使用制度等。

16.1 空调系统运行操作规程的制定方法与内容

16.1.1 空调系统运行操作规程制定的目的

(1) 空调系统运行操作规程是用来正确指导运行操作人员,按照正确的运行操作方式进行工作,是运行操作人员必须遵循的法规。正确、认真地执行运行操作规程就可以使空调系统在运行中保证各部分要求参数,保证人员、设备的运行安全、可靠,避免各类事故的发生,延长设备的使用寿命,减少能量消耗,降低运行费用。否则将会加速设备老化、增加能量消耗,同时还可能发生人员、设备事故,增加设备维护、修理费用,提高运行成本。

(2) 制定详细的运行操作规程,为运行操作人员在工作中提供了在运行中避免出现各种事故的可能及出现各种问题的处理方法。是一种指导性、可行性、全面的法规性文件。

16.1.2 制定运行操作规程的原则

(1) 空调系统的运行操作规程必须根据一个空调站内容调系统的多少、分布、特点、设备配置的型号、规格及其在空调系统中的作用综合考虑、分类、排列,既要考虑其通用性,又要兼顾各自的特殊性。

(2) 根据空调房间内的工艺生产和使用条件,要求参数(如温、湿度、空气洁净度等)划分不同区域,制定不同的保证措施。

(3) 按照空调系统中各设备间的相互关系,依据空调系统的电气控制原理图来制定相应的程序和规程。

16.1.3 运行操作规程包括的内容

(1) 空调系统在正常情况下(包括启动准备在内的)启动程序,运行中的巡检内容,运行中各有关参数的记录,停车程序以及运行调节方式的选择、运行设备的切换,启动、运行、停车中应注意的事项等。

(2) 空调系统在启动、运行、停车中的安全保障措施。

(3) 空调系统在运行中紧急情况的处理。如正常运行中突然停电、停水(包括冷冻水和加热用热水)、停汽(包括加热和加湿供汽)的紧急处理;设备突发故障(包括系统中蒸汽加热器或管路漏汽、表面冷却器的漏水、风机电机的突然停车、调节机构的失灵等)的处理方法。

(4) 意外事故的处理。如由于蒸汽加湿系统中调节执行机构故障或管路破裂、穿孔等而造成空调房间内过湿的处理,蒸汽减压系统的故障等处理方法。

(5) 遇到火灾事故的特殊处理。

16.1.4 运行操作中主要问题的规定(对于集中式空调系统和单体式空调系统)

1. 启动前的准备

启动前的准备应包括对空调系统中所有设备的检查,如送、回、排风机,空气加热器(包括汽、水加热器和电加热器)、表面式冷却器(包括水冷式和直接蒸发式)、喷水泵、循环水泵、冷却塔风机、循环冷却泵、柜式空调器中制冷机组等,使其处于待运状态,控制系统中的传感器、变送器、调节器、调节执行机构、报警系统应灵敏可靠;系统中所有水路、汽路、风路中的各种调节阀、启闭阀均应处于正确位置;集中供热、供冷的系统供热、供冷参数符合要求;供电电压正常,电气控制系统应通过模拟试验证明灵敏、可靠。

2. 系统的启动

对于较大的空调站,可能空调系统较多,在启动时应采用就地、空负荷顺序启动方式,尽量避免遥控启动和带负荷启动及多台同时启动方式,防止由于启动瞬间启动电流过大,使电网电压降过大以及使控制回路或主回路中熔断器烧断。对于采用遥控和就地启动两种调节方式的系统,强调就地启动主要是为了防止在启动过程中可能造成的设备事故(如传动皮带的脱落或断开,风机振动过大、制冷机组的排气压力过高或吸气压力的过低或过高,油压过低所造成的其他问题)而不能被及时发现。对于空调机房,设备十分分散,如果在真正确认不会出现其他问题时,也可考虑采用遥控启动方式。

例如某单位一空调站空调设备分布在一、二、三层楼面上,集中控制室设在一楼,可以采用就地和遥控两种控制方式。在某次启动中,按正常操作规程进行操作,在集中控制室内的控制柜上,显示系统运行,风机运行指示灯亮。半小时后用户反映空调房间内无风。值班运行人员在检查时发现风机传动皮带两断一脱,电机处于空转状态,既消耗了电能又没起到应有作用。

3. 系统的运行

空调系统在完成启动后即投入运行。运行中的首要问题则是对运行参数的调节。一般在具有自动调节的空调系统运行调节中,首先应采用手动调节方式,待运行参数接近要求值时,方可转为自动调节方式。

系统在正常运行状态中,应注意及时进行巡视检查,巡视检查的内容应包括以下几项:

- (1) 动力设备的运行情况,包括风机、水泵、电动机的振动、润滑、传动、负荷电流、转速、声音等项。
- (2) 喷水室、加热器、表面冷却器、蒸汽加湿器等运行情况。
- (3) 空气过滤装置(初、中、高级过滤器)的使用情况。
- (4) 外部冷、热源的供应情况。
- (5) 制冷系统运行情况,应包括制冷机、冷水泵、循环冷却泵、冷却塔、油泵等运行情况。如制冷系统中各部压力(压缩式制冷中的蒸发压力、冷凝压力、油泵压力、冷却水压力、冷水输送泵压力)、冷却水温度、冷水温度等。
- (6) 空调运行中采用的运行调节方案(工况)是否合理,系统中各部调节执行机构是否正常。
- (7) 控制系统中各有关调节器、执行调节机构是否有异常现象。
- (8) 在使用电加热的空调系统,运行中尤其应注意电气保护装置是否安全可靠,动作是否灵活。
- (9) 空调器及全部风路系统是否有泄漏现象,对于单风机吸入空调系统尤其应注意处于负压区空气处理部分的漏风现象。
- (10) 空调器内部积水(凝结水)、排水情况,喷水室系统中水系统是否有泄漏、不畅等现象。

对于上述情况,如发现异常应及时采取必要措施进行处理,以保证空调房间内工艺及使用条件。

4. 运行中的调节

在空调系统的运行中,应进行调节的主要内容包括以下各项:

- (1) 采用手动控制的加热器,应根据被加热后空气温度与要求的偏差进行调节,以保证要求值。
- (2) 对于变风量空调系统,在冬夏季运行方式变换时,应及时对末端装置和控制系统中的夏-冬季转换开关进行运行方式转换。
- (3) 采用露点控制的空调系统,应根据室内外空气条件,对所供水温、水压、水量、喷淋排数等进行调节。
- (4) 根据运行工况,结合空调房间室内、外空气参数情况应适当地进行运行工况的转换,同时决定运行中供热、供冷的时间。
- (5) 对于采用电加热器的空调系统,应尽量减少电加热器的使用时间和多使用汽、水加热器进行调节,做到既降低运行费用,又减少由于电加热器运行所引发事故的可能性。

(6) 根据空调房间内的工作情况,在允许情况下,应尽量减少排风量,以减少能量的过多损失。

(7) 在满足空调房间内工艺条件前提下,应尽量减少室内的正静压值,以减少能量的消耗。

(8) 空调系统在运行中,应尽可能地利用天然冷源,降低运行成本。冬、夏季可采用最小新风运行方式,过渡季在室外新风状态接近送风状态点时,在许可条件下应尽量使用最大新风或全新风运行方式,以节约能源,减少运行费用。

5. 空调系统的停车及停车注意事项

(1) 正常停车。空调系统在运行中,接到停车指令时或定时停车均按正常停车处理。正常停车时应首先停制冷系统的运行(制冷系统的正常停车可参照有关部分)或切断冷、热能的供应,然后再停系统中的送、回、排风机。如果空调房间内有正静压要求时,风机停机顺序为:排风机→回风机→送风机;如果空调房间内有负静压要求时,风机停机顺序为:送风机→回风机→排风机。之后手动或自动使系统中有关阀门(如风机负荷阀、新风阀、回风阀、一、二次回风阀、排风阀、加热、加湿调节阀和冷水阀等)关闭,最后停系统电源。

(2) 事故停车。事故停车包括由于供电系统发生故障和设备、控制系统的故障停车。由于这些情况往往是突然发生的,因而不能按正常停车程序处理,必须按紧急停车处理。

1) 由于供电系统发生故障的停车。空调系统在运行中,如果突然发生停电,必须迅速切断冷、热源的供应(尤其对于采用蒸汽空气加热器和喷蒸汽加湿的空调系统,更应如此,以防止由于风机停运,加湿调节阀处于开启状态,喷蒸汽加湿系统仍在工作而造成房间过湿),之后则应断开电源开关。待恢复供电后再按正常停车程序处理,并检查系统中有关设备及控制系统,确定无异常后方可启动运行。

2) 设备故障的停车。如果空调系统在运行中突然发生设备事故,也必须采取紧急停车措施。

空调系统在运行中,如果由于风机、风机所配电动机发生故障;或由于汽、水、空气加热器,表面式冷却器以及冷、热输送管道突然发生破裂而产生大量汽、水外漏;或由于控制系统中调节器、调节执行机构(如喷蒸汽加湿调节阀、加热调节阀、表面冷却器的水量调节阀)突然发生故障,不能关闭或关闭不严或无法打开时,使系统无法正常工作或危及运行及空调房间的安全时,则必须立即停车进行处理。停车时必须首先切断冷、热源的供应,之后按正常停车程序进行。

6. 系统运行中发生火灾事故的处理

空调系统在运行中如果发出火灾报警信号,运行值班人员必须保持清醒头脑,迅速判断发生火情的部位,立即停止有关风机运行,同时关闭送、回风系统中所有防烟防火阀,并向有关单位报警,采取相应措施,积极投入扑火灭火斗争。为防止事故的扩大,在扑火灭火同时应对系统进行全面停车处理。

16.2 运行安全规程

为了保证空调系统的正常运行,防止设备及人身事故的发生,满足空调房间所要求的空气状态参数,必须制定出一套切实可行的运行管理安全规程。要经常地、反复地对运行操作人员进行安全意识、安全运行的教育,做到防患于未然。一旦发生事故,运行操作人员应沉着、冷静、有条不紊的进行恰当正确的处理,尽量使事故所造成的损失减少到最低限度。

安全运行规程的制定同样应结合各自的具体条件,

空调系统的特点进行分析,提出相应措施,使运行操作人员能根据安全运行规程进行操作,避免事故发生。

安全运行规程一般应包括以下内容。

(1) 强调运行人员必须正确地执行运行操作规程,才是避免事故发生的有力保证。

(2) 必须正确使用安全防护装置,以减少事故发生的可能性。如皮带传动风机的皮带防护罩,高空作业时爬梯及平台栏杆的牢固;防止虚焊、脱焊和断裂,发现有前述情况时应及时修复,单梯登高时必须有人护梯等,压力容器所装设的安全阀应正确整定起跳压力,避免其压力升高而安全阀不能起跳造成设备和人身事故。

(3) 运行操作人员应按有关规定穿工作服、鞋和戴工作帽,禁止穿裙子运行操作,避免裙子卷入风机传动皮带造成人身事故和避免攀登时由于长裙挂在其他地方而造成的坠落事故等。

(4) 对空调系统中有关参数的监视和控制。空调系统在运行中各有关参数都要明确规定。如超出其限定范围,就有造成事故的可能。如在活塞式制冷压缩系统中,如果供油压力太低,就可能使有关部位不能得到很好的润滑而造成过量的磨损、抱轴等现象;如果排气压力过高,将会造成冷凝器、贮液器内的压力超高,达到一定限度时系统安全阀起跳,大量的制冷剂排空,使制冷剂循环量不足而影响制冷效果等;对于定露点控制的空调系统,如果供冷水温度和水量偏离要求值较多时,产生露点偏移而导致空调房间湿度过大。因此在空调系统运行中,应及时对有关参数进行调整和监视,从而保证系统的正常运行。

(5) 运行设备的巡查是及时发现和消除设备事故隐患,避免事故发生的有效方法。

(6) 对于采用电加热器的空调系统,在运行中必须保证与系统送风机连锁,无风保护装置安全可靠,避免由于电加热器引起的安全事故。

(7) 运行安全规程中还应包括安全事故的善后处理,尽量减少由于安全事故所造成的经济损失。

16.3 运行值班人员的岗位责任制

空调运行人员必须认识到本职岗位工作的重要性,要做到敬业尽职,岗位奉献,树立为社会主义经济建设而献身的正确观点。

空调运行人员思想素质和技术水平的高低直接关系到空调系统的运行能否满足空调房间内工艺条件的要求,关系到空调运行的成本与空调房间内经济效益的高低。因此运行人员在工作中应做好以下几方面工作。

(1) 值班运行人员必须在运行操作中全面地、认真地、正确地执行操作规程,决不允许有违反操作规程的运行操作行为。

(2) 选择和采用最佳运行工况,使运行、调节方法简单,且能量消耗最少。

(3) 值班时必须认真负责、勤巡视、勤检查、勤调节,保证运行参数在要求范围内。在运行的巡查中应做到一看,看运转设备有无异常;二查,查运行中各部分参数是

否正常,如空调房间内空气温度、湿度、静压、风机、电动机、水泵的轴温、制冷系统中各部分参数是否在要求范围内;三听,听系统在运行中是否有异常声音;四嗅,嗅运行中是否有异味产生,以保证系统正常运行。

(4) 做好运行调节,同时应认真、真实按时记录有关参数数据,不得弄虚作假,做假记录,填假数据。

(5) 做到文明生产,做好所有设备的日常维护、保养,并搞好环境卫生。协助设备修理人员做好设备的修理工作。

(6) 运行中发生特殊情况或运行故障应立即采取必要措施,尽可能避免事故发生。

(7) 值班运行中如果发生设备及安全事故时,必须沉着、冷静,采取有效的处理,避免事故扩大。同时向有关人员报告事故的原因、处理情况。如果值班人员无法处理突发事件时,必须迅速报告上级领导及有关人员。当上级机关调查事故原因及事故损失情况时必须如实反映情况,以便对事故原因作出正确的结论,使事故责任明确,损失真实。同时使大家引以为戒,杜绝类似事故的再次发生。

(8) 运行值班人员应按劳动保护规定穿戴工作服、工作鞋、工作帽。注意安全,避免人身事故的发生。

(9) 值班人员不得擅离职守,应坚守工作岗位,特殊情况向有关人员请假,批准后方可离开岗位。

(10) 遵守交接班制度。

(11) 保管好空调站、组的工具,严格执行借用手续。

(12) 由于空调运行是为工艺条件和空调房间工作人员的需要而设置的,因此要做到优质服务,在遇到特殊情况而无法满足空调房间要求空气参数时,应向使用单位讲明原因,协商解决,必要时在征得用户同意和报告上级批准后停止空调系统的运行。

(13) 在遇到上级机关的检查时应如实向各有关人员汇报情况,不得隐瞒或夸张。

16.4 交接班制度

对非一班运行的空调系统,在交接班时还必须严格执行交接班制度。一般交接班制度应包括以下内容:

(1) 接班人员必须按时到岗。

(2) 交班人员必须如实地向接班人员交待清楚以下内容:

1) 设备运行情况。

2) 各系统运行参数情况。

3) 外部条件情况。即冷、热源的供应情况,电力供应情况。

4) 当班运行中所发生的异常情况(包括事故情况)的原因,处理结果。

5) 空调系统中有关设备、风管、供水、供热管路等其他所有调节器、执行器、仪器、仪表、阀件等维护、保养及修理情况。

6) 运行中遗留的问题,需下班处理的事项。

7) 上级的有关指示,生产调度令等。

(3) 值班人员如果在交班时正处理运行事故时,必

须在事故处理结束后方可交班。

(4) 接班人员在接班时应向交班人员了解 2 项中的各项情况,并对运行情况进行必要的检查、询问。

(5) 如果接班人员没有进行认真的检查和询问了解而盲目地接班后发现上班出现的所有问题(包括事故)均应由接班者负全部责任。

16.5 巡视检查制度

对于空调系统的运行,为了保证运行的正常,避免事故,除必须制定出切合实际、正确的运行操作规程、安全规程、值班责任制外,还应制定出较为详细的巡视检查制度。巡视检查制度应包括以下几部分:

1. 巡视路线

对于大型空调站,往往空调系统较多、空调设备也较多,分布点也可能较广,供热、供冷管网也较复杂,因此对设备的分布情况、管网情况进行全面的分析后应制定出切合实际,合理的巡检路线,且使所用时间最短,同时也不遗漏。

2. 巡检内容

空调在运行中巡检内容应包括:

(1) 各设备的运行情况是否正常(包括空调器、风机、电机、水泵、喷水室、空气加热器、空气冷却器、空气过滤器、制冷机、冷却塔等)。

(2) 系统中所有管路系统、阀门是否有跑、冒、滴、漏现象。

(3) 供冷、供热、供电是否正常。

(4) 所有控制系统中的调节器、调节执行机构、传感器、变送器是否正常。

(5) 各部分运行参数是否在要求范围内。

3. 巡视检查周期

根据具体情况,不同的系统、不同的设备可以有所不同,但应适合各自的特定条件,不一定要求全部一样。

16.6 空调系统的调试须知

空调系统在运行中,随着时间的增长,原来已经调试好的一些参数也会发生一些变化(如由于传动皮带的拉伸而导致风机转速的下降和风机输送空气量的减少;由于喷水温度和喷水量的变化而导致系统露点的变化等),控制系统中调节器、测量仪表的定期调校,以及调节执行机构(如 ZAJ 执行器、ZAP、ZAX 电动调节阀最大开度及零开度)校准等,也是保证空调运行质量的重要环节。如果系统风量的减少将会影响空调房间内空气温、湿度和空气洁净度等,控制系统中调节器、调节执行机构误差的

增大,也很难保证空调房间所要求的空气参数在控制范围内。因此对于空调运行管理人员来讲,定期对系统风量(包括送风、回风、排风等)进行测定和调整,测定、调节、显示、执行仪器仪表进行必要的定期校准,以及空调系统中各部有关参数的测定调整是必不可少的重要工作。

调试工作应按下述步骤进行:

(1) 确定调试的内容。根据系统运行中有关参数情况,确定调试的项目、内容、同时确定参加调试的人员,必要时进行分工。

(2) 调试前应写出书面调试计划,对整个调试工作做出时间安排并提出具体要求。计划内容应包括:调试目的、调试项目和次序,各个项目调试的方法,具体要求及注意事项等。

(3) 根据调试项目准备必要的仪器仪表、工具,并列所需仪器仪表及工具清单,并熟悉有关仪器仪表的使用方法。

(4) 准备调试必备的有表格,以供调试时填写数据记录。

(5) 将调试项目中原设计数据、上次调试数据填写在有关表格中,供与此次调试时所测定数据进行分析比较。

(6) 测定时必须认真细致,严格按照有关仪器仪表的使用说明书上的要求进行操作,对仪器仪表所测定的数据读数要准确,记录要清楚,依次、逐一地进行测定和调节及校正。

(7) 测定中必须注意人身和仪器仪表的安全。在架空管道上进行测定时,必须采取必要的安全措施,对仪器仪表一定要做到轻拿轻放绝对避免碰撞,防止仪器仪表的损坏。

(8) 在对一项测定结束后,进行数据整理,并与上次测定数据进行分析比较。发生差别较大的地方应认真进行分析,找出原因,在可能条件下进行必要的处理。

(9) 在运行调整和仪表的校正时应注意:调整时要逐渐由小调到,或由大调至小,缓慢进行,避免忽大忽小的盲目调整方法。调整时可从上次测定数据中找出等于或接近平均值的几个点作为监测点,待调整基本合适后,再对所有各点进行测定。

(10) 调试结束后应写出调试报告,报告内容应包括:调试的原因及目的,调试项目、时间,调试前测定数据和数据分析,调整方法和经过调试所用仪器仪表的名称、型号、精度等级、调试结果(包括调整后测定数据)及存在问题等。

(11) 最后进行调试资料(包括调试报告、调试中所有记录数据等)整理、存档。

17 设备的维护管理

设备是工业企业中进行生产的主要工具,是进行生产和扩大再生产的重要劳动手段,是发挥生产能力,产生经济效益的重要部分,是实现现代化的技术物质基础。由于设备直接完成产品的生产过程,产品的数量、质量、成本和更新换代,在很大程度上受设备技术状况的影响。设备管理对提高设备利用率和设备的技术状况,挖掘设备潜力,减少能量的消耗,达到投资少、效率高、维修费用低、经济效益好的目的起着决定性作用。

对于空调运行管理者来说,设备管理的任务应是:

(1) 了解和掌握空调站中各设备的使用状况和技术状况,及时地、有计划地、有目的、有重点地进行设备的技术改造和更新,以使设备处于最佳技术状态,减少能量的无为消耗,减少运行费用,降低生产成本。

(2) 保持设备经常处于良好的技术状态,满足生产要求,必须加强设备的使用、维护、保养和检修工作。

(3) 提高设备的可靠性和效率,采取一切必要的措施以减少设备的故障率,减少设备的维修、保养时间,尽可能地延长设备的连续运行时间,提高工作效率。

总之,就是使设备处于最佳技术状态,减少能量消耗,减少运行费用,降低生产成本,提高经济效益。

要做好设备的管理工作,由于其工作内容比较多,因此这不是一项简单的工作。主要应从设备的技术资料、设备的使用维护、修理、设备的事故及处理、设备的折旧、报废等方面考虑。

17.1 设备管理的基础资料

1. 设备卡片

设备卡片是设备资产的凭证,登记设备的资产编号、固有数据及变动记录等。作为设备管理的主要依据。

2. 设备台账

设备台账又称为设备登记表,是掌握企业设备资产状况、反映企业各种设备的拥有量,设备分布及其变动情况的主要依据。作为核算全厂固定资金的主要依据,以便核算设备的折旧基金、大修基金和使用部门考核固定资金(设备)利用效果指标。它包括设备状况、设备重量、主要技术指标、附件数量和名称,估计使用年限和折旧率、设备变动记录等。

3. 设备档案

设备档案是指设备从安装、调试、使用、维修、改造、更新直至报废的全过程中形成的图纸、文字说明、凭证和记录等文件资料,通过不断收集、整理、鉴定等工作建立起来的档案。它汇集了设备从安装到报废的全过程的技术资料。

设备的技术档案一般应包括的内容为:

- (1) 设备出厂合格证及检验单。
- (2) 设备装箱单。

- (3) 设备入库验收单、领用单和开箱验收单等。
- (4) 设备安装质量检验单、试车记录。
- (5) 设备移交生产凭证。
- (6) 设备历次精度检验记录、性能记录和预防性试验记录等。

(7) 设备历次保养修理记录、维修卡、修理内容表和完工验收单。

(8) 设备事故报告单及事故修理完工单。

(9) 其他有关技术资料等。

对于运行管理者,还应对以下资料整理存放以备查用,它包括:

(1) 设备说明书。

(2) 设备基础安装工程施工图。

(3) 水、电、气等工艺图。

(4) 设备修理(包括备件)图册。

(5) 设备使用操作规程。

(6) 设备修理工艺文件和典型零件加工的工艺文件。

17.2 设备的使用与维护

设备的正确使用和精心维护是设备管理工作的重要环节。机器设备的使用期限长短,生产效率和精度的高低,一方面取决于设备本身的结构和精度性能,但在很大程度上也取决于它的使用和维护情况。正确使用设备可以保持设备的良好技术状态,防止发生非正常磨损和突发性故障,延长使用寿命,提高使用效率,而精心维护设备则起着对设备的“保健”作用,可改变其技术状态,延缓恶化进程,消灭隐患于萌芽状态,从而保障设备的安全运行,提高企业的经济效益。

设备的使用和维护工作应包括:制定设备技术状态的完好标准,设备使用基本要求,设备操作维护规程,设备的日常维护与定期维护,设备的点检,设备的润滑,设备的状态监测和故障诊断,维修责任制……设备故障和事故处理等。

17.2.1 设备的使用

1. 设备的技术状态和完好标准

设备的技术状态是指设备所具有的工作能力,它包括:性能、效率、能量消耗等所处的状态及其变化情况。空调设备是为满足空调房间内要求的空气参数而专门配备的,设备技术状态的良好与否,直接关系到是否能满足空调房间内要求的空气参数,是否能满足空调房间内工艺生产的需要,所以说它对工艺生产的产品数量、质量和成本等计划指标能否顺利的实现起着相当重要的作用。它不仅体现着在生产中的存在价值与对生产的保证程度,是企业生产活动能否正常进行的基础。

设备技术状态的完好标准:

(1) 设备性能良好,其功能达到规定的标准。

(2) 设备运转正常、零部件齐全,安全保护装置齐全,磨损、腐蚀程度不超过规定的技术标准,控制系统、计量仪器仪表和润滑工作正常、安全可靠。

(3) 能量消耗和润滑油消耗正常,基本无跑、冒、滴、漏现象。

2. 设备的使用程序及“三好”、“四会”和五项纪律

(1) 设备的使用应严格按照设备的技术条件要求,不得采用大马拉小车和超负荷、超性能、超范围的使用设备,否则将会加大能量的消耗和加速设备的老化,甚至损坏设备造成设备事故。

设备的操作者在对空调设备进行操作前,应对设备的结构、功能、性能、技术指标、使用维护及技术安全方面的知识进行学习和实际操作与基本功的训练;有计划地、经常地对运行操作工人进行技术培训,以提高其对设备使用维护能力;经过技术训练并进行必要的技术知识和使用维护知识的考核,合格者取得上岗操作证后方可独立操作运行。否则将对生产造成不利影响。

(2) 设备使用的“三好”守则:管好、用好、修好。

管好,就是设备操作者应对所使用的设备负责,对设备及附机附件、仪器、仪表、冷却和安全防护装置等应保持完好无损,设备开启投入运行后,不得擅自离岗,设备发生事故后,应立即停车,切断电源并及时报告有关人员且不隐瞒事故情节。

用好,就是严格执行操作规程,不得超负荷运行。

修好,就是操作者应使设备的外观和传动部分保持良好状态,发现隐患及时向有关人员报告,配合修理人员做好设备的修理工作。

(3) 设备使用的“四会”即会使用、会保养、会检查、会排除简单的运行故障。

会使用:设备的操作者应按操作规程对设备进行操作运行,并熟悉设备的结构、性能及传动原理等。

会保养:会做简单的日常保养工作,执行设备维护规程,保持设备内外的清洁、完好。

会检查:运行操作人员进行交接班时应认真检查各设备运转状态,系统的运行参数是否在要求范围内,如发现设备故障或运行问题,应告知交班者进行处理或上报,待处理后方可继续运行。在设备运行中,应观察各部位的运转情况,注意运转的声音、气味、振动、各有关部位的温度等。

会排除简单的运行故障:熟悉运行设备的特点,能够鉴别设备正常与异常现象,会做一般的调整和简单故障的排除,自己不能解决的问题要及时报告并协同维修人员进行排除。

(4) 四项要求为:设备操作者应对所使用设备做到整齐、清洁、润滑和安全。

(5) 设备操作者的五项纪律为:

凭操作者证使用设备,遵守操作规程;

经常保持设备的清洁;

遵守交接班制度;

管好工具、附件不得遗失;

发现异常现象应立即停车检查,自己不能处理的问题应及时通知有关人员检查处理。

3. 设备的岗位责任制

为加强设备操作者的责任心,避免发生安全和设备事故,应建立设备操作者的岗位责任制,其主要内容应包括:

(1) 实行和遵守凭证操作制度,严格按照“四项要求”和“五项纪律”及设备操作维护规程等有关规定,正确使用和精心维护设备。

(2) 对设备进行日常检查,认真记录。

(3) 积极参加设备管理的“三好”、“四会”活动,搞好日常维护,停机做好各项纪录,并进行必要的保养和清洁处理。

(4) 认真执行交接班制度和填写运行记录及交接班记录。

(5) 管好备件。

(6) 配合有关人员进行设备修理。

(7) 杜绝违章操作。

(8) 发生设备、运行事故时,应按操作维护规程的规定采取相应的措施,积极做好善后处理并协助有关人员进行事故分析。

4. 交接班制度

多班制运行系统,必须严格执行交接班制度。交班人员在下班前除做好正常的运行记录外,还应将本班设备运行情况,运行中发生的问题、故障及维修情况,事故处理情况,冷、热源的供应情况等详细地记录在交接班记录本上,并应主动向接班人介绍设备运行情况,双方应全面检查,交接完毕后在记录本上签字。

接班人员如发现异常现象(包括运行异常和系统运行有关参数)或记录不清、情况不明和应投入运行的设备无特殊原因而未投运的,可拒绝接班,如因交接不清,设备和系统在接班后发生问题,由接班人负责。

交接班记录本应保持清洁、完整、不准撕毁、涂改与丢失,用完后应交有关人员妥善保存。

对于一班制运行的系统,虽不进行交接班手续,但也要在设备发生异常时填写运行记录和记载设备故障及处理情况。

17.2.2 设备的维护

设备的维护是运行工作人员为了保持设备的正常技术状态,延长使用寿命所必须进行的日常工作,也是其责任之一。维护工作做得好,可以减少发生事故的可能性,保证各运行状态及参数的正常,节省各种能量,为国家创造更好的经济效益。

1. 设备维护的“四项”要求

(1) 整齐。工具、工件、附件放置整齐,设备零部件及安全防护装置齐全。

(2) 清洁。设备内外清洁,无跑、冒、滴、漏现象。

(3) 润滑良好。按时加油、换油,油质应符合要求。

(4) 安全。熟悉设备结构,遵守操作维护规程,合理使用,精心维护,监测异常状态,不出事故。

2. 设备操作维护规程

设备操作维护规程是设备操作人员正常掌握设备操作技能与维护的技术性规范,它是根据设备的结构和运转特点,以及安全运行的要求,规定设备操作人员在其全部操作过程中必须遵守的事项、程序及动作等基本规则,操作人员认真执行设备维护规程,可以保证设备正常运行,减少故障,防止事故发生。

(1) 设备操作维护规程的编制原则:

1) 力求内容精练,重点突出,全面实用。一般应按操作顺序及班前、班中、班后的注意事项,分条排列。

2) 各类设备属于共性的项目,可统一编制通用规程。

3) 编制操作维护规程时,一般应按设备型别将设备的主要规范、特点、操作注意事项与维护要求分别列出,便于操作者掌握要点,贯彻执行。

4) 重点、关键设备的操作维护规程,要作重点标记,要提醒操作者特别注意。

(2) 操作维护规程的基本内容:

1) 设备启动前的检查。包括现场的清理,各部状态。如传动皮带的松紧程度,大型制冷机联轴器的连接及盘车,各有关水、汽系统阀门的关、闭状态及供应参数,电气设备的完好等。润滑油路的畅通及油量。上述工作进行完毕后方可开机运行。

2) 必须按照说明书和有关技术文件的规定顺序和方法进行启动运行。

3) 严禁超性能、超负荷使用设备及不正确的操作方法。

4) 设备运行时,操作者不得离开岗位,并注意各部位有无异音、异味、发热、振动。发现故障应立即停止操作运行,及时排除。

5) 设备上的一切安全防护装置不得随便拆除,以免发生设备和安全事故。

6) 做好交接班工作,交班时一定要向接班人员交待清楚设备的运转情况,运转中的维护、故障处理情况等,以便接班者更好地了解设备的运转状况,做好必要的防范措施。

设备的日常点检及巡回检查,运行维护是由运行人员按照规定的时间、路线、项目和要求,利用工作人员的感官器官或简易的仪器仪表对设备的运行状况进行观察、测试、记录,以便及时发现设备的缺陷和隐患,并采取相应的维护措施,以保证设备的完好。

设备的定期检查是在日常维护的基础上,根据设备存在的缺陷及季节性要求,定期进行设备检查和必要的处理。如清扫、制冷剂的添加、修理或零件的更换等。为设备的大、中修做好技术准备。

3. 设备维护的类别及内容

(1) 日常维护。设备运行中应严格执行操作维护规程,正确使用设备,并注意观察其运行情况,发现异常及时处理,不能处理的应通知有关技术人员进行处理。节假日需停机时应按有关程序或技术人员制订的停机方案进行处理,停机后对现场进行清扫,对设备进行清洁处理,切断冷、热源及电源。

(2) 设备的定期维护。拆卸有关部件,进行清洁处理,检查、调整有关部位,紧固松动部位,清洗油路、滤油器,更换润滑油、清扫、检查、调整电气线路及装置。

4. 通风空调设备的技术维护内容

通风空调设备的技术维护,大多在工艺生产的间隙时间进行。如紧固件松动的检查处理,调整传动皮带、阀门的修理。其检查的间隔时间应根据具体情况而定,但每月应不少于1次。对易燃易爆工艺及使用剧毒物质部位的排风系统一般应不少于10天一次,并应使用各种检查仪器检查风机、电机、制冷机等运转设备的轴温和通风管道有无泄漏以及检查旋转部分安全防护罩的状态等。

5. 通风空调设备的日常修理

通风空调设备在日常修理中,除了技术维护和有关作业外,还应进行下列工作:清理外表面上的灰尘和脏物;切断和部分拆卸通风部件,修理凹陷处,修补风机罩、风管、排气帽和有关装置的破口和腐蚀处;保温层、检查门的密封条等;修理被破坏的铆接、粘接和焊接等联接处,以及风管中调节阀的叶片及传动机构等;全部拧紧螺栓连接处;更换不能使用的法兰、螺栓、衬垫、紧固件(吊架、托架、支座等);彻底清理风管、风机、换热器及系统中其他部件;修补风机叶轮及机壳;更换不能使用的轴承并修理轴及轴瓦等;校正叶轮与机壳的间隙,平衡风机叶轮,处理风机的过大振动;清理风道及空气处理室锈渣等。

17.3 设备的修理

17.3.1 空调设备修理的分类和方法

1. 空调设备的修理分类

空调设备的修理可分为小修、项修和大修。

小修:是保证设备安全可靠地运行的一种修理类别,它是根据巡检和定期检查所发现的问题而进行的,其内容包括清理、检验、更换有关零件等,以恢复设备的正常功能。

项修:项修即项目修理,它是把大型设备的大修工作量分成几个项目修理的方法,即根据不同设备的特点和存在的问题,确定一个或几个项目进行修理。项修是保证设备安全、可靠的运行而进行的局部修理,通过局部修理使之恢复到原来的性能或效率,以满足生产的要求。项修工作量一般应占大修工作量的30%左右,并列年度大修计划,由大修专用基金支出。

大修:设备的大修是计划检修中最复杂、工作量最大的修理类别,它包括小修和项修的内容,以及构成大修典型内容的各项附加内容,并根据修理任务书,修理工艺和有关规程要求进行规定的全部工作量,使之性能和参数达到标准规定合格的数据。

2. 设备计划修理的方法

检查后修理的方法:此种方法是预先规定设备的检查期限,根据检查的结果和所掌握的资料确定修理的类别和内容,编制修理计划和确定修理的时间。此种方法简便易行,结合实际,且修理费用低。

定期修理法:此种方法是根据设备实际使用情况和

设备的检修定额资料,制定检修计划,确定修理类别、内容和日期。至于具体的修理时间、类别和内容,需根据检修前的检查来确定。

标准修理法:此种方法又称强制修理法,根据设备的磨损规律和使用寿命,明确规定检修日期、类别和内容,到了规定的修理时间不论设备的技术状态如何均应按计划强制修理。这种方法在空调制冷设备的修理方面使用不多。

设备检修计划的制定原则:根据设备的检修周期及周期结构确定设备的检修计划,是确定和编制设备检修计划的依据之一。同时设备的检修计划还要考虑设备的使用状况、使用的环境条件等因素。根据设备的运行台时数及设备技术状况的检查记录等来确定设备的检修时间。

3. 确定设备大修计划的基本原则

设备进行大修是保持生产能力的措施,大修可以延长设备的使用寿命。一般情况下,在具备大修条件情况下,大修要比购置新设备来得快和经济。设备大修项目的确定和编制计划的依据是设备的实际技术状况(技术性讨论、研究),修理后可能达到的技术要求(可能性)和修理价值、经济效果(经济性)等三方面综合研究、确定。

(1) 技术性。主要是根据设备的实际技术状况,对运行效率低下,丧失工作性能,主要性能指标下降较大,主要零部件磨损、腐蚀、老化严重,且使用不安全,经过二级保养或项修仍不能达到完好标准则应安排大修。而对那些性能不稳定,结构陈旧,能量消耗过大的设备则可结合大修进行改造。

设备大修项目确定的依据:

1) 设备技术状况的检查鉴定。通过对设备的检查鉴定,确定设备的实际状况,提高计划修理的准确性、合理性和经济性。

2) 修理周期及间隔期。设备的修理周期和间隔期也是编制大修计划的主要参考资料之一。

3) 通过对设备的维修记录,日常检查和定期检查等原始资料的整理分析,了解设备故障规律,确定修理类别。

(2) 可能性。通过对设备的调查、鉴定,必须根据设备本身的结构性能、修理要求等,进行全面分析、研究,确定经过修理或改造后是否能达到同期同类设备的性能和技术要求。只有在满足要求条件时,才能编入大修项目。

(3) 经济性。只有在设备的大修费、设备的改造费、设备的残余值三项之和小于新设备的购置费时进行设备的修理才是可行的。

17.3.2 设备修理的复杂系数

1. 设备修理的复杂系数

设备修理复杂系数是表示设备修理的复杂程度的一个基本核算单位,一般用 F 表示。设备机械部分修理的复杂系数用“ $F_{机}$ ”表示。电气部分修理的复杂系数用“ $F_{电}$ ”表示。热力设备部分的修理复杂系数用“ $F_{热}$ ”表示。在一般情况下,它是根据设备的复杂程度来确定的。同时,设备的修理复杂系数可以表示维修管理工作量的

大小。

空调制冷系统中主要设备的修理复杂系数(仅供参考):

(1) 各种制冷压缩机修理复杂系数的计算。

1) 各类活塞式制冷压缩机

$$F_{热} = 0.5\alpha(1+n)(k_1D + k_2S)k_3 \cdot k_4$$

式中 n ——压缩机的气缸数;

S ——活塞的行程(mm);

D ——压缩机的平均缸径(mm);

α ——2.8;

$k_1, k_2 = 0.02$;

$k_3, k_4 = 1$ 。

2) 制冷机组

$$F_{热} = 1.3F_{冷}$$

式中 $F_{冷}$ ——所配置制冷压缩机的修理复杂系数。

3) 空调及恒温恒湿设备的修理复杂系数:

$$F_{热} = 2F_{冷}$$

式中 $F_{冷}$ 同 2)。

4) 螺杆式制冷压缩机的修理复杂系数:

$$F_{热} = 0.65(1+n)(0.03D + 0.02L) \cdot k$$

式中 n ——压缩级数;

D ——螺杆的平均直径(mm);

L ——螺杆长度(mm);

k ——冷却方式修正系数,水冷时, $k = 1$; 风冷时,

$k = 0.85$ 。

(2) 工业泵(叶片泵和容积泵)的修理复杂系数

$$F_{热} = (0.15\sqrt{Q} + 0.06\sqrt{H}) \cdot \alpha$$

式中 Q ——泵的流量, (m^3/h);

H ——泵的扬程, (m);

α ——结构修正系数。离心泵 $\alpha = 1$, 深井泵 $\alpha =$

1.4, 冷凝泵 $\alpha = 1.7$, 潜水泵 $\alpha = 1.5$, 污水泵 $\alpha = 1.3$ 。

(3) 风机的修理复杂系数计算。风机修理的复杂系数分 $F_{热}$ 和 $F_{电}$ 。 $F_{热}$ 为风机本体的修理复杂系数, $F_{电}$ 为风机所配置电机和控制部分的修理复杂系数。

1) 离心风机

$$F_{热} = \alpha \cdot \left(1 + \frac{n-3}{4}\right) \cdot k$$

式中 α ——传动方式修正系数。电机直联传动时, $\alpha =$

1, 联轴器传动时, $\alpha = 1.1$, 皮带传动时 $\alpha = 1.5$;

k ——用途修正系数。通用离心风机 $k = 1$, 防爆风机 $k = 1.1$, 耐腐蚀及高温风机 $k = 1.4$;

n ——风机的机号, $n < 3$ 时按 3 计。

2) 轴流风机

$$F_{热} = \alpha \cdot \left(0.5 + \frac{n-3}{8}\right) \cdot k$$

式中符号同上。

(4) 管道、阀门的修理复杂系数计算。

1) 动力管道:一般采用 100m 动力管道的修理复杂系数。

$$F_{热} = 0.25 \sqrt{D}(1 + k_1 + k_2 + k_3)$$

式中 D ——管道直径(mm);
 k_1 ——工艺位置修正系数;
 k_2 ——压力修正系数;
 k_3 ——用途修正系数。
 k_1, k_2, k_3 值见表 17-1。

表 17-1 k_1, k_2, k_3 值

k_1 值	架空(大于 4m)	0.2	k_3 值	下水管、油管	0.1
	设备配管	0.5		腐蚀介质输送管	0.4
k_2 值	工艺管道	0.4		水煤气、空压管道	—
	其他敷设	—		蒸汽、凝结水、热水(保温)	0.3
k_2 值	低 压	0		蒸汽、凝结水、热水(不保温)	0.2
	高 压	0.2		氢、氧、乙炔、液化气管道	0.2

2) 通风管道: 一般用 100m 风管复杂系数进行计算。

$$F_{热} = (210/\sqrt{l})(1 + k_1 + k_2)$$

式中 l ——风管截面周边长(mm), 一般 $l < 1000$ 时按 1000 计算, $l > 3500$ 时按 3500 计算;
 k_1 ——形状修正系数, 方形风管 $k_1 = 0$, 圆形风管 $k_1 = 0.15$;
 k_2 ——管材修正系数, 普通钢板 $k_2 = 0$, 有色金属风管时, $k_2 = 0.3$, 塑料风管 $k_2 = 0.2$ 。

3) 阀门的修理复杂系数

$$F_{热} = \left(0.1 + \frac{D_N - 25}{375}\right) \cdot k_1 \cdot k_2$$

式中 D_N ——阀门公称口径(mm), $D_N < 25$ mm 时, 按 25mm 计;
 k_1 ——压力修正系数。低压时 $k_1 = 1$, 中压时 $k_1 = 1.7$, 高压时 $k_1 = 2.2$;
 k_2 ——种类修正系数。闸阀、截止阀、止回阀、旋塞时 $k_2 = 1$, 减压阀 $k_2 = 3.5$, 安全阀 $k_2 = 2.0$ 。

(5) 电动机的修理复杂系数计算

$$F_{电} = \alpha \cdot \sqrt{N}((1 + k_1 + k_2))$$

式中 N ——电动机功率(kW);
 α ——类别修正系数。鼠笼式电动机 $\alpha = 0.8$, 防爆电动机 $\alpha = 1.2$, 同步及直流电动机 $\alpha = 1.6$;
 k_1 ——电压修正系数。电压 < 1000 V 时, $k_1 = 0$, 大于 1000V 时, $k_1 = 0.3$;
 k_2 ——类别修正系数。高速、调速、起重、潜水电机 $k_2 = 0.2$, 伺服电机 $k_2 = 0.3$, 其他电机 $k_2 = 0$ 。

(6) 空调有关设备的修理复杂系数见表 17-2~表 17-9。

表 17-2 离心水泵修理复杂系数

型 号	流量(m ³ /h)	扬程(m)	泵口径(mm)		F	
			吸入	吐出	$F_{热}$	$F_{电}$
1½B	11~9	17.4~11.4	40	32	0.7	2
2B	20~15	30.8~12	50	40	1	2
3B	60~34.2	50~12	80	50	1.6	2
4B	115~72	81~11	100	80	2.1	2
6B	170~114	32.5~9.5	150	100	2.3	3
8B	280~238	29.1~9.9	200	150	2.8	3
6sh	140~170	78~40	150	100	2.5	2
8sh	280~234	93.5~36	200	125	3.1	3
10sh	486~414	65.1~11	250	200	3.8	3.5
12sh	792~684	90~10	300	250	4.8	3.5
14sh	1260~1044	96~11.2	350	300	5.9	7.5

表 17-3 离心风机的修理复杂系数

名 称	型 号	全 压 (mmH ₂ O)	风 量 (m ³ /h)	F	
				$F_{热}$	$F_{电}$
不锈钢防腐离心风机	F2-62-1 3A	46~109	2000~800	1.7	2
不锈钢防腐离心风机	F2-62-1 4A	120~200	5000~2050	2.1	2
防爆风机	B4-72-11 4A	204~134	4020~7420	1.4	2.5
防爆风机	B4-72-11 5A	324~224	7950~14720	1.7	3
防爆风机	B4-72-11 6C	278~192	10600~19600	2.3	3
防爆风机	B4-72-11 12C	277~219	53800~77500	4.3	3.5
防爆风机	4-79 10E	206~181	38500~63500	3.3	3
防爆风机	4-79 14E	213~145	67400~111000	4.5	3.5
防爆风机	8-18-101 5A	544~586	1210~3000	1.5	2

表 17-4 轴流风机的修理复杂系数

名称	型号	全压 (mmH ₂ O)	风量 (m ³ /h)	F	
				F _热	F _电
轴流风机	T30K1-11 3D	11.6~14.4	1780~3140	0.6	1.5
	T30K1-11 4D	25.8~20.2	4140~7380	0.7	1.5
	T30K1-11 5D	10~11.2	4050~7200	0.8	1.5
	T30K1-11 6D	14.0~16.0	7020~12300	1.0	1.5
	T30K1-11 7D	19.2~21.2	11200~17100	1.1	2
防爆轴流风机	B30K1-11 4A	3.8~4.5	1820~3000	0.7	2
	B30K1-11 5A	8.0~9.0	4000~6250	0.8	2
	B30K1-11 6A	15~16	7250~13150	1.0	2
	B30K1-11 7A	18~20.5	11500~19000	1.1	2.5

表 17-5 活塞式制冷压缩机的修理复杂系数

名称	型号	制冷量 (kcal/h)	蒸发温度 (°C)	缸径 (mm)	活塞行程 (mm)	F	
						F _热	F _电
氨压缩机	6AW17	33000	-15	170	140	35	13
	8AS17	140000	-35	170	140	44.8	13
	8AS17	440000	-15	170	140	44.8	15
	4AV17	220000	-15	170	140	24.4	11
	8AS-10	93000	-15	100	70	25.4	7
	2A-15	71600	-15	150	130	12.9	8
	2AD15-35/50	350000	-15	810/400	350	65.7	20
氟里昂压缩机	2F-10	14000	-15	100	70	8.1	3
	4F-10	28000	-15	100	70	13.5	5
	2F-6.3	40000	-15	63.5	76	6	2
	6FW-10	63000~108800	-40	100	70	19.6	11
	8FS10	84000~280000	-40	100	70	25.4	14
	2F6.5	6700	-15	65	76	6.2	2
	2FM4	3000(空调)		40	27	3.2	1
	3FM42	4000(空调)		42		3.5	1
	4FV10	42000	-30	100	70	13.6	6
	2FV10	21000	-30	100	70	8.1	3.5

表 17-6 制冷压缩冷凝机组的修理复杂系数

名称	型号	制冷量 (kcal/h)	蒸发温度 (°C)	配用主机	F	
					F _热	F _电
氨制冷机组	JA3-100	冷藏 93200	-15	8AS10	33.1	7
		空调 220000	+5	8AS10	33.1	7
	JA6-100	冷藏 70000	-15	6AW10	25.5	6
		空调 165000	+5	6AW10	25.5	6
	JA4-7	冷藏 26500	-15	4AV7	12.5	4
空调 55000		+5	4AV7	12.5	4	
氟里昂压缩机组	2F-10	14000	-15	2F10	10.5	5
	4F-10	28000	10~-30	4F10	17.5	2
	2F-6.3(风冷)	4000	-15	2F6.3	7.8	2
	2F-6.3(水冷)	4000	-15	2F6.3	7.8	
	2F-4.8	1000		2F4.8	5.5	

表 17-7 制冷机的修理复杂系数

名称	型号	制冷量 (kW)	外形尺寸 长×宽×高(mm)	制冷水温(°C)		F _总
				进	出	
蒸汽喷射制冷机	Ⅲ7-3BI5L/75	875	1000×2250×19000	23	15	
	Ⅲ7-3C15/120	1395	7100×3600×8050	23	15	
溴化锂吸收制冷机	XZ-100	1163	6585×2150×2800		7	69
	XZ-150	1744	8600×2400×2800		7	88
	2XZ-200	2326	7000×2900×4800		7	
离心制冷机	FLZ-500	580	4715×1400×2425	13	8	34

表 17-8 空调、冷风设备的修理复杂系数

名称	型号	制冷量 (kcal/h)	调温范围	配主机	电机功率 (kW)	F	
						F _机	F _电
冷风机	L-10	10000	(20~30)±2°C	2FW5B	3	10.1	3
冷风机	L-25	25000	(18~28)±2°C	8FS5B	9	22.6	4
恒温恒湿机	H15	15000	(18~25)±1°C	2FV7B			
恒温恒湿机	H25	22500	(18~25)±1°C	3F7B			
窗式空调器	KC-30	3000	21~28°C	2FM4	1.5	6.4	2.5
柜式空调器	SLR-10	9300(w)	(20~30)±2°C		2.2		

表 17-9 电动机的修理复杂系数

名称	型号	额定电压(V)	额定功率(kW)	F _电
鼠笼式异步电动机	JS、JS2、JSL、JSO、J3、JS-L 等	380	45	5.4
			70~75	6.9
			110~115	8.6
			155~160	10.1
异步电动机	J2、JZ2、JZB、JO3、J3、JO4、 JQO2	220~380	0.5~1.7	1.0
			7.5~10	2.5
			22	3.8
			55	5.9
防爆异步电动机	IJB、JB3、JBT、JBT2、JB1、 BJO2		2~3	2.1
			6~8	3.4
			22~30	6.6
			45~55	8.9

2. 动力设备修理复杂系数的使用

前面已提到,设备修理的复杂系数主要是反映设备修理的复杂程度,同时也是为设备修理安排劳动工时作为一个依据标准。如一台设备的修理复杂系数为5,另一台为10,则表示后者的修理复杂程度大于前者的修理复杂程度,同时也表示在同类修理中后者修理所耗费工时比前者修理所耗费工时为多。为了更直接地反映设备修理所耗费劳动工时的多少,还需将复杂系数换算成修理的劳动工时数,一个复杂系数所代表的劳动工时数见表17-10。

表 17-10 复杂系数与修理工时数的关系

修理工时数 修理类别	复杂系数				
	F				
	F _总	F _电	F _机	F _仪	F _其
大修	36	16	43	16	36
中修	18	5	24	5	18
小修	4	1	6	1	4

动力设备修理的复杂系数是按设备大修的劳动量来计算,修理的技术为中等偏上,设备的新旧程度为大修过1~2次或使用7~10年左右。如果设备的技术状态太差或设备比较陈旧,则修理劳动量可增加10%~20%,如果设备的技术状态较好或设备比较新,则维修劳动量可减少10%~20%,如设备所处环境恶劣,较难开展修理作业,则修理劳动可增加15%左右。

17.3.3 通风设备的大修内容

通风设备大修时除应完成日常修理作业的内容外,还应进行下列工作:修理或更换风机的转子和轴,修理风机的外壳,强制更换所有滚动轴承,在专用设备装置上进行转子的静平衡,彻底修理各结构元件及通风室和空调机室的保温设施,并在必要时更换保温阀、闸板及其驱动装置,更换不少于30%的风管,局部漏风处,有关喷头、伞形罩、风帽和通风系统中其他配件,结构元件及部件,清理风管内的灰尘、脏物及剥落的油漆层;重新油漆所有设备和系统,装配整个系统,进行设备和系统的试运行。

进行试验和调整;对有关装置进行气密性试验,试验终了时空气的泄漏量不超过8%。

17.4 设备的安全运行及设备事故

1. 设备的安全运行

设备的安全运行是科学实验和生产顺利进行的根本保证。因此,设备的使用操作者在设备使用前必须认真学习设备的有关使用说明书及运行操作规程,安全使用规程等,同时按操作规程严格进行操作,最大限度的避免设备和人身事故的发生,以免给国家造成重大经济损失。设备的正确使用,日常维护、修理又是保证设备正常运行的重要保证。也是避免设备事故发生的有力措施。

2. 设备事故

国务院在《全民所有制工业交通企业设备管理条例》第32条的解释中指出:“企业生产设备非正常损坏造成停产或效能降低,停机时间和经济损失超过规定限额者为设备事故”。“设备事故分为一般事故、重大事故和特大事故三类。设备事故的分类标准由国务院工业交通各部门规定。”

(1) 一般事故:修理费用,一般设备在500~1000元,精、大、稀及机械工业关键设备在1000~30000元者,或因设备事故造成全厂停电中断20~30分钟者为一般事故。

(2) 重大事故:修理费用一般设备在10000元以上,机械工业关键设备及精、大、稀设备达30000元以上或因设备事故造成全厂供电中断30分钟以上者为重大事故。

(3) 特大事故:修理费用达50万元以上或由于设备事故造成全厂停产2天以上,车间停产一周以上者为特大事故。

3. 设备事故的分析及处理

(1) 设备事故的分析。设备事故发生后必须立即切断电源,保护现场,按有关规定上报。并组织有关人员根据“三不放过”的原则(事故原因分析不清不放过,事故责任者与群众未受到教育不放过,没有防范措施不放过)进行调查分析,严肃处理,从中吸取经验教训。由有关领导组织有关人员进行事故分析。进行事故分析的基本要求是:

1) 要重视并及时进行事故分析,分析工作进行得越早,原始数据越多,分析事故原因和提出防范措施的根据就越充分,要保存好分析的原始证据。

2) 不要破坏发生事故的现场,不移动或接触事故部位的表面,以免发生其他情况。

3) 要严格察看事故现场,并详细记录和照相。

4) 如需拆卸发生事故的部件时,要避免使零件再产生新的变形和损坏。

5) 分析事故时,除注意发生事故部位外,还要详细了解周围环境,多访问有关人员,以便得出真实情况做出正确结论。

6) 分析事故不能凭主观臆测作出结论,要根据调查情况与测得数据进行仔细分析判断。

(2) 设备事故的原始记录。设备事故报告应包括以

下内容:

1) 设备编号、名称、型号、规格及事故概况。

2) 事故发生的前后经过及责任者。

3) 设备损坏的情况及发生原因,分析处理结果。

4) 发生事故的设备在进行修复前、后均应对其主要精度、性能进行测定,设备事故的一切原始记录和有关资料,均应存入设备档案内。

(3) 设备事故的性质。

1) 责任事故:凡属于人为原因,如违反操作规程,擅离工作岗位,超负荷运转,工艺不合理以及维护修理不良等,致使设备损坏停产或效能降低者称为责任事故。

2) 质量事故:凡因设备原设计、制造、安装等原因,致使设备损坏停产或效能降低者称为质量事故。

3) 自然事故:凡因遭受自然灾害,致使设备损坏停产或效能降低者称为自然事故。

(4) 设备事故的处理。任何设备事故都要查清原因和责任,对事故责任者应按情节轻重、责任大小、认错态度分别给予批评教育、行政处分或经济处罚甚至受到法律制裁。

4. 设备事故损失的计算

(1) 停产和处理时间的计算。

停产时间:从设备损坏停工时起到修复后投入使用为止。

修理时间:从动工修理起到全部修完时交付使用时为止。

(2) 修理费用计算。修理费用系指设备事故修理而支出费用,其计算方法为:

修理费 = 修理材料费 + 备品备件费 + 工具及消耗材料费 + 人工费 (元)。

(3) 停产损失费用计算。设备因事故停机造成工厂生产损失的计算方法为:

停产损失费 = 停机小时数 × 生产成本费/小时 (元)。

(4) 事故损失费用计算。

事故损失费 = 停产损失费 + 修理费 (元)。

17.5 设备的折旧

17.5.1 固定资产的计价

企业的固定资产是固定资金的实物形态。生产用固定资产始终全部参加生产过程,并在较长时间内反复执行相同的功能,而其价值则逐渐地、分期地转移到生产的产品中去,以折旧形式计入生产成本,并从产品销售收入中得到补偿,形成折旧基金。当原有固定资产丧失功能而报废时,利用折旧基金(转为更新、改造基金)购进或建造新的固定资产。

固定资产的计价包括:原值、净值、重置价值、增值、残值与净残值。

(1) 原值:又称原始价值或原价,是企业建造、购置某项固定资产时实际发生的全部支出,它包括建造费、购置费、运杂费和安装费等。

(2) 净值:又称折余价值,是固定资产原值减去其累计折旧的差额,它反映继续使用中的固定资产尚未折旧部分的价值,通过净值与原值的对比,可以一般地了解固定资产的平均新旧程度。

(3) 重置价值:又称重置完全价值,是按照当前生产条件和价格水平重新购置固定资产时所需的全部支出。

(4) 增值:是指在原有固定资产的基础上进行改建、扩建或技术改造后增加的固定资产价值。

固定资产大修理工程不增加固定资产的价值,但在大修同时进行的技术改造则属于更新改造基金等专用基金以及用专用拨款和专用借款开支部分应当增加固定资产的价值。

(5) 残值与净残值。残值是指固定资产报废时的残余价值。净残值为残值减去清理费用后的余款。

17.5.2 固定资产的折旧

在固定资产的再生产过程中,同时并存着两种形式的运动,一种是物质运动,它经历着耗损、修理改造和实物更新的连续过程;二是价值运动,它依次经过价值损耗、价值转移和价值补偿的运动过程。

设备的折旧是为了补偿固定资产的价值损耗,折旧基金为固定资产的适时更新和加速企业的技术改造,促进技术进步提供资金保证。

折旧费是社会补偿基金的组成部分,正确计算折旧可为社会总产品中合理划分补偿基金和国民收入提供依据,有利于安排国民收入中积累和消费的比例关系,搞好国民经济计划的综合平衡。

17.5.3 设备折旧的计算方法

我国现行计算提取折旧的方法是采用平均年限法和工作量法。

(1) 平均年限法:又称直线法,即在设备折旧年限内按年或按月平均计算提取折旧。固定资产的折旧额和折旧的计算公式如下:

$$A_{\text{年}} = \frac{k_0(1-\beta)}{T};$$

$$A_{\text{月}} = \frac{A_{\text{年}}}{12};$$

$$\alpha_{\text{年}} = \frac{A_{\text{年}}}{k_0} \times 100\%;$$

$$\alpha_{\text{月}} = \frac{\alpha_{\text{年}}}{12}。$$

式中 $A_{\text{年}}、A_{\text{月}}$ ——各类固定资产的年、月折旧额;
 $\alpha_{\text{年}}、\alpha_{\text{月}}$ ——各类固定资产的年、月折旧率;
 k_0 ——各类固定资产的原值;
 β ——各类固定资产的净产值占原值的比率(一般取 3%~5%);
 T ——各类固定资产的折旧年限。

(2) 工作量法:对某些价值很高而又不经常使用的大型设备,采取工作时间(或工作台班)计算折旧,如汽车等交通工具采取按行驶里程计算折旧。这种计算折旧的方法称工作量法。计算公式如下:

$$A_{\text{时}} = \frac{k_0(1-\beta)}{T_{\text{时}}};$$

$$A_{\text{班}} = \frac{k_0(1-\beta)}{T_{\text{班}}};$$

式中 $A_{\text{时}}、A_{\text{班}}$ ——单位小时及工作台班折旧额;
 $T_{\text{时}}、T_{\text{班}}$ ——在折旧年限内该项固定资产总工作小时及总工作台班定额;
 $k_0、\beta$ ——同前。

(3) 加速折旧法:加速折旧法是一种加快回收设备投资的方法,即在折旧年限内,对折旧总额的分配不是按年平均,而是采用先多后少逐年递减的方法。常用的有下面两种:

1) 年限总额法:将年限总额乘以年限递减系数来计算折旧,其计算公式如下:

$$A_i = \frac{T+1-t_i}{\sum_{i=1}^T (T+1-t_i)} \cdot k_0(1-\beta) = \frac{T+1-t_i}{\frac{1}{2}T(T+1)} \cdot k_0(1-\beta)$$

式中 A_i ——在折旧年限内第 i 年的折旧额;
 t_i ——折旧年限内的第 i 年度;
 $T、k_0、\beta$ 同前;
 $\frac{T+1-t_i}{\frac{1}{2}T(T+1)}$ ——为年限递减系数。

2) 余额递减法:余额是指计提折旧时尚待折旧的设备净值,以其作为该次设备折旧的基数,折旧率 $\alpha_{\text{年}}$ 固定不变,因此设备折旧额逐年递减。计算公式为:

$$A_i = \alpha_{\text{年}} \cdot Z_i。$$

式中 A_i ——同前;
 Z_i ——第 i 年提取折旧时的设备净值;
 $\alpha_{\text{年}} = 1 - \sqrt[T]{\frac{L}{k_0}}$ 为固定折旧率;
 L ——残值 > 0 ;
 $T、k_0$ ——同前。

17.6 设备的报废

设备由于严重的有形或无形损耗,不能继续使用而退役,称为设备的报废。设备在生产中使用到一定的寿命年限,主要性能严重的劣化而不能满足生产工艺要求,而且又无修复价值时或者从经济上认为大修不如更新更合算,则可进行报废处理,另外更新以适应生产的需要。

17.6.1 设备报废的条件

一般情况下,设备具有下列条件之一者,应予适时更新办理报废。

(1) 已超过规定使用年限的老旧设备,其主要结构和零部件已严重磨损,且设备效能达不到工艺最低要求,无法修复或无修复改造价值者。

(2) 因意外灾害或重大事故受到损坏的设备,无法

修复使用者。

(3) 严重影响环保安全,继续使用将会造成环境污染,引发人身安全事故与危害健康,进行修复不经济者。

(4) 因产品换型、工艺变更而淘汰的专用设备、不宜修改利用者。

(5) 技术改造或更新替换出的旧设备不能利用或调出者。

(6) 按国家能源政策规定应予淘汰的高能耗设备。

17.6.2 设备报废的审批

(1) 设备报废的审批程序。

1) 使用单位提出申请。

2) 设备动力部门组织鉴定,技术部门和财会部门组织鉴定。

3) 填写固定资产报废申请书。

4) 主管厂长(经理)批准。

5) 设备动力部门、财会部门核销账目及资料卡片。

6) 精、大、稀、关键设备报上级主管部门备案。

(2) 需要用更新设备替换拟报废的在用设备,必须在更新设备到货投产后,再办理报废手续,之前仍要坚持正常的维修管理,保证生产,但不再进行大修。不需要用新设备顶替的或工艺上被淘汰且不能调作它用的拟报废设备,可以随时提出申请,办理报废手续。

17.6.3 报废设备的处理

根据具体情况,报废的设备可以作如下处理:

(1) 作价转让给能利用的单位。

(2) 将可利用的零部件拆除留用,不能利用的作为原材料或废料处理。

(3) 按政策规定淘汰的设备不得转让,可按 2 条处理。

(4) 处理回收的残值应列入企业更新改造资金,不得挪作它用。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

18 空调系统的年运行费用

18.1 空调系统运行的年固定费

空调系统运行的年固定费包括以下几个方面:

1. 设备的折旧费

空调系统的年运行设备折旧费应包括用于空调工程的所有建筑工程如房屋建筑的折旧、所有设备、控制系统、管线、电器及其他用于空调项目的投资设施的折旧。

设备折旧费就是指设备到达使用寿命而折合于每年的费用,其计算方法为设备总费用除以补偿年限。这一点在设备管理部分已有介绍。

2. 利息偿还费

一般用于空调工程建设资金是通过贷款、借款或者自筹资金,以及集资等方式而得到的,这些资金的使用往往是有代价的,即要在一定的使用年限内偿还,且有一定的利息,这部分利息一般是资金筹措时借贷双方经协商好而且必须按期付息。

3. 保险费及税金

为了使企业在遇到意外的人为的或非人为的灾害性损失时,能够取得一定的补偿,一般将其固定资产及其他有关部分向保险公司进行投保,因此每年要向保险公司缴纳一定的保险金。另外,还必须缴纳一定的税金。这部分费用则必须作为年运行固定费用的一部分。

4. 租赁费

对于有些单位,厂房、设备以租赁的方式而使用,因此每年应缴纳一定的租赁费。

18.2 能源消耗费

1. 电能消耗费

(1) 空调系统在运行期间制冷设备运行消耗的电能费。

(2) 空调系统在运行期间所有泵类消耗的电能,包括:

1) 冷水泵、热水泵、循环水泵、补给水泵、喷水泵、深井泵等。

2) 软化水泵。

3) 溴化锂制冷系统中的蒸发器泵、发生器泵、吸收器泵、真空泵等。

4) 热源(如锅炉房)及附属设备所使用的各种泵。

(3) 风机运行所消耗的电能包括:

1) 空调系统中的风机,如送风机、回风机、排风机、循环风机、值班风机、新风机。

2) 制冷系统中所使用的风机,如蒸发式冷凝器,冷却塔等所配制的风机。

3) 空调设备间(空调机房)、制冷站房、锅炉房通风所使用的风机,以及锅炉的引、送风机。

(4) 电加热器所消耗的电能费。它包括空调系统、制冷系统以及供热系统中所使用的所有电加热器所消耗的电能费用。

(5) 热泵所消耗的电能费。

(6) 用于服务设施的供暖、降温所消耗的电能费。

(7) 所有设备间、控制间以及其他服务设施的照明耗电费。

(8) 所有材料、设备管理仓库及工作间的电能消耗费。

(9) 其他设备(如提升设备、输送设备、以及控制系统和办公机具计算机等)的电能消耗费。

2. 油、煤或蒸汽的购置费用

(1) 发电设备所需油、煤或蒸汽的购置费。

(2) 供热用燃料或蒸汽的购置费,包括:

1) 直接加热器所消耗的热能。

2) 空气处理所需的预热器、二次加热器、以及三次加热器及其他加热系统所消耗的热能。

(3) 自动热水器所需热能。

(4) 空调附属设备所耗热能。

1) 吸收式制冷系统所消耗的热能。

2) 由内燃机驱动的压缩机、由涡轮机驱动的制冷压缩机,蒸汽机所驱动的制冷压缩机所消耗的热能。

3. 运行所消耗水的费用

(1) 水冷式冷凝器所消耗的水量费。

(2) 喷水或制冷系统补充水费。

(3) 污水排放费。

(4) 化学废水排放费。

(5) 生活用水费。

(6) 其他方面水费。

18.3 设备使用寿命的周转费

空调设备使用寿命的周转费是指从空调设备生产至最后报废整个期间所需费用的总和,它包括初期的调研费、设计费、设备费、运行费、维护管理费、修理费、税金、保险费和报废处理费。美国在用设备使用寿命的周转费用又增加了一个资本回收率,将其换算为等价均匀的全年费用,其计算式如下:

$$EUAC = F_R \left[C_U F_P + \sum_{j=1}^n F_{Dj} (C_R + C_{Oj} \cdot I_{Oj} + C_{mj}) + SF_P \right]$$

式中 EUAC——等价均匀的全年费用;

F_R ——资本回收率;

$F_R = i(1+i)^n / [(1+i)^n - 1]$

C_U ——规划、设计和建设的初期费用;

F_p ——当年价格换算率;

$$F_p = \frac{1}{(1+i)^n};$$

C_R ——建筑物使用寿命期间设备部件的修理更新费;

C_{oj} —— j 年度的年运行费;

I_{oj} —— j 年度的通货膨胀率;

C_{mj} —— j 年度的年维修费;

S ——设备报废时的残余价值;

i ——投资贷(借)款的利率;

n ——投资费用的偿还年限。

18.4 设备的维护、修理费

设备的年度维护、修理费一般应根据上年度设备的维护、修理项目和费用,同时结合设备的使用状况(即老化、磨损程度等)来确定下年度的维护、修理项目,并根据维护、修理项目确定购置必要的备品、备件、制定修理方案、预计修理费用。

修理费用应包括零配件的更换费,消耗的物品、材料费,修理的人工费等项。

同时在制定第二年设备的维护修理费预算时,应安排一定数量的紧急处理费,如设备由于各种原因而突发的、不可预见的损坏而需进行修理的费用。

18.5 空调系统运行的年度消耗器材更换费

在空调系统的运行中,如空气过滤器的定期更换,有

些制冷系统中润滑油、制冷剂的补充、年度冷水池、冷却水池内水的更换等费用也是年度运行费用的一部分。

对于空调系统中所使用的初、中效空气过滤器,一年可能需更换几次,而对使用的高效空气过滤器则可能几年更换一次,如果几年更换一次的,其更换费用有两种计算方法:一种是将更换费计入当年的运行费内,另一种是将一次更换费用平均分摊到使用的年限内。

18.6 空调运行管理人员的工资及劳动保护费

空调运行管理人员在全年的运行管理中要取得一定的报酬,这种报酬一般是以工资支付的方式来体现的。年度工资支付费用的预算有两种方法,一种方法是按人均年工资数额乘以参与运行管理的总人数,另一种方法是按每人每月的工资额累加计算。

为了空调运行的安全,运行管理人员每年都需要一定的劳动保护费用,如工作服、工作鞋、帽,以及高温季节的防暑降温、冬季的保暖等。这一笔费用以人均劳动保护费乘以运行管理人员数来计算。

除上述两项直接支付给运行管理人员的费用外,还要向有关机关支付人身保险费、统筹养老保险金等费用。

因此,用于空调运行管理人员的年度费用共包括四项,即人工工资、劳动保护费、人身保险费、养老保险费。

获取更多资料

19 常用人工制冷基本原理及制冷方式

19.1 概述

空调系统在运行中要实现对空气的热、湿处理,保证空调区域内一定的空气温度和湿度,则必须具备对空气进行处理的热源和冷源,以向空气处理系统提供热能和冷量。要提供冷量,则必须制冷,所谓制冷就是使某一空间或物体的温度降低于周围环境温度,并维持在低温状态。要实现制冷则必须有冷源,冷源有两类,即天然冷源和人工冷源。天然冷源主要是指冬季贮藏的冰和夏季使用的深井低温水。

由热力学第二定律知,热能不可能自发地、不付代价地从低温物体转移至高温物体。因此,人工制冷是以消耗能量为代价,将机械能转换为热能的。

人工制冷的方法有三种:

① 利用物质状态的变化(如融化、气化、升华)的吸热效应来实现制冷;

② 利用气体的膨胀产生冷效应制冷;

③ 利用半导体的温差电效应来实现制冷。

目前广泛应用的是利用液体的气化来实现制冷,故称为蒸气制冷。蒸气制冷有三种方式,即蒸气压缩制冷、蒸气喷射制冷和吸收式制冷。蒸气压缩式制冷目前常用的设备有活塞式制冷压缩机、螺杆式制冷压缩机和离心式制冷压缩机,它们是以消耗电能,转换为机械能,再由机械能转换为热能;蒸气喷射式制冷和吸收式制冷设备是以消耗热能为代价的。

三种蒸气压缩式制冷机比较见表 19-1。

表 19-1 三种蒸气压缩式制冷机比较

制冷机型式	使用主机	优点	缺点
活塞式制冷机	活塞式制冷压缩机	这种制冷机出现最早,使用最广泛;运行管理经验成熟,运行可靠,使用方便;制冷范围大,热效率高,单位冷量耗电少;加工比较容易,造价比较低廉	压缩机体积大,耗金属多,占地面积大;易损部件多,维护费用高;单机制冷量不能太大,能量无级调节比较困难
螺杆式制冷机	螺杆式制冷压缩机	压缩机结构简单,体积小、重量轻;易损部件少,振动小;容积效率高,对湿压缩不敏感;能实现无级调节	单位冷量耗电比活塞式稍高;喷油冷却螺杆式压缩机润滑油系统复杂而庞大,耗油高,螺杆的加工精度要求高
离心式制冷机	离心式制冷压缩机	单机制冷能力大(国外空调用离心式制冷机单机制冷量达到 28000kW);结构紧凑,重量轻;占地面积小;运行平稳,振动小,噪声较低;能经济地进行无级调节和合理地使用能源	离心式压缩机转速高,所以对材质、加工精度和制造质量均要求严格。小型离心式制冷机热效率低于活塞式

19.2 制冷常用术语和状态参数

19.2.1 物质的形态和形态变化

1. 物质的形态

物质是以三种形态存在于自然界的,即气态、液态和固态。

气态:物质呈气态时,其分子处于不规则的运动状态中,而且其分子能均匀地充满所给予的空间,分子密度特别小。

液态:组成其物质的分子较气体密集,分子间并具有相互移动位置的趋势。

气态和液态在分子结构上没有根本的区别,只是液态物质的分子密度远远大于气态,且气态物质没有规则的自由界面,而液态物质具有自由的界面。

固态:组成物质的分子构成有规则的布置,分子处于一定的晶格节点上振动,分子振动的调整受分子间的作用力影响。

2. 物质形态的变化

物质的某一种形态只能在一定的外部条件下存在,即在一定的温度和压力条件下存在,当外界条件发生变化时,分子间的相互位置随之发生改变,当外界条件变化到一定程度时,物质的分子结构即发生改变,即物质的形态也就发生了变化。物质形态的改变,是物质分子重新排列,密度突变和其他物理性质发生变化,而其他化学性质保持不变。

物质由一种形态变为另一种形态称相变。物质的三相变化可用图 19-1 表示。图中 I—为固相,II—为液相,III—为气相,A 为三相点,曲线 AB—升华,AC—熔化,AD—沸腾。因此,AB 线为固体与气体的分界线,AC 线为固体与液体的分界线,AD 为液体与气体的分界线。同时,物质如位于两相的分界线上时,可以同时以两相形态而存在。如在 AB 线上的任何一点上,物质可以同时以固相和气相存在;物质在 AC 线上的任何一点上,物质可以同时以固相和液相存在;物质在 AD 线上的任何一点上,物质则可以同时以液相和气相存在。在 A 点上,物质可以三种状态同时存在,故此,将 A 点称为“三相点”。

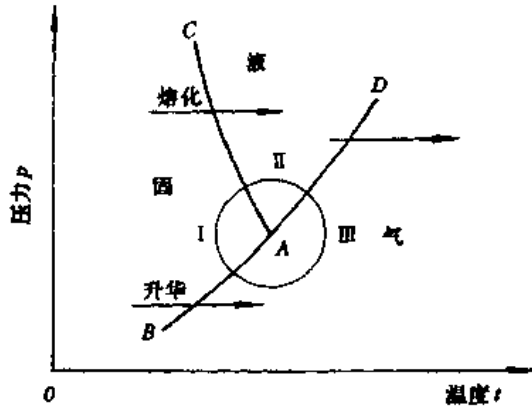


图 19-1 物质相的平衡及三相点图

随着物质形态的变化,由于内部分子重新排列需消耗功,即需吸收或放出热量,这种热量称为相变潜热。物质形态的变化是根据物质的物理性质,以及由一种形态转换成另一种形态的转换条件,并在一定的温度条件下进行的。

例如:在制冷系统中,在冷凝器内的制冷剂在较高的压力和温度下放出热量,由冷却介质(水或空气)带走,使制冷剂气体得到液化。在蒸发器中,液态制冷剂在低温低压下,从载冷剂或周围吸收热量而使其自身气化变为气态。

熔化:固体物质在一定的温度下转变成液体称为熔化。

升华:当作用于物质上的压力低于三相点的压力时,物质被加热则可直接由固态转化为气态的现象称为升华。

气化:由液态转化为气体的过程称为气化。它包括两个过程,即蒸发和沸腾。蒸发是指在液体表面不断气化的过程,它是在气体侧蒸气的分压力低于饱和蒸气压力下进行的;沸腾是指在液体的表面和内部同时气化的过程。液体在沸腾时,其内部形成许许多多的蒸气泡,并

迅速上升冲破液体表面而转化为气体。沸腾是在蒸气侧的蒸气分压力等于饱和压力下进行的,此时的温度称为“沸点”。

单位质量的液体在一定的温度和压力下,完全转化为干饱和蒸气所需的热量称为“气化潜热。”

液化:由气态转化为液态的过程称为液化。液化也包括两个过程,即冷却和冷凝。将过热气体转化为饱和气体的过程称为冷却,而将饱和气体转化为液体的过程称为冷凝。

气体和蒸气:气体和蒸气两者并没有严格的界限。一般情况下,气体是指远离液体的状态,在常温常压下不会以雾状或液态出现,如果要将气体液化必须加强冷却和加大压力。蒸气是指接近于饱和状态,且易于液化。

蒸气有过热蒸气、湿蒸气和饱和蒸气之分。饱和蒸气是指蒸气和液体处于相平衡的状态,而且从液体中蒸发出来后在其压力下具有最大的密度,过热蒸气比饱和蒸气在相同压力下具有更高的温度,其密度低于饱和蒸气的密度。过热蒸气的密度大小由其所处状态下的温度和压力所决定;湿蒸气是干燥的饱和蒸气与许多悬浮在其中的微细液滴的混合物。

19.2.2 常用术语和状态参数

1. 制冷剂

在人工制冷中,制冷过程就是热能以及机械能等进行转换和传递的过程。而实现这种转换和传递的媒介物质称为制冷剂或工质。常见的制冷剂有氨及氟利昂和水等。

(1) 压力。压力就是制冷剂分子在紊乱的运动中,对容器壁的撞击力。用垂直作用在单位面积上的力来衡量。这里所谓的压力均指压强,凡后面提及的压力未加说明者均指压强。压力的法定计量单位为 Pa、MPa。习惯使用的压力非法定单位有千克力每平方米(kgf/m²)、标准大气压 atm、工程大气压 at、毫米水柱(mmH₂O)、毫米汞柱(mmHg)和巴(bar)等。压力的换算关系如表 19-2。

表 19-2 各种压力单位的换算

帕 (Pa)	巴 (bar)	毫巴 (mbar)	公斤力/米 ²	公斤力/厘米 ²	标准大气压 (atm)	毫米汞柱 (mmHg)	磅/英寸 ² (lb/in ²)
			(kgf/m ²)	(kgf/cm ²)			
1	1 × 10 ⁻⁵	1 × 10 ⁻²	1.02 × 10 ⁻¹	1.02 × 10 ⁻⁵	9.87 × 10 ⁻⁵	7.5 × 10 ⁻³	1.45 × 10 ⁻⁴
1 × 10 ⁵	1	1 × 10 ³	1.02 × 10 ⁴	1.02	9.87 × 10 ⁻¹	7.5 × 10 ²	14.5
1 × 10 ²	1 × 10 ⁻³	1	10.2	1.02 × 10 ⁻³	9.87 × 10 ⁻⁴	7.5 × 10 ⁻¹	1.45 × 10 ⁻²
9.81	9.81 × 10 ⁻⁵	9.81 × 10 ⁻²	1	1 × 10 ⁻⁴	9.68 × 10 ⁻⁵	7.356 × 10 ⁻²	1.42 × 10 ⁻³
9.81 × 10 ⁴	0.981	9.81 × 10 ²	1 × 10 ⁴	1	0.968	7.356 × 10 ²	14.2
1.10325 × 10 ⁵	1.10325	1.10325 × 10 ³	1.033 × 10 ⁴	1.033	1	7.6 × 10 ²	14.7
1.33 × 10 ²	1.33 × 10 ⁻³	1.33	13.6	1.36 × 10 ⁻³	1.316 × 10 ⁻³	1	1.93 × 10 ⁻²
6.89 × 10 ³	6.89 × 10 ⁻²	68.9	7.03 × 10 ²	7.03 × 10 ⁻²	6.8 × 10 ⁻²	51.7	1

注:在工程计算的误差允许范围内可取:
 1kg + 1cm² = 0.981bar = 1bar = 10⁵Pa = 100kPa = 0.1MPa。
 1mmH₂O = 9.81Pa = 10Pa。
 1mmHg = 133Pa = 1.33bar。

1) 表压力和绝对压力。一般凡是用压力仪表所测出的压力为表压力,习惯上用 p_b 表示。由于压力表本身也要受到周围大气压力的作用,因此容器内的真实压力(即绝对压力)为表压力与大气压力之和,即有:

$$p = p_b + B;$$

式中 p ——绝对压力;
 B ——大气压力。

2) 真空度。如果容器内壁所受到的绝对压力低于大气压力时,其表压力为负值,即容器内呈负压状态,负压的绝对值即为真空度。真空度 p_z 为大气压力 B 与表压力 p_b 之差,即 $p_z = B - p_b$ 或 $p_b = B - p_z$ 。

用图 19-2 表示几种压力之间的关系。由图可看出,真空度即为某处的绝对压力低于大气压力的部分。

(2) 比容:即单位质量的物体所具有的容积,单位为 m^3/kg 。

(3) 密度:物质的密度是指单位体积的物质所具有的质量,物质密度的单位一般采用: kg/m^3 。物质的比容与密度在数值上互为倒数。

2. 热量与冷量、焓与熵

(1) 热量与冷量。热量是指物质的分子运动所具有的能量。冷量的物理含义与热量相同,只是物体温度高于周围介质温度的习惯上称为“热”,其所具有的能量称为“热量”。而物体温度低于周围介质温度称为“冷”,其

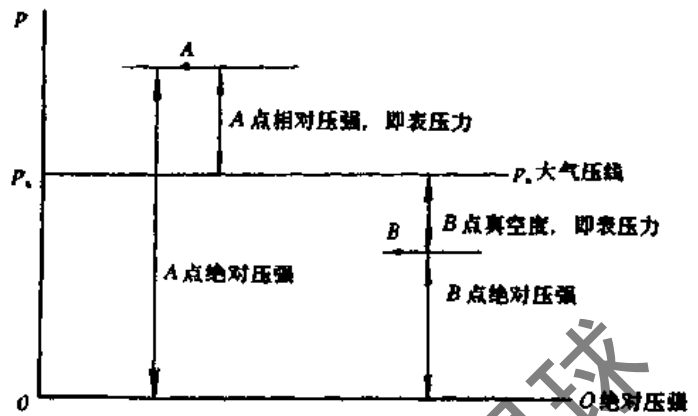


图 19-2 绝对压力、表压力与真空度关系

所具有的能量称为“冷量”。

冷量与热量的单位为焦耳(J)或千焦(kJ)。1 焦耳的热相当于 1 牛顿(N)的力移动 1m 做的功,即 $1J = 1N \cdot m$, $1kJ = 1kN \cdot m$ 。

工程上常用的热量和冷量的单位为 kW(非法定计量单位为 kcal/h),英热单位(Btu)等。有: $1kW \cdot h = 3600.65kJ \approx 3600kJ$ 。

$$1kW \cdot h = 859.9kcal \approx 860kcal$$

功、能、热量的换算见表 19-3。

冷量的单位除上述外,目前在一些国家还使用冷吨作为计量单位,美、英、日等国冷吨与国际标准单位制的换算见表 19-4。

表 19-3 功、能和热量的单位换算表

千焦 (kJ)	千卡 (kcal)	公斤力·米 (kgf·m)	千瓦时 (kW·h)	马力·时 (ps·h)	英热单位 (Btu)
1	0.2389	101.97	2.778×10^{-4}	3.777×10^{-7}	0.9478
4.1868	1	426.94	1.163×10^{-3}	1.581×10^{-3}	3.968
9.81×10^{-3}	2.341×10^{-3}	1	2.724×10^{-6}	3.704×10^{-6}	9.295×10^{-3}
3600.65	859.9	3.671×10^5	1	1.36	3412
2648	632.5	2.702×10^5	0.7355	1	2509
1.055	0.252	107.6	2.93×10^{-4}	3.985×10^{-4}	1

表 19-4 冷吨与法定冷量单位换算

冷 吨			千卡/时 (kcal/h)	英热单位/时 (Btu/h)	SI 单位 (kW)
日本冷吨	美国冷吨	英国冷吨			
1	1.098	0.9841	3320	13174	3.861
0.9108	1	0.9864	3024	12000	3.517
1.016	1.112	1	3373	13384	3.923

(2) 比热。对任何物质加进热量后,它的温度都会升高,但相同质量的不同物质,升高同样的温度时,其所需加进的热量是不一样的。人们将单位质量的物质温度

变化 $1^\circ C$ 时所吸收或放出的热量称为比热。

比热的单位有: $J/kg \cdot K$, $kJ/kg \cdot K$ 和 $kcal/kg \cdot ^\circ C$ 及 $kW \cdot h/kg \cdot ^\circ C$ 。它们的换算关系见表 19-5。

表 19-5 比热及焓的单位换算

法定单位制(SI)			(kcal/kg·°C)
(J/kg·K)	(kJ/kg·K)	(kW·h/kg·°C)	
1	10^{-3}	2.778×10^{-7}	2.388×10^{-4}
10^3	1	2.778×10^{-4}	0.2388
4.1868×10^3	4.1868	1.163×10^{-3}	1
3.6×10^6	3.6×10^3	1	860

表 19-8 导热系数的换算

法定单位	非法定单位	
$W/m \cdot K$	$kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C$	$cal/cm^2 \cdot s \cdot ^\circ C$
1	0.860	2.388×10^{-3}
1.163	1	2.778×10^{-3}
4.1868	360	1

表 19-9 传热系数及换热系数的单位换算

法定单位	非法定单位	
$W/m^2 \cdot K$	$kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$	$cal/cm^2 \cdot s \cdot ^\circ C$
1	0.860	2.388×10^{-5}
1.163	1	2.778×10^{-5}
4.1868	3.6×10^4	1

(3) 显热与潜热。显热是指物质被加热或冷却时引起物质温度上升或下降所吸收或放出的热量,单位:kJ。

潜热是指物质发生物态变化而温度维持不变时所吸收或放出的热量,单位:kJ/kg。

融解潜热:指 1kg 物质在其温度不变的条件下,由固态变为液态所需的热量。如 1kg,0℃ 的冰转变成 0℃ 的水时,需吸收 335.2kJ 的热量,故用冰作为空调的蓄冷是十分有利的。

气化潜热:指 1kg 物质在其温度不变的情况下,从液态转变为气态所需的热量。液化是气化的逆过程,物质在气化时吸收的热量与液化时所放出的热量在数量上是相等的。

目前常用的蒸气制冷方式正是利用工质在气化时吸收热量,在液化时放出热量这一特点构成制冷循环的。

(4) 焓与熵。焓是指物质具有的内能和压力位能的总和,用符号 h 表示,单位:kJ/kg 或 kcal/kg。熵是指 1kg 工质在换热过程中微小热量的变化值除以工质的温度所得的商,用符号 S 表示,单位为 kJ/K。焓、熔解热、气化热单位换算关系见表 19-6。熵与热容的单位换算关系见表 19-7。

表 19-6 焓、熔解热、气化热单位换算

法定单位制(SI)		kcal/kg
J/kg	kJ/kg	
1	10^{-3}	2.388×10^{-4}
10^3	1	0.2388
4.1868×10^3	4.1868	1

表 19-7 熵与热容单位换算

法定单位制(SI)		kcal/°C
J/K	kJ/K	
1	10^{-3}	2.388×10^{-4}
10^3	1	0.2388
4.1868×10^3	4.1868	1

3. 物质的导热系数、换热系数及传热系数

(1) 导热系数。导热系数是指物体在单位时间单位面积上物体温度降度为 1℃ 时的导热热量。导热系数表示物体导热能力的大小。用符号 λ 表示。常用的单位为: $W/m \cdot k$ 和 $kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C$ 。

(2) 换热系数。换热系数是指单位面积的壁面上,当流体同壁面之间的温差为 1℃,单位时间所能传递的热量。单位: $W/m^2 \cdot K$ 和 $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$,用符号 α 表示。

(3) 传热系数。热量从高温侧流体通过壁面转移到低温侧的流体,在温差为 1℃ 时单位面积、单位时间可传递的热量称为传热系数。用符号 K 表示。单位为: $W/m^2 \cdot K$ 或 $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ 。

导热系数、换热系数及传热系数的单位换算见表 19-8 及表 19-9。

19.2.3 热力学定律及热量传递方式

1. 热力学定律

(1) 热力学第一定律。能量守恒定律指出:能量既不可能创造,也不可能被消灭,但可以从一种形式转换为另一种形式,或从一个(一些)物体转移至另一个(些)物体。而在转换前后能量的总和维持不变。

热能在生产、生活中也遵循这一定律,热能可以转换为机械能,机械能也可以转换为热能。例如在压缩式制冷系统中,压缩机的机械能转化为制冷剂的內能(热能),使制冷剂由低温低压的蒸气而转变为高温高压的制冷剂气体。而这部分气体又在冷凝器中将自身的热量转移给冷却介质(水或空气),使自身液化,冷却介质温度升高,从而参与制冷的循环。热力学第一定律正是说明这样一个问题,即热可以变为功,功也可以转变为热;一定量的热消失时,必产生一定量的功;消耗了一定量的功,必出现与之相应数量的热。

(2) 热力学第二定律:在自然界中,我们可以看到,热量总是自发地从高温物体传向低温物体,机械能总是自发地转变为热能,气体总是会自发地膨胀。因此要实现它们的逆变化,如使热量由低温物体转移到高温物体,则必须消耗功,在制冷系统中就是压缩机的机械能。因此热力学第二定律则说明:

热量不能自发地、不付代价地从低温物体转移给高温物体;要使热量全部而且连续地转变为机械能也是不可能的。

2. 热量传递的方式

不同物体或物体的不同部位,只要存在温差,就有热量的传递。因此,温差是产生热传递的动力。

所有的热传递可以归纳为三种方式,即热的传导、热对流和热辐射。在制冷系统中,传热过程一般是三种形式的综合结果,不过在不同情况下某种形式起主要作用。

(1) 热的传导(又称导热)。由于物体内部分子和原子的热运动,使热量从高温部分转向低温部分,这种热量的传递过程称为热的传导。

热传导的特点是在传热过程中,物体各部分之间不发生宏观的位移。导热可以在固体、液体和气体中发生,但单纯的导热只能发生在密实的固体中。

(2) 对流换热。依靠流体的运动,把热量由一处传递到另一处的现象称为对流。由于在热对流过程中,热量的传递是依靠流体的流动而实现的,因此只有气体和液体才能产生热对流,流体与固体壁面之间的换热过程称为对流换热,简称放热。

(3) 辐射换热。物体因各种原因会发出辐射能,并在空间以电磁波的方式传播。这种由于物质分子热运动的原因而发出的辐射能称为热辐射。物体除不断发出热辐射外,也从周围环境吸收来自其他物体的辐射能。这种以辐射方式进行的能量转移称辐射换热。

(4) 工程上的传热。在工程上,对热量传递的计算是综合三种传热方式采用传热面积 F ,两种介质之间的温差 Δt 和传热系数 K 之乘积。即:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t$$

(5) 传热温差。传热温差是指传热壁两侧两种流体间的温度差,这个温度差是传热过程的推动力。在制冷设备的换热过程中,间隔壁面两侧的温度并不是固定不变的,而是随流体的位置及换热的时间而变化。如蒸发器中制冷剂的温度不变,但冷媒水(或空气)的温度在

传热过程中逐步降低。在冷凝器中,制冷剂的温度和冷却介质(水或空气)的温度在传热过程中均发生变化,它们之间的流动方向不同,传热温差也不相同。

在制冷系统中,冷、热流体之间的流动方向有相同的顺流和相反的逆流。如图 19-3 所示。



图 19-3 换热器中冷、热流体间的流动方式

顺流时,最高温度的热流体和最低温度的冷流体,在换热器入口端的传热面两侧相遇,此时两者温差最大,此后热流体的温度逐步下降,冷流体的温度逐步上升,在出口端以热流体的最低温度和冷流体的最高温度结束换热过程。此时两者温差最小,此种传热方式,热流体的温度不可能降到冷流体的最高温度之下,传热效率较低。

逆流时,热流体的最低温度和冷流体的最低温度相遇,这样热流体的最终温度比顺流时要低,降温效果好。如图 19-4 所示。

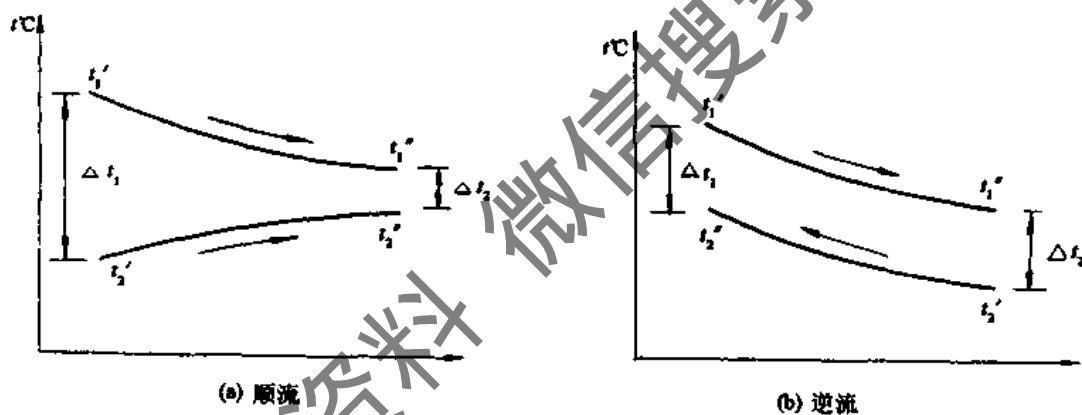


图 19-4 换热器内流体温度变化情况

不论是顺流还是逆流,在换热过程中两种流体的温度均发生变化,其温差的计算方法如下:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2.3 \lg \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (19-1)$$

或

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2.3 \lg \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (19-2)$$

式中 Δt_{\max} ——换热器进出口端温差中的最大者($^\circ\text{C}$);

Δt_{\min} ——换热器进出口端温差中的最小者($^\circ\text{C}$)。

当两端部的最大温差和最小温差相差不到一倍时,此时对数平均温差可用算术平均温差代替。此时有:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (19-3)$$

19.3 人工制冷基本原理及常用人工制冷方式

在目前条件下,人工制冷都是采用液体的气化时要吸收热量的特性而使被冷却介质温度降低达到制冷目的。要使制冷剂液体不断地气化,不断吸热而连续制冷,构成制冷循环,则必须给制冷系统提供一定的能量。根据补充能量的形式和制冷剂气化的方式不同,常用的制冷方式有:蒸气压缩式制冷,溴化锂吸收式制冷及蒸汽喷射式制冷。

19.3.1 蒸气压缩式制冷

蒸气压缩式制冷是利用压缩机(活塞式、离心式和螺杆式)给系统中的制冷剂(氨及氟利昂等)提供机械能(转变为制冷剂的内能),将在蒸发器内吸收冷媒的热量而气化了了的制冷剂气体,压缩成高温高压气体,采用冷却方式

使制冷剂气体在高压下液化,再采用调节阀对制冷剂进行节流降压而进入蒸发器,继续吸热气化,以达到制冷循环的目的。

19.3.2 溴化锂吸收式制冷

溴化锂吸收式制冷是用水做制冷剂,溴化锂溶液做吸收剂。它根据溴化锂水溶液具有在常温下(特别是在温度较低时)能强烈地吸收水蒸气,而在高温下又能将其所吸收的水分释放出来的特点,用它去吸收水分,给制冷剂水制造一个低压环境,使水不断地汽化而吸热,从而达到制冷循环的目的。

19.3.3 蒸汽喷射式制冷

蒸汽喷射式制冷是利用高压水蒸气通过喷射器造成一个低压环境,使制冷剂水在此低压下蒸发吸热。这种制冷方式的工作原理如图 19-5 所示。在采用蒸汽喷射制冷方式中所使用的主要设备为蒸发器、主冷凝器和蒸汽喷射器。当具有一定压力(表压不低于 6.87bar)的工作蒸汽通过喷射器的喷射,将位能转变为动能,在喷射器出口处蒸汽的流速可达 $1000 \sim 1200\text{m/s}$,从而使蒸发器内造成很低的压力,形成一定的真空(如要使蒸发温度为 $+5^{\circ}\text{C}$,则蒸发器内的绝对压力应为 0.872kPa ,即 6.54mmHg),空调回水经调压后送到蒸发器内进行喷淋,部分回水在低压下汽化,从而吸收了未汽化那部分回水的热量,使这部分水的温度下降,成为空调所需的冷冻水。蒸发器内产生的制冷剂水蒸气被喷射器抽出与工作蒸汽相混合,进入喷射器的扩压器,使其速度降低,压力升高。

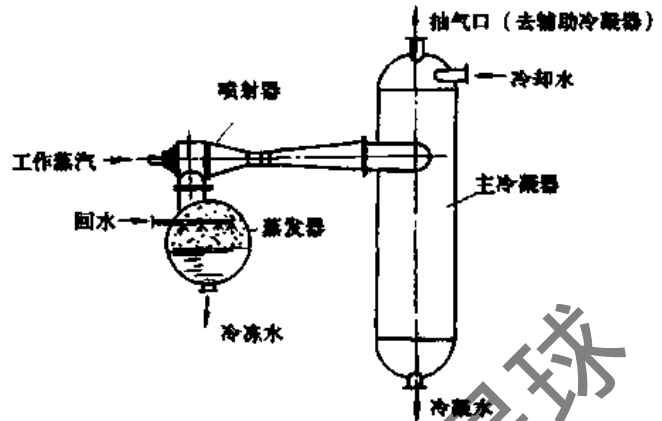


图 19-5 蒸汽喷射式制冷原理

由于从喷射器出来的混合蒸汽压力仍然很低,一般只有 $40 \sim 60\text{mmHg}$,远低于大气压力,因此喷射器不可能将混合蒸汽直接排入大气,所以必须通过冷凝器将混合蒸汽冷凝成液体,利用冷凝器的安装高度的位差或采用冷凝水泵将冷凝水抽出,而未被冷凝的小部分蒸汽和不凝性气体,则通过辅助喷射器、辅助冷凝器,从抽气孔抽出并压缩到高于大气压而排入大气中去。

这种制冷装置是利用高压蒸汽给系统提供动能,造成蒸发器的低压。因此这种制冷方式可以节省电能,结构比较简单,但需高压蒸汽,且冷却水耗量大,提供的冷水温度高于 $+5^{\circ}\text{C}$ 。

获取更多资料

20 蒸气压缩式制冷

20.1 蒸气压缩式制冷的基本原理

蒸气压缩式制冷系统中主要有压缩机 1, 冷凝器 2, 调节阀 3(或称膨胀阀、节流阀)和蒸发器 4, 四大部分组成, 如图 20-1 所示。这些设备用管道依次联接而形成一个封闭系统。系统在工作时, 压缩机将蒸发器内所产生的低压(低温)制冷剂蒸气吸入压缩机汽缸内, 由压缩机运转的机械能转化为制冷剂蒸气的内能, 使制冷剂蒸气的温度和压力均升高, 当压力到稍大于冷凝器内的压力时, 高温高压制冷剂气体排至冷凝器。因此制冷压缩机起着对制冷剂气体的压缩和输送作用。在冷凝器内, 温度和压力较高的制冷剂蒸气与温度比较低的冷却水(或空气)进行热交换而被冷凝成液体。制冷剂液体再经调节阀的节流降压后进入蒸发器, 在蒸发器内吸收被冷却物体的热量而气化。这样被冷却物体(水、盐水或空气)便得到冷却。蒸发器中所产生的制冷剂蒸气又被压缩机抽吸。因而制冷剂便在系统中经过压缩、冷凝、节流、气化过程, 不断完成制冷循环。

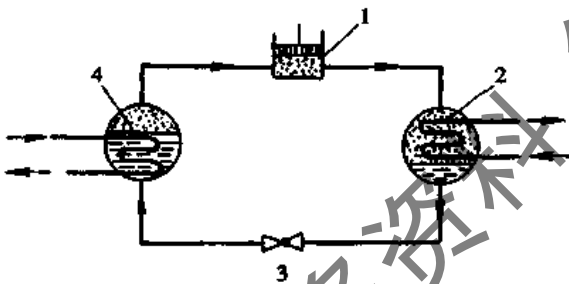


图 20-1 单级压缩制冷原理

1-压缩机, 2-冷凝器, 3-调节阀; 4-蒸发器

由以上我们可以看出, 在制冷系统中, 蒸发器、压缩机、冷凝器和调节阀是必不可少的四大件。蒸发器是输送冷量的设备, 制冷剂在其中吸收被冷却物的热量使自身变为蒸气而使被冷却物失去热量温度下降; 制冷压缩机则是系统的核心, 起着给系统提供能量, 使其对制冷剂蒸气产生吸入、压缩、输送的作用; 冷凝器是放出热量的设备, 使制冷剂在蒸发器中所吸收的热量和压缩机的机械能所转化的热能一起传递给冷却介质并被其带走; 节流阀对制冷剂起着节流降压作用和同时控制、调节进入蒸发器中制冷剂液体的数量, 并将系统分为高压部分和低压部分。

常用的压缩式制冷机, 目前在空调制冷中常用的压

缩式制冷机有活塞式、离心式和螺杆式三种。

制冷压缩机的特性:

1. 活塞式制冷压缩机特性

(1) 由于采用普通金属材料制造, 加工容易, 因而价格相对便宜。制冷量在 50kW 以下时, 比离心式和螺杆式制冷机便宜, 广泛使用在柜式空调器、房间空调器以及冷负荷在 352kW 以下的空调系统中。活塞式制冷压缩机的制冷量范围约为 35~580kW。

(2) 压力范围广, 不随排气量而变, 能适应比较宽广的冷量要求, 适用于中小容量的空调系统。

(3) 和其他形式制冷机相比, 其制冷系数稍低, 但与离心式制冷机相比, 容易获得高的压缩比, 且不会出现喘振, 故可用于 50kW 以下的空气热源热泵。

(4) 采用多头, 高速多缸(转速 1400~2000r/min, 缸数 6~12 个), 短行程, 大缸径, 可以提高单机容量和部分负荷时的调节性能。

(5) 采用标准化生产的模块式冷水机组, 体积小、重量轻、噪声低、占地小, 可以组合成多种容量。

(6) 由于往复运动的惯性力大, 转速不能太高, 因此单机容量较小。

(7) 对于单头, 转速不变的机组, 只能用改变汽缸工作个数来调节冷量。当冷负荷减少时, 通过能量调节机构使压缩机部分汽缸卸载。由于卸载汽缸中仍有气体在流动, 活塞仍在做往复运行, 需耗费能量, 故用能量调节机构调节冷量时, 所耗功不是随冷量的减少以相同比例递减, 因此部分负荷下的调节性能较差。

2. 离心式制冷压缩机特性

(1) 由于离心式制冷压缩机叶轮转速高(达 10^4 r/min 左右), 压缩机输气量大, 故单机容量大。目前单机空制冷量通常在 580kW 以上, 最大容量可达 35000kW。容量在 3500kW 以下的主要用于建筑物供冷, 超过 3500kW 的用于区域供冷。

(2) 与相同容量的活塞式相比, 结构紧凑, 重量轻, 占地面积小, 对于空调负荷很大的高层建筑特别适用。

(3) 与吸收式制冷机相比, 造价便宜, 维护方便, 带有双管束冷凝器的离心式制冷机可以作为热回收热泵, 用来回收建筑物内部热量。

(4) 与活塞式相比, 无气阀, 填料、活塞环等易损件, 工作可靠、维修周期长、且维修费用低。

(5) 运转时制冷剂中不混杂润滑油, 因而蒸发器和冷凝器的传热性能好。

(6) 运转平稳, 振动小。

(7) 冷量调节通常采用导流叶片的调节方法, 可在 20%~100% 范围内实现无级调节, 调节性能较好。

(8) 采用汽轮机驱动时, 常用变速调节方法, 同样可以实现无级调节, 其经济性能高。

(9) 在具有廉价热源时, 利用汽轮机驱动离心机组,

并采用与溴化锂吸收式制冷机联合运行方式时,可充分利用能源。

(10) 工况范围比较窄,不易采用较高的冷凝温度和过低的蒸发温度,如冷水出口水温度为 7°C ,热水出口温度为 41°C 以上时,如容量调节范围超出 $60\% \sim 100\%$ 易发生喘振。如为防止喘振,用热气旁通法(将压缩机高温气体旁通到蒸发器),此时制冷量下降,在电机输入功率不变时,制冷系数下降。

离心式制冷机冷凝温度一般为 40°C 左右,冷凝器进水 32°C 左右,蒸发温度在 $0 \sim 10^{\circ}\text{C}$ (常为 $0 \sim 5^{\circ}\text{C}$)之间,蒸发器出水温度为 $5 \sim 7^{\circ}\text{C}$ 左右。

如果采用多级压缩时可提高效率 $10\% \sim 20\%$ 和改善低负荷时的喘振现象。

(11) 制造难度大。

3. 螺杆式制冷机特性

(1) 与活塞式相比,结构简单,零部件仅为活塞式的十分之一,重量轻,易维修。

(2) 运动部件少,无往复运动的惯性力,运转平稳,振动小,运行可靠。

(3) 单机制冷量较大(较活塞式制冷机制冷量大,但较离心式制冷机制冷量小)。

(4) 与活塞式制冷压缩机相比,由于汽缸内无余隙容积和吸排气阀片,故有较高容积效率。单机活塞式压缩比通常不超过 $8 \sim 10$,且容积效率随压缩比增加而急剧下降,而螺杆式压缩比可达 20 ,其容积效率变化不大,制冷系数高,因此单级螺杆式压缩机可制取较低的温度,适用于 75kW 以上的大型空气热源热泵。

(5) 螺杆式制冷机的能量调节是通过两个转子之间的移动滑阀和一套控制滑阀沿轴向移动的机构进行的,冷量可在 $15\% \sim 100\%$ 之间无级调节。当冷量在 $60\% \sim 100\%$ 之间调节时,功率和冷量几乎以相同比例变化。

(6) 单位功率制冷量比活塞式低。

(7) 油处理设备复杂,要求使用分离效率很高的油分离器,否则喷入汽缸中的大量润滑油会进入辅助设备而降低热效果。

(8) 加工、装配精度要求高。

(9) 单机容量 $\leq 1160\text{kW}$,适用于大、中型空调系统和空气热源热泵。

20.2 蒸汽压缩式制冷机的基本构造和工作原理

20.2.1 活塞式制冷压缩机的基本构造和工作原理

1. 活塞式制冷压缩机的基本构造和工作原理

现以图 20-2 所示立式、单作用、直流式氨压缩机为例说明活塞式制冷压缩机的基本构造和工作原理。它主要有汽缸体 1、汽缸 2、活塞 3、连杆 4、曲轴 5、曲轴箱 6、进气阀门 7、排气阀门 8、假盖 9、缓冲弹簧 10 和汽缸上盖 11 等组成。其工作过程为,活塞在向下运动中,当汽缸内的压力低于吸气管内的压力时,因压力差的作用,使吸气阀打开,制冷剂蒸气经吸气阀而进入活塞上部的汽缸

中。当活塞向上运动时,吸气阀关闭,活塞继续向上运动,汽缸中的制冷剂蒸气被压缩,且压力不断升高。当汽缸中的制冷剂气体压力达到一定程度时,将装在假盖上的排气阀门打开,制冷剂蒸气被排出汽缸,利用上部汽缸水套中的冷却水对汽缸进行冷却,以防止汽缸温度过高。在压缩机上部除汽缸上盖外,还有汽缸假盖,假盖不是固定在汽缸盖上,而是利用缓冲弹簧压在上面。假盖可以防止液体制冷剂进入汽缸时所产生的汽缸液击而造成的设备损坏。当汽缸中制冷剂的压力过大不能及时通过阀门排出时,假盖上的缓冲弹簧被压缩而使假盖稍有上升,于是进入汽缸内的制冷剂液体便通过假盖和汽缸间的空隙而进入排气空间,这样就避免事故的发生。因此可以认为假盖是一种安全装置。压缩机的汽缸体和曲轴箱组成了它的机体,在汽缸体中装有汽缸套、活塞和吸、排气阀组合件等。曲轴箱是固定压缩机各部件的基座,它起到机件的作用,其内部装有曲柄连杆机构,箱的下部存放润滑油。曲柄连杆的运动是由电动机所驱动。

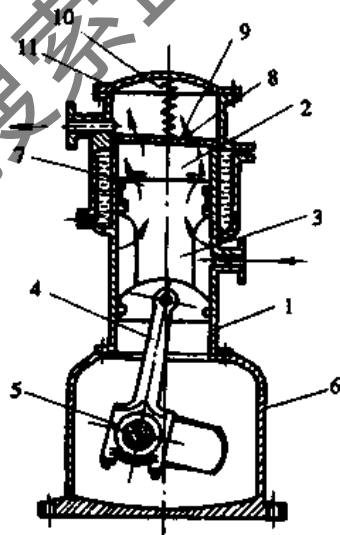


图 20-2 立式、单作用直流式氨压缩机基本构造及工作原理

1-汽缸体;2-汽缸;3-活塞;4-连杆;5-曲轴;
6-曲轴箱;7-进气阀门;8-排气阀门;9-假盖;
10-缓冲弹簧;11-汽缸上盖

2. 活塞式制冷压缩机的分类

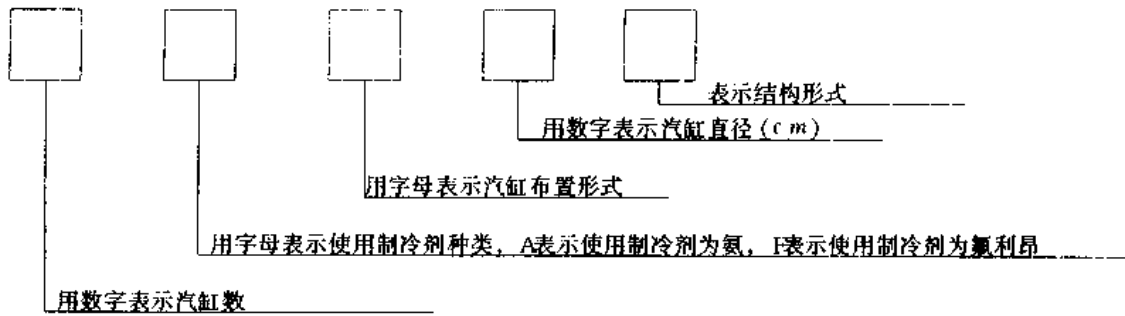
(1) 按压缩机汽缸分布形式可分为直立式、V型、W型、S(扇形)型和Y型(星形)等。

(2) 按制冷剂种类可分为氟利昂压缩机和氨压缩机。

(3) 按压缩机与电动机的组合形式分为:开启式、半封闭式和全封闭式。

(4) 按压缩机对制冷剂气体压缩的级数分为单机单压缩和单机双压缩两种。在空调制冷系统中一般使用单机单压缩式制冷压缩机。

制冷压缩机的型号表示方法为:



[例] 活塞式制冷压缩机型号表示方法见表 20-1。

表 20-1 单级活塞式制冷压缩机型号表示举例

压缩机型号	汽缸数	制冷剂	汽缸排列形式	汽缸直径 (cm)	结构形式
8AS12.5	8	氨(A)	S(扇形)	12.5	开启式
6FW7B	6	氟利昂(F)	W形	7.0	半封闭(B)
3FYQ	3	氟利昂(F)	Y形(星形)	5.0	全封闭(Q)

3. 单级制冷压缩机(开启式和半封闭式)的使用条件及规定工况

(1) 在单级压缩制冷系统中,制冷压缩机的工作条件受到一定的限制,以做到安全、经济、高效率地运转。因此,单级活塞式制冷压缩机在运行中所使用的限定条件,国家作出了统一的规定。单级活塞式制冷压缩机的限定工作条件见表 20-2。

表 20-2 单级活塞式制冷压缩机的限定工作条件

	B717	R12	R22
蒸发温度 t_0 ($^{\circ}\text{C}$)	+5 ~ -30	+10 ~ -30	+5 ~ -40
冷凝温度 t_k ($^{\circ}\text{C}$)	≤ 40	≤ 50	≤ 40
压缩比 $\left(\frac{p_k}{p_0} \text{绝对压力比}\right)$	≤ 8	≤ 10	≤ 10
压力差 $(p_k - p_0)$ (MPa)	1.37	1.48	1.37
吸气温度($^{\circ}\text{C}$)	$t_0 + (5 \sim 8)$	+15	+15
排气温度($^{\circ}\text{C}$)	≤ 150	≤ 130	≤ 150
安全阀开启压力差(MPa)	1.6	1.4	1.6
油压比曲柄箱压力高(MPa)	0.147 ~ 0.294	0.147 ~ 0.294	0.147 ~ 0.294
油温($^{\circ}\text{C}$)	≤ 70	≤ 70	≤ 70

4. 制冷压缩机的工作工况条件

制冷压缩机由于所使用的制冷剂不同和不同的使用条件(如不同的蒸发温度、冷凝温度等),其制冷量不同,同时所消耗的功率也不同,运行特性也不一样,因此,为了说明一套制冷装置的制冷量和其特性,必须同时说明其冷凝温度和蒸发温度,否则是没有意义的。为了便于在一个共同的标准条件下说明制冷装置的性能和直接对各种制冷装置的性能进行比较,规定了“标准工况”和“空调工况”。

标准工况是一种通用工况,它是衡量制冷能力和性能的标准。

空调工况是指制冷机用于空调时,衡量制冷机的产冷能力。

最大功率工况和最大压差工况,是设计和考核制

机的机械强度、耐磨寿命、气阀的合理性和配用的最大功率等使用指标。

制冷装置的标准工况、空调工况、最大功率工况以及最大压差工况所规定的技术条件见表 20-3。

表 20-3 制冷装置各工况所限定的工作条件

工况	规定条件 制冷剂	蒸发温度	吸气温度	冷凝温度	过冷温度
		($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)
标准工况	B717	-15	-10	+30	+25
	R12	-15	+15	+30	+25
	R22	-15	+15	+30	+25
空调工况	R717	+5	+10	+40	+35
	R12	+10	+15	+40	+35
	R22	+5	+15	+40	+35
最大功率工况	R717	+5	+10	+40	+35
	R12	+10	+15	+50	+45
	R22	+5	+15	+40	+35
最大压差工况	R717	-21	-16	+40	+35
	R12	-30	0	+50	+45
	R22	-30	0	+40	+35

5. 活塞式制冷压缩机的整体结构

活塞式制冷压缩机按其结构形式分为开启式、半封闭式和全封闭式三种。

(1) 开启式制冷压缩机。开启式制冷压缩机是压缩机和电动机分为两体,中间用联轴器或皮带进行传动。目前较大型的活塞式制冷压缩机都采用这种结构形式。

8FS10型活塞式制冷压缩机结构如图 20-3 所示。该压缩机为 8 缸,扇形结构。缸径 10cm,行程 7cm。使用 R12 为制冷剂时,标准产冷量为 84000kcal/h (97.67kW)。使用 R22 为制冷剂时,标准产冷量为 134400kcal/h (156.28kW)。

此种制冷压缩机的活塞为铝合金筒形,活塞环和刮油环均安装在活塞上半部,曲轴为双拐式铸件,每个拐上安装四个连杆,并有油孔相通。汽缸采用可拆换的汽缸形式,吸气阀片装在汽缸套上,阀片为环形阀片。

机体为整体铸造结构,上有吸、排气腔,汽缸周围与吸气腔相连,因而缸套可以受到良好的冷却,并在缸套上有卸载机构零件,可供调节负荷使用。

油泵采用转子油泵,油被加压后从曲轴两端油孔进入,润滑前后轴承及连杆大头轴瓦。另外,油还通过油量分配阀送到卸载机构。

(2) 半封闭式制冷压缩机。将制冷压缩机与电动机外壳铸成一体,构成一个密封的机身,但为了检修活塞和

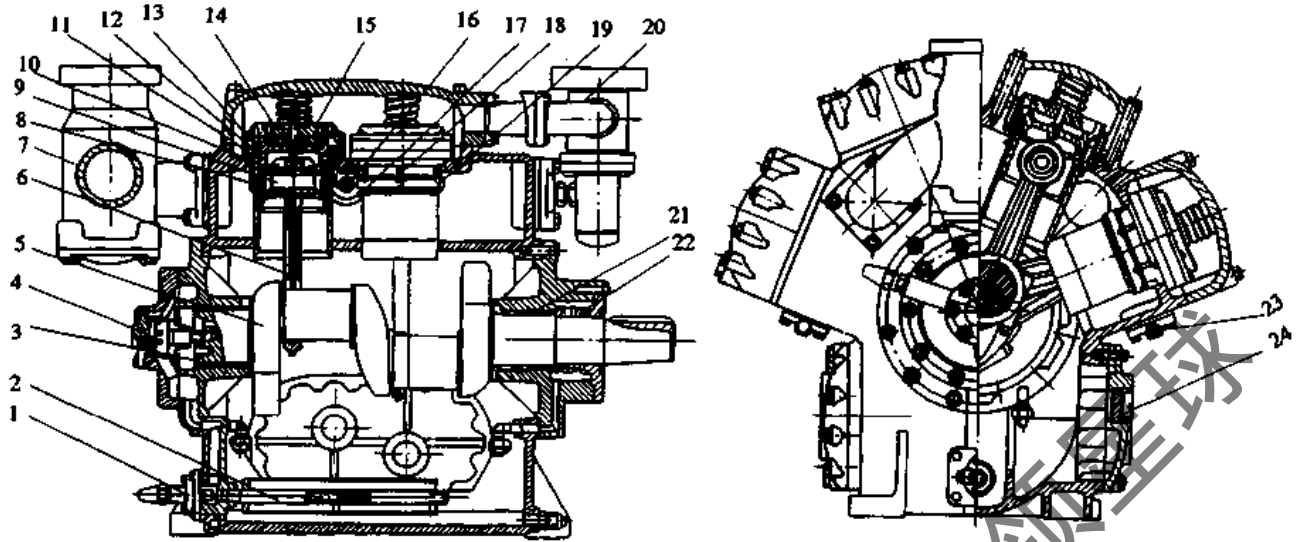


图 20-3 8FS10 型开启式氟利昂冷冻机结构图

- 1-油三通阀;2-油过滤器;3-轴承;4-月牙形转子泵;5-曲轴;6-连杆;7-吸气总管;8-活塞销挡圈;9-活塞销;10-活塞;11-刮油环;12-活塞环;13-吸气阀片弹簧;14-排气阀升高限制器;15-排气阀片垫;16-卸载机构推杆;17-推杆凸轮;18-顶杆;19-转动环;20-排气总管;21-轴承;22-轴封;23-进油孔;24-油面指示窗

气阀方便,将汽缸盖做成可拆式。这种结构紧凑、体积小、重量轻、工艺先进,消除了轴封处易漏的毛病。目前70系列,使用氟利昂作为制冷剂的制冷压缩机多做成半封闭式。50型部分制冷压缩机也有一部分为半封闭式。图20-4为3FW5B型半封闭氟利昂制冷压缩机结构图。

(3) 全封闭式制冷压缩机。全封闭式制冷压缩机是由压缩机和电机组成的整体被封闭在钢板冲制的机壳内。机壳分上、下两部分,中间接缝用电焊焊接。因而全封闭式制冷压缩机具有更好的密封性。但在机壳内的压缩机或电动机的零部件发生故障时,只有沿机壳中间的

接缝切开后才能进行检修。

全封闭式制冷压缩机根据其压缩机的结构不同分为全封闭活塞式制冷压缩机和全封闭滚动转子式制冷压缩机。全封闭式制冷压缩机一般用于房间空调器中,作为其冷源。

1) 全封闭活塞式制冷压缩机。全封闭活塞式制冷压缩机结构如图20-5所示。由外罩和机芯组成,机芯封闭在外罩内。机芯由机构和电动机两部分组成。机构由汽缸壳体、曲轴、连杆、活塞、进气与排气阀、消声器等零部件组成;电动机由定子和转子两部分组成,定子与转子

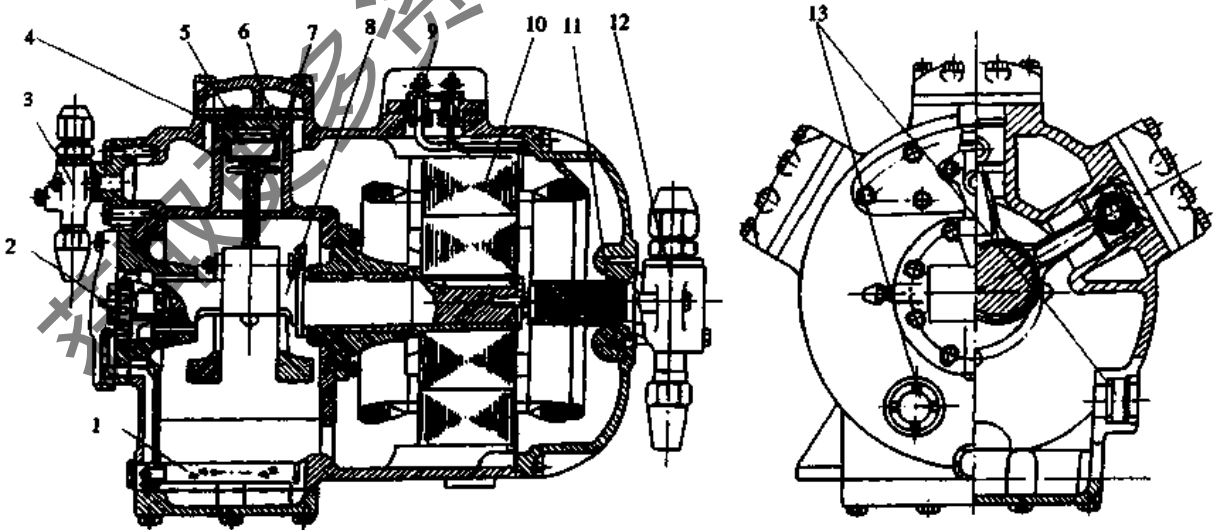


图 20-4 3FW5B 型半封闭氟利昂冷冻机结构图

- 1-油过滤器;2-月牙形油泵;3-排气阀;4-活塞环;5-活塞;6-网板;7-连杆;8-曲轴;9-接线柱;10-电机;11-吸气过滤网;12-吸气阀;13-油面指示窗

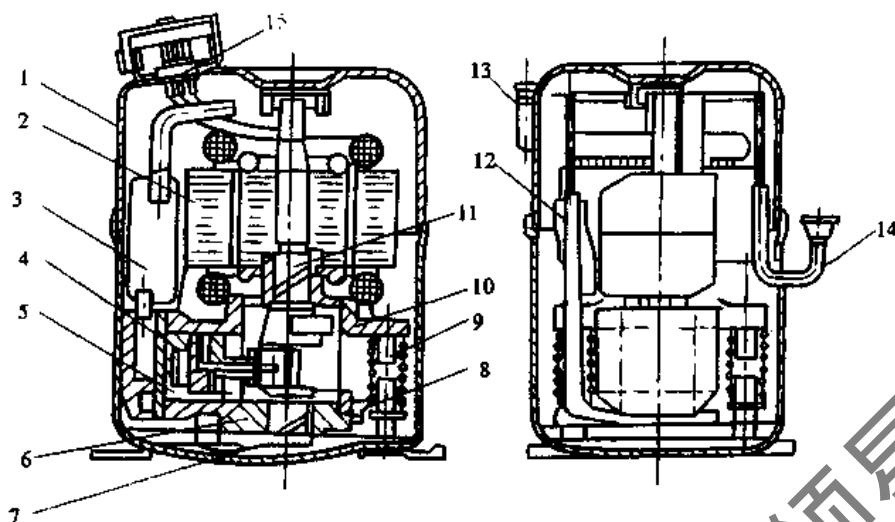


图 20-5 全封闭活塞式制冷压缩机结构图

1-外罩;2-电机;3-消声器;4-阀门组件;5-活塞连杆组件;6-下轴系组件;7-支承板;8-稳压室组件;9-弹簧支承柱;10-壳体组件;11-曲轴;12-减振片;13-进气管;14-排气管;15-电气插座

分别与机构的汽缸壳体和曲轴连接。

电动机转动时,机构的曲轴与电动机转子一起转动,通过连杆驱动活塞在汽缸内往复运动,当活塞向汽缸底部运动时,汽缸容积变大,缸内气体膨胀,其压力低于吸气侧气体压力,吸气阀打开,低温低压气体通过吸气消声器、吸气阀孔进入汽缸;当活塞向汽缸顶部运动时,汽缸容积变小,汽缸内气体被压缩,气体密度增大,压力升高,当汽缸内气体压力大于高压侧(指排气管中压力)气体压力时,排气阀打开,通过排气阀孔排出高温高压气体,进入冷凝器中冷却而凝结为液体,如此往复循环,完成压缩机的吸气、压缩、排气三个过程,实现制冷。

2) 全封闭滚动转子式制冷压缩机。全封闭滚动转子式制冷压缩机的结构如图 20-6 所示。压缩机由电动

机与机构部分组成。机构部分的主要零件有偏心轴、汽缸、转子、滑片、上盖、下盖。上盖与下盖用螺钉固定在汽缸上形成密封腔,电机驱动偏心轴旋转,带动套在偏心轴上的转子在密封腔内沿汽缸表面滚动,滑片靠弹簧力和气体力与转子保持接触,将密封腔分成吸、排气腔,随着转子在密封腔中的位置变化,形成吸、排气腔容积的改变,从而完成吸气、压缩、排气三个过程,实现制冷。

6. 活塞式制冷压缩机的主要零部件

为了保证制冷压缩机的正常运行,压缩机本体是由许多零部件所组成,对于一台较典型的活塞式制冷压缩机,其零部件可以分为以下几个部分。

机体:它是压缩机的机身,用来安装和支承其他零部件以及容纳润滑油。

传动机构:压缩机借助该机构传递工作,对气体做功,它包括曲轴、连杆、活塞等。

配气机构:它是保证压缩机实现吸气、压缩、排气过程的配气部件,它包括吸、排气阀、阀板和气阀弹簧等。

润滑油系统:它是对压缩机各传动摩擦偶合件进行润滑的输油系统。它包括油泵、油过滤器和油压调节部件等。

卸载装置:它是对压缩机汽缸进行卸载、调节冷量、便于启动的传动机构,它包括卸载油缸、油活塞、推杆和顶针、转环等零件。

轴封装置:在开启式压缩机中,轴封装置用来密封曲轴穿出机体处的间隙,防止泄漏。它包括托板、弹簧、橡胶圈和石墨环等。

现以 8FS10 制冷压缩机为例,介绍其主要零部件的结构和作用。

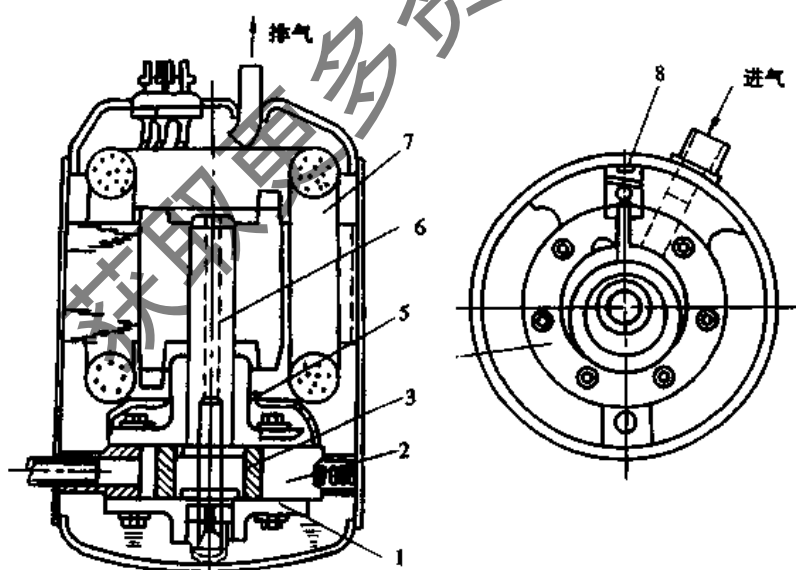


图 20-6 全封闭滚动转子式制冷压缩机结构图

1-下盖;2-滑片;3-转子;4-汽缸;5-上盖;6-偏心轴;7-电机;8-弹簧

(1) 传动机构。图 20-7 为 8 缸制冷压缩机的传动机构。图中展示了该机构中的曲轴、连杆、活塞三个主要零部件的构造以及它们之间的连接。

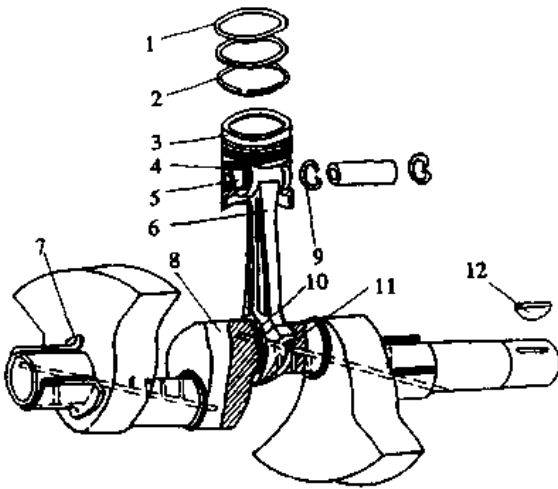


图 20-7 8 缸制冷压缩机的传动机构

- 1-气环;2-油环;3-活塞;4-连杆小头;5-活塞销;6-连杆;7-主轴承;8-曲轴;9-活塞销挡圈;10-连杆大头;11-连杆螺栓;12-键

曲轴前后的两个主轴承分别压配在轴承座上,作为两个支撑点支撑着曲轴。曲轴的轴径与连杆大头连接。连杆小头通过活塞销与活塞连接。当曲轴在皮带轮或电动机直接驱动下旋转时,活塞将通过连杆的传递作用在汽缸(或汽缸套)内作往复运动(图中仅以一只活塞代表)。为了防止活塞在压气过程中的高压气体向曲轴箱泄漏,活塞上装有几道气环(活塞环),气环的外圆面依靠其本身的弹力和气体的压力紧贴在汽缸壁上,随着活塞的往复运动,气环的一个端面与环槽端面相贴,当几道活塞环连在一起时,造成了层层阻挡的曲折途径,从而达到了密封的目的。此外,在活塞上最后一道活塞环的下面还装有一道油环,用来收刮汽缸壁上的润滑油,使其重新回到曲轴箱中。

采用油泵供油润滑的压缩机,其曲轴内部钻有油道,连杆内部也有油孔,润滑油借助油泵的供油压力经油道或油孔向主轴承、轴颈和活塞销等各个摩擦件供应润滑油。

润滑油泵装在轴承的后轴承端,油泵的转轴放在曲轴的槽中,当曲轴转动时,油泵也随着旋转向各润滑部位供油。

(2) 配气机构。制冷压缩机的配气机构随压缩机的形式和大小不同有较大的区别,目前使用中比较典型的有以下三种形式:

1) 月牙形和舌形阀片阀组,如图 20-8。这种形式的配气机构主要应用在小形封闭式制冷压缩机中,月牙形的排气阀片和阀片升高限制器装在阀板的排气侧,控制呈月牙形布置的四个排气孔启闭。舌形吸气阀片装在阀板和汽缸之间,一端用两只销钉固定在汽缸壁上,控制四个呈菱形布置的吸气孔启闭。此种阀片阀组的结构简单,工作噪声低,但阀片承受挠曲和气体冲击作用,因此常使用优质钢材制作。

2) 环形阀片阀板组,如图 20-9。这种形式的配气机构在老式的 2F10、4F10 制冷压缩机中使用。环形排气阀片、限位器、排气阀片、弹簧等,通过螺栓连接而组合在一起。吸气阀片和弹簧安放在阀板和吸气阀片限制器之间,限制器用过盈配合压在汽缸口周围,它既是限制器,又是吸气阀片的弹簧座。环形阀片的工作条件优于月牙形和舌形,只要不发生严重液击现象,使用寿命还是较长的。

由于吸、排气阀在制冷机的运行中及时、迅速、准确地把制冷剂气体输入汽缸,压缩后又将其输出,因此其工作的好坏直接影响到制冷机的制冷量。同时,气阀中的阀片又是最容易磨损和击坏的部件,因此,运行时应经常注意阀片声音的变化。

3) 带有能量调节的配气和卸载机构,如图 20-10 所示。这是一套组合式配气和卸载机构,它不但包括环形吸、排气阀片、弹簧等零件,而且还包括汽缸套、吸气阀片

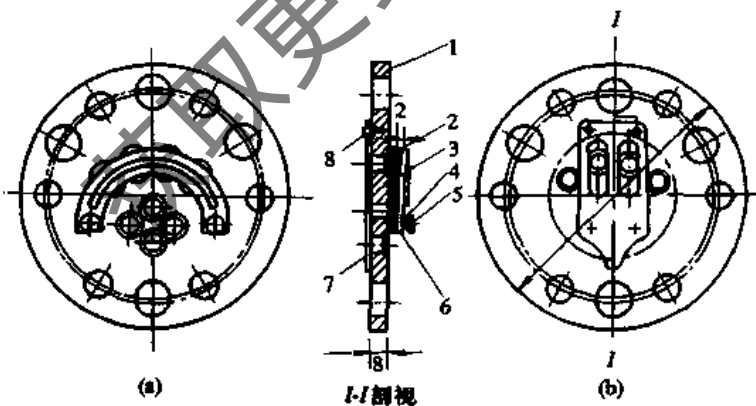


图 20-8 阀板式气阀

- 1-阀板;2-半月形排气阀片;3-升高限制器;4-垫圈;5-六角螺栓;6-弹簧片;7-舌形吸气阀片;8-销钉

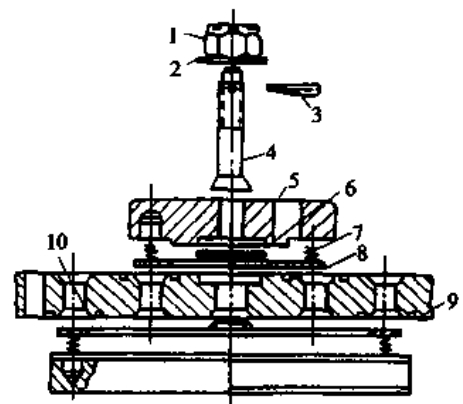


图 20-9 环形阀片阀板组

- 1-螺母;2-垫圈;3-开口销;4-螺栓;5-限位器;6-排气阀片限位器;7-弹簧;8-排气阀片;9-阀板;10-吸气阀片

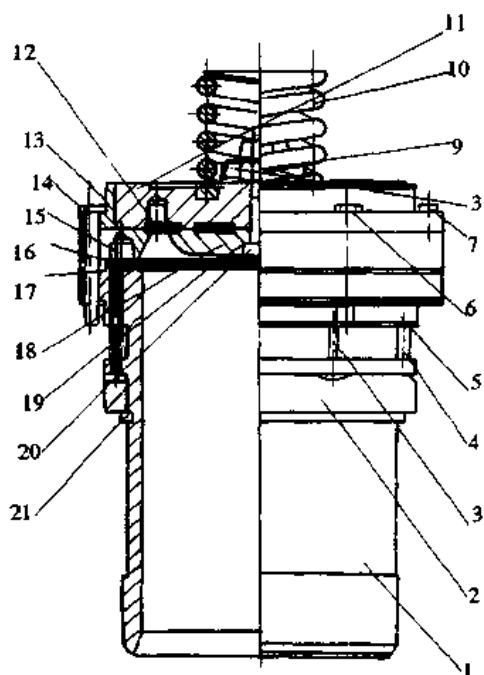


图 20-10 组合式气阀和汽缸套

1-汽缸套;2-转动环;3-顶杆;4-开口销;5-顶杆弹簧;6-弹簧垫圈;7-内六角螺栓;8-套圈;9-六角螺母;10-假盖弹簧;11-假盖;12-排气阀片;13-导向环;14-阀片弹簧;15-排气阀外阀座;16-吸气阀片;17-汽缸套垫片;18-排气阀内阀座;19-垫圈;20-螺栓;21-止推环

顶开机构和安全缓冲装置,这些零件组装成整体后,直接安装在机体上。汽缸体的外侧与吸气腔和曲轴箱相通,而装在汽缸套上的假盖(内装有排气阀片和弹簧)通过假盖弹簧和汽缸盖紧压在汽缸套上部,并与排气腔相通。当缸内活塞下行时,缸套外侧的低压制冷剂蒸气经过吸气孔并冲开吸气阀片进入汽缸。当活塞上行时,汽缸中的气体被压缩,压力升高,吸气阀片降落在吸气孔上,把全部吸气孔关闭,当缸内压力升至排气压力时,汽缸中的高压气体将冲开排气阀片,经假盖上的排气孔进入排气腔,这样压缩机就完成了—次工作过程。

当制冷压缩机在运行过程中需要进行制冷量调节时,对于小型制冷压缩机可用温度继电器直接控制压缩机的停开。但对于大、中型制冷压缩机,由于驱动的电动机容量较大,停机后再启动过程比较复杂,而且还会由于压缩机启动时其电动机电流过大而对整个供电线路带来不良影响。因此大、中型压缩机一般采用在不停机条件下对其制冷量进行调节(实际上是调节制冷压缩机的吸气量)。根据活塞式制冷压缩机的工作过程和目前的技术水平,比较方便和有效的办法是把部分汽缸的吸气阀片顶开,当活塞在汽缸中作往复运动时,则吸气和排气都在吸气孔中进行,实际上是使汽缸处于既不吸气也不排气的状态,从而使这个汽缸的制冷量为零(即卸载),这样制冷系统中的制冷剂循环量减少,制冷量也就减少了。

制冷压缩机的能量卸载机构由装在汽缸外套外侧的转动环,顶杆和顶杆弹簧(见图 20-10)以及推动转动环

转动的卸载油缸、推杆等部件。卸载机构动作的动力是具有—定压力的润滑油(见图 20-12)。当转动环位于图 20-10 所示的位置时,顶杆的下端处在转环的凹槽中,环形吸气阀片在阀座中能自由启闭。当卸载油缸中失去—定压力的润滑油时,油缸中的油活塞便带动推杆推动转动环转动,使顶杆下端沿凹槽斜面移动,顶杆升起,上端触及吸气阀片并把它强行顶开,使该汽缸处于缸载状态。当接通油缸的供油,则油压升高,转动环在油活塞弹簧和推杆的拉动下,向相反方向转动,顶杆又移至转环的凹槽中,吸气阀片恢复自由状态,汽缸又投入正常工作。另外,从卸载机构的工作过程可知,当压缩机刚启动时,由于润滑油压尚未达到正常压力,无法推动油缸中的油活塞动作,则汽缸均处于卸载状态(即吸气阀片被顶开),这样便可避免大型制冷压缩机的带负荷启动所造成的电网电压的波动。

(3) 润滑油系统。活塞式制冷压缩机润滑方法—般常采用以下三种方式:

1) 飞溅润滑:它是利用曲轴(曲轴附件)旋转时接触油面,使润滑油飞溅而使各摩擦偶合件得到润滑。这种润滑方式—般常用于小型开启式或半封闭式制冷压缩机中。

2) 离心供油润滑:见图 20-11。这种供油润滑方式目前均用在曲轴呈垂直安装的全封闭压缩机中。在正常运行时,曲轴顶端和中心孔浸没在润滑油中,由于曲轴高速旋转时产生离心力,中心孔中的润滑油将会在离心力作用下沿轴道向两侧和上部流动,使各摩擦件得到润滑。由于离心供油能沿曲轴的两侧油道流动,因此,它与曲轴的旋转方向无关,对曲轴旋转方向难以判别的封闭式压缩机特别适用。

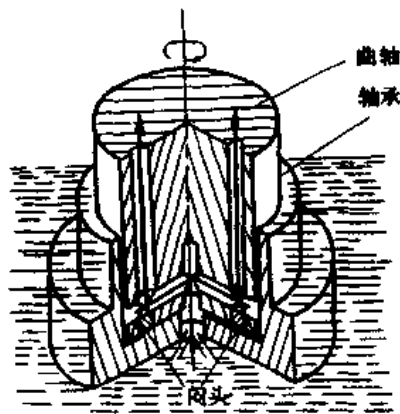


图 20-11 离心供油润滑

3) 机械油泵供油润滑:机械油泵供油润滑系统是利用各种机械式油泵(如齿轮油泵、月牙形油泵和转子泵等)抽吸和压送润滑油至各润滑部位,以达到润滑的目的。对于大、中型和具有能量卸载装置的活塞式制冷压缩机,则必须采用机械油泵的供油方式。这是由于大、中型活塞式制冷压缩机的油道阻力较大,具有能量卸载机构中的油活塞动作时需要较高的油压,只有采用机械油泵才能满足上述要求。

图 20-12 是带有能量调节卸载装置的压缩机润滑油

流程示意图。图中的油泵是安装在曲轴的右端,且与曲轴连接,由曲轴带动旋转。当油泵转动时,由于曲轴箱中的油面压力处在吸气压力作用下,润滑油通过油过滤器进入油泵,由油泵升压后送往各润滑处。在带有能量调节的卸载装置的压缩机中,部分润滑油将进入油分配器。根据需要的制冷量调节润滑油进入卸载油缸(也可以不经过油分配器而采用电磁阀控制),当油缸中进入压力润滑油时,油缸控制的压缩机汽缸便可投入工作,切断油缸供油时,油缸可控制的汽缸处于卸载状态,便停止工作。

(4) 轴封装置。对于开启式制冷压缩机,曲轴均需

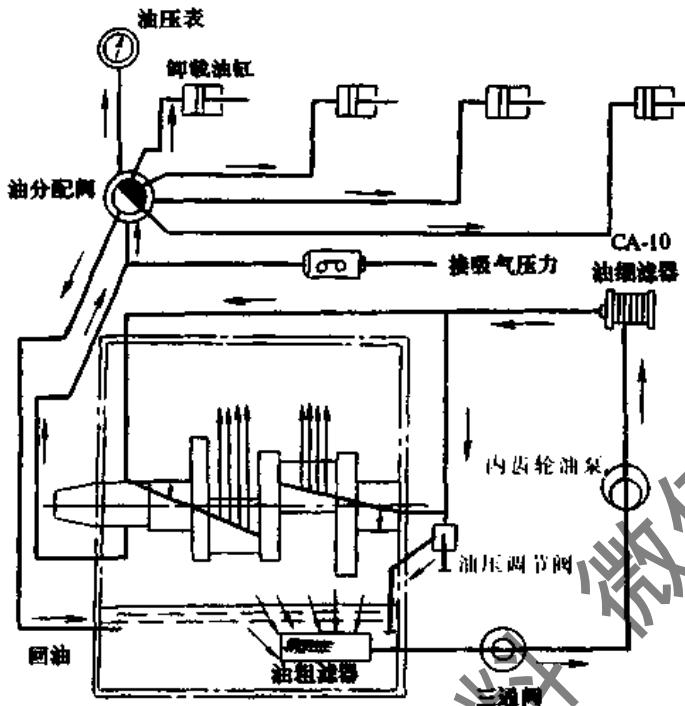


图 20-12 8AS12.5 型压缩机润滑油系统示意图

伸出机体,与动力机械连接。由于曲轴箱内充满了低压制冷剂的气体,因此对曲轴伸出机体的部位必须进行密封处理,以防止曲轴箱内制冷气体的泄漏,或由于曲轴箱内压力低于外部压力时,外部空气进入曲轴箱内。因此轴封装置也是开启式制冷压缩机易损并造成泄漏的主要部件。

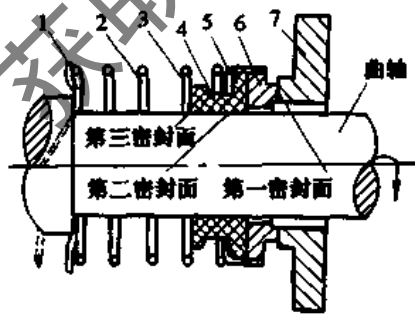


图 20-13 轴封器密封原理图

1-托板;2-轴封弹簧;3-轴封橡胶圈;4-紧圈;5-钢壳;
6-石墨环;7-轴封外盖压板

图 20-13 是目前广泛使用的弹簧式轴封装置结构图。由图可知,此种轴封装置由托板、弹簧、紧套在轴封装置上的橡胶圈、石墨环以及轴封外盖压板等零部件组成。整个轴封装置套装在伸出的曲轴段,轴封外盖压板用螺拴紧固在机体上,使弹簧处在被压缩状态。轴封装置有三个密封面,保证了曲轴与机体之间的密封。第一密封面是石墨环与外盖压板之间的密封,由于石墨环随曲轴一起旋转,因此它是一个动密封面。第二密封面是石墨环与橡胶端面之间靠弹簧紧压的密封面。第三密封面是橡胶圈和曲轴之间的密封。如果这三个径向和轴向密封面都能保持密封状态,则曲轴的轴封装置就不会产生泄漏。

此种轴封装置的易损件是石墨环和橡胶圈,当石墨环被磨损或橡胶圈老化、发胀时,均可能破坏其密封作用,产生泄漏。

7. 活塞式制冷压缩机的能量调节装置

单级活塞式制冷压缩机大都设有专门的能量调节机构,这种调节机构既可以使压缩机空载启动,又可以通过手动或自动调节其制冷量。

这种调节机构的调节原理是基于对吸气阀片启闭的控制来实现的。能量调节装置有手动和自动两种。手动方式是由卸载装置和油路分配阀所组成;自动方式是由卸载装置和能量控制阀所组成。

关于卸载装置,我们在前面已大体上介绍过,这里不再叙述。下面简单介绍油分配阀和能量控制

(1) 油分配阀。在活塞式制冷压缩机的能量调节系统中,卸载装置油缸中的油是通过油分配阀来供给的。8AS12.5 型制冷压缩机油分配阀,在其阀体上有四个出油管接头,一个进油管接头、一个回油管接头和一个压力表阀接头。油分配阀的每一根出油管通向一个油缸,每一个油缸控制两个汽缸工作。在分配阀表面上有 0、1/4、1/2、3/4、1 等五个指示数字,它们表示能量调节范围。当油分配阀手柄置于 0 的位置时,压缩机处于无负荷状态;当手柄置于 1/4 位置时,则两个汽缸投入工作;当手柄置于 1 的位置时,八个汽缸全部投入工作。

油分配阀油管的直径很小(一般内径为 5mm),容易堵塞,使用中应经常注意其清洁,必要时应拆下清洗,之后用压缩空气吹干。

(2) 能量控制阀。在一些活塞式制冷压缩机中,其能量调节是通过调节机构自动进行的。它的能量调节装置由能量控制阀(即油分路阀)和卸载机构两部分组成。

能量控制油路的工作过程可通过图 20-14 所示的能量控制阀来说明。当制冷压缩机停止运行时,由于油泵停止供油,通过卸载装置的作用,使汽缸的吸气阀片处于顶开状态。在制冷压缩机刚启动时,由于油压还来不及达到额定值[即油压比吸气压力高 0.15~0.3MPa (1.5~3kgf/cm²)],吸气阀片仍处于顶开状态,因此压缩机为空负荷启动。在压缩机由启动转入正常运行后,压缩机的油泵才向能量控制阀供给具有额定油压的润滑

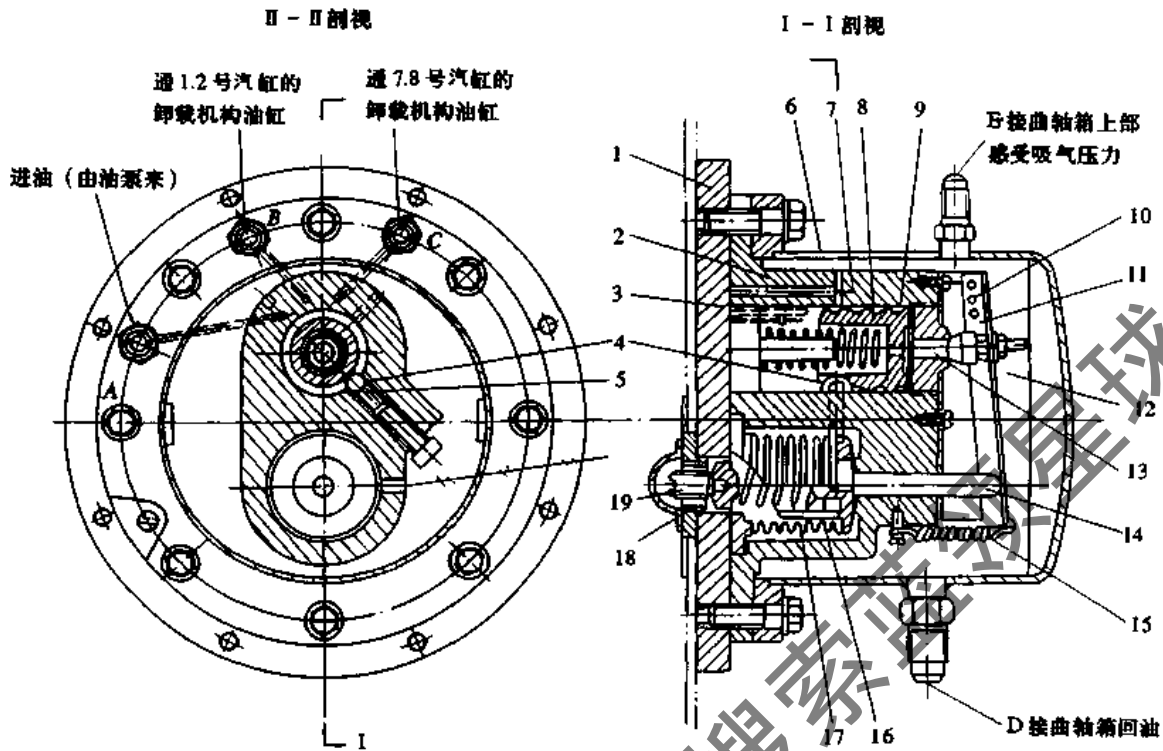


图 20-14 比例式油压能量调节器结构图

1-底板;2-本体;3-配油室;4-限位钢珠;5-能级弹簧;6-外罩;7-配油滑阀;8-滑阀弹簧;9-恒节流孔;10-杠杆支点;11-杠杆;12、13-球阀、喷嘴;14-顶杆;15-拉簧;16-波纹管;17-定值弹簧;18-通大气孔;19-调整螺钉

油,但由于此时压缩机吸入的压力还比较高(这是由于压缩机停止工作后蒸发器中制冷剂蒸气压力上升所致),这个压力便压缩能量控制阀的波纹管 16,使顶杆 14 向里收缩,同时由于拉杆弹簧 15 的作用,使杠杆上的钢珠堵塞油活塞座上的小孔 13,此时油泵来的油便通过油活塞上的半圆槽右端一小孔进入油活塞底部空间。由于油压的作用,使油活塞向左移动,从而使钢珠 4 陷入第二个半圆槽中,使控制阀中的第一条油路接通。润滑油通过油管进入压缩机的卸载装置,卸载装置发生动作,使受这套卸载装置控制的汽缸投入正常工作。如果压缩机的吸入压力仍未下降到额定蒸发压力,则能量控制阀中的油活塞继续左移,使第二条油路接通,这样便可以使受第二套卸载装置控制的汽缸也投入工作(国产 8FS10 制冷压缩机装有两套能量调节装置。每套装置分别控制四只汽缸工作。当八只汽缸工作时,其制冷量为 100%,每两只汽缸工作时为总制冷量的 25%)。

当压缩机在运转时的吸入压力低于事先调好的额定值时,则由于能量控制阀中波纹管 16 的伸长,推动顶杆 14,同时使杠杆 11 上的钢珠离开小孔 13,油活塞底部的油便通过小孔流出,因此油活塞底部的压力逐渐消失。由于油活塞内弹簧的作用,活塞便向右移动。在移动过程中,首先切断第二条油路中的润滑油,使受第二套卸载装置控制的汽缸吸气阀片被打开,达到卸载的目的。如果吸入压力继续下降,则油活塞继续向右移动,使第一条油路也被切断,受第一条油路控制的汽缸吸气阀片被顶开,达到卸载的目的。

能量控制阀在出厂前一般都应根据吸入压力的大小进行调整,如运行中实际使用工况与制造厂调定的工况不一致时,可调节调整螺钉 19,使其满足实际需要。

8. 活塞式制冷压缩机的工作性能

活塞式制冷压缩机的工作性能主要是它的容积效率、吸气量、制冷量、耗功率等,这些性能参数对每一台制冷压缩机都不是一定值,而是随着所使用的制冷剂性质、运行工况等许多因素而变化。了解和掌握制冷压缩机工作性能变化规律,对正确进行运行工况分析和故障的排除都是十分有益的。

(1) 活塞式制冷压缩机的工作过程。活塞式制冷压缩机的工作过程包括吸气、压缩、排气三个过程。

吸气:由图 20-15 可知,当活塞向下运动时,排气阀片在自重和弹簧的作用下关闭,汽缸内压力迅速下降,当

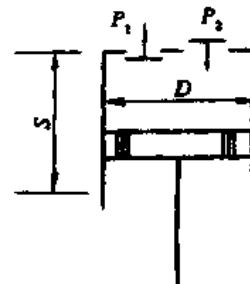


图 20-15 压缩机的工作过程

汽缸内压力低于吸气压力 P_1 时,由于压力差的作用,吸气阀片打开,吸气过程开始,当活塞运动到下止点时,吸

气过程完成。

压缩:当活塞向上运动时,进入汽缸内的制冷剂气体受到压缩,这时吸气阀片在汽缸压力增大的作用下迅速关闭。随着活塞的向上运动,汽缸内的压力和温度均相应升高。当汽缸内压力达到排气压力 P_2 时,压缩过程结束。

排气:当活塞继续向上运动时,汽缸内制冷剂气体的温度和压力继续升高,且大于排气压力 P_2 (压力的增加足以克服排气阀片的自重和弹簧力)时,排气阀片打开,进行排气。当活塞到达汽缸的上止点时,排气过程结束。在排气过程中压力不变。由于活塞式制冷压缩机在运行中存在着余隙容积,有少部分制冷剂气体无法排出,其压力与排气压力相等,排气阀片在自重和弹簧力作用下关闭。

活塞式制冷压缩机的曲轴每旋转一周,每一个汽缸即进行一次吸气、压缩和排气过程。此时每个汽缸吸入低压气体的体积为:

$$V_k = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot (\text{m}^3) \quad (20-1)$$

式中 D ——汽缸直径(m);

S ——活塞行程(m)。

如果压缩机的汽缸数为 Z , 转速为 n r/min, 则压缩机每秒钟吸入的气体体积 V_n 为:

$$V_n = \frac{V_k n Z}{60} = \frac{\pi D^2}{240} \cdot S \cdot n \cdot Z (\text{m}^3/\text{s}) \quad (20-2)$$

一般称 V_n 为压缩机的理论吸气量。该值与压缩机的结构参数有关,而与压缩机的运行工况和使用制冷剂的性质无关。

(2) 压缩机的容积效率。制冷压缩机在实际工作中,由于一些条件的限制,其实际吸气量 V_1 小于理论吸气量 V_n , 两者之比值称为压缩机的容积效率 η_v , 则有:

$\eta_v = \frac{V_1}{V_n}$ 。显然 η_v 总是小于 1, 它的大小反映了压缩机汽缸容积的有效利用程度。

影响制冷压缩机容积效率的主要因素有:汽缸的余隙容积(活塞在排气结束时阀板与排气孔之间的空隙容积 V_c);吸、排气阀片的阻力,汽缸内部的泄漏以及吸入汽缸的低温制冷剂遇到热的汽缸壁引起的热膨胀等。

1) 余隙容积的影响。在活塞式制冷压缩机中,当活塞在汽缸中运动达到其最大位置时,它与假盖之间留有一定的间隙,此间隙称为余隙,余隙所占的容积称为余隙容积。由于余隙容积的存在,压缩机在运行中汽缸中的高压气体便不能完全排出,这样在吸气过程开始前,残存于余隙容积中的高压气体首先膨胀,直到汽缸内的压力降低到低于吸气压力时才能吸气,这样便减少了压缩机的实际吸气量,且排气压力越高余隙容积的影响就越大。这是由于排气压力越高残存于余隙容积中的气体膨胀后的容积就越大,使吸气容积减少得就越多。当排气压力达到一定值时,汽缸内就不会吸气,在汽缸内就只发生压缩与膨胀的往返变化,压缩机就不吸气也不排气,只是白白的消耗摩擦功。但同时由于余隙容积的存在,可以缓冲汽缸中的液击及防止活塞和阀板之间可能产生的直接

撞击,使压缩机安全可靠地运行。如果 ΔV_1 为因余隙容积的存在而减少的吸气量体积,则余隙系数 λ_c 为:

$$\lambda_c = \frac{V_k - \Delta V_1}{V_k}$$

余隙系数的大小反映了余隙容积对制冷压缩机吸气量的影响,减少的吸气量 ΔV_1 不但与余隙容积有关,而且与压缩机运行时的压力比有关,压力比越大, ΔV_1 也越大,余隙系数下降。

2) 吸、排气阀片阻力的影响。当制冷压缩机在运转中,制冷剂蒸汽流经吸、排气阀孔和阀片时,均产生一定的流动阻力(设吸气阻力为 ΔP_1 、排气阻力为 ΔP_2)。这些阻力也将直接影响到压缩机的吸气量,尤其是吸气阻力 ΔP_1 。其主要原因是余隙容积的高压气体在膨胀到吸气压力 P_1 时,吸气阀片仍不能打开,只有当汽缸中的气体压力降至 $P_1 - \Delta P_1$ 时,吸气阀片才会打开,汽缸也开始吸气。由于吸气压力 P_1 为基准,则汽缸吸气量为 V_2 , 损失的吸气量为 ΔV_2 , V_2 和 V_1 之比为节流系数 λ_p , 则有:

$$\lambda_p = \frac{V_2 - \Delta V_2}{V_1}$$

式中 V_1 ——理论吸气量与因余隙容积而减少的吸气量之差,即 $V_1 = V_k - \Delta V_1$ 。

λ_p 的大小反映了吸、排气阀片阻力对压缩机吸气量的影响,损失的吸气量 ΔV_2 与吸气压力 P_1 和吸气阀阻力 ΔP_1 有关,吸气压力越低,吸气阀片阻力越大,则损失的吸气量也越大,节流系数就越小。

3) 吸入蒸气的热膨胀。由蒸发器产生的低温制冷剂蒸气进入汽缸时,由于受到汽缸壁温度的影响,其温度升高,比容增大,压缩机实际吸入的蒸气质量减少,减少的多少与汽缸壁和低温蒸气的温度有关。汽缸壁与低温蒸气的温度取决于制冷系统的冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0 。因为冷凝温度 t_k 越高,汽缸壁温度也越高; t_0 越低,进入汽缸内的制冷剂蒸气的温度也越低。由此,进入汽缸内的制冷剂蒸气被加热后比容变化也就越大,吸入制冷剂的质量损失也就越多。

4) 压缩机内部的泄漏。由于制冷压缩机的吸、排气阀片以及活塞与汽缸壁之间并不是绝对严密,压缩机运行时,总会有少量蒸气从高压部分向低压部分泄漏。其泄漏量除与阀片等有关部件的结构、加工、磨损等因素有关外,还与运行中高、低压力比有关。压力比越大,泄漏的可能性和泄漏量也越大。

对一台结构和型式一定的制冷压缩机,影响其容积效率 η_v 的主要因素为它的压力比和所用制冷剂的性质。开启式制冷压缩机的容积效率 η_v 用下述经验公式计算:

$$\eta_v = 0.98 - 0.085 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (20-3)$$

式中 m ——制冷剂的多变指数。对于 R_{12} , $m = 1.13$;

R_{22} , $m = 1.18$; R_{717} , $m = 1.28$;

P_2, P_1 ——为压缩机排气、吸气压力。

如果制冷系统中吸、排气管阻力较小,可忽略不计,则 P_2, P_1 可近似的使用系统中冷凝压力和蒸发压力

代替。

因此,制冷压缩机的实际吸气量 V_r 为:

$$V_r = \eta_v V_n (\text{m}^3/\text{s}), \quad (20-4)$$

(3) 压缩机的制冷量和耗功率。

1) 制冷量。压缩机在某工况条件的制冷量等于其实际吸气量 V_r 与制冷剂的单位容积制冷量 q_v 的乘积,即

$$Q_0 = V_r q_v = \eta_v V_n q_v = \frac{\eta_v \cdot V_n}{V_1} \cdot q_0 (\text{kW}), \quad (20-5)$$

2) 压缩机的轴功率。压缩机的轴功率是指其在某一工况条件运行时轴上所需要的输入功率。轴功率主要耗用在直接压缩制冷剂蒸气和克服机械摩擦两方面。压缩制冷剂蒸气所耗用的功率称为指示功率 N_i , 克服机械摩擦(包括驱动油泵)耗用的功率为摩擦功率 N_m , 因此轴功率 N_0 为:

$$N_0 = N_i + N_m (\text{kW}), \quad (20-6)$$

通过制冷剂热力循环求得的压缩机的理论功率 N_{th} 后,即可用下式计算压缩机的指示功率 N_i :

$$N_i = \frac{N_{th}}{\eta_i} (\text{kW}), \quad (20-7)$$

式中 η_i ——压缩机指示效率。

压缩机的轴功率 N_0 :

$$N_0 = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{N_{th}}{\eta_i \eta_m} (\text{kW}), \quad (20-8)$$

式中 η_m ——压缩机的机械效率。

压缩机电动机功率的确定:

$$N_e = (1.10 \sim 1.15) N_0 (\text{kW}), \quad (20-9)$$

制冷压缩机的 η_i 和 η_m 值随其运行时的压力比和转速变化,两个效率值如图 20-16 和图 20-17。

3) 压缩机的能耗指标。

① 单位轴功率的制冷量 k_e , 表示压缩机每耗用 1kW 轴功率所能制的冷量,即:

$$k_e = \frac{Q_0}{N_0} (\text{kW}/\text{kW}),$$

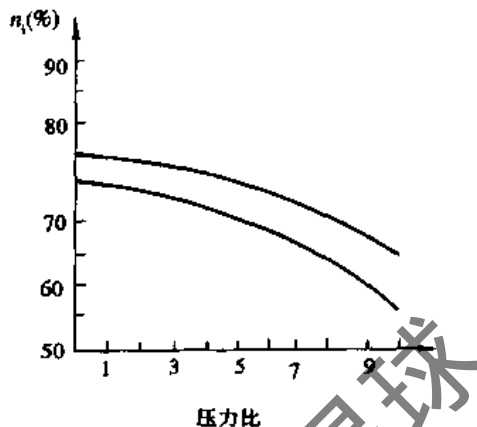


图 20-16 压缩机指示效率

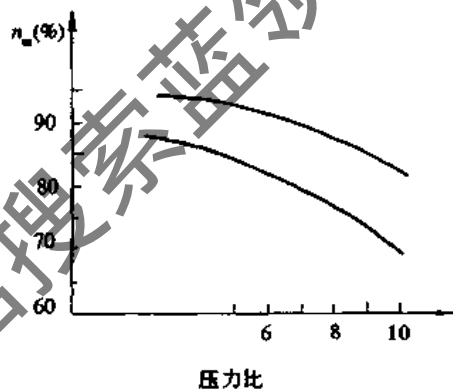


图 20-17 压缩机机械效率

② 能效比 EER 表示压缩机电机每输入 1kW 功率所能制的冷量,即

$$EER = \frac{Q_0}{N_b} \cdot \eta_e (\text{kW}/\text{kW}) \quad (20-10)$$

式中 η_e ——电动机效率。

9. 常用活塞式制冷压缩机的主要技术数据

17、12.5、10、7 和 5 系列活塞式冷压缩机的主要技术数据见表 20-4~表 20-8。

表 20-4 17 型系列制冷压缩机主要技术数据表

型 号		2AZ17	4AV17	6AW17	8AS17
形 式		Z	V	W	S
汽缸直径(mm)		170	170	170	170
活塞行程(mm)		140	140	140	140
缸数(个)		2	4	6	8
转速(r/s)		12	12	12	12
活塞行程容积(m^3/s)		0.0764	0.1528	0.2292	0.3056
采用制冷剂		R717	R717	R717	R717
制冷量 (kJ/h)	标准工况	461000	921000	1382000	1842000
	空调工况	1013000	1968000	2952000	3936000
轴功率 (kW)	标准工况	35.5	71	106.5	142
	空调工况	50	100	150	200

(续表)

型号		2AZ17	4AV17	6AW17	8AS17
质量(kg)		1500	2500	3000	3500
能量调节	方式	手动	手动	手动	手动
	范围(%)	50,100	50,100	33,66,100	25,50,75,100
润滑方式		油泵供油	油泵供油	油泵供油	油泵供油
传动方式		直联	直联	直联	直联
配用电动机功率(kW)	标准工况	40	95	130	180
	空调工况	55	130	180	245
进出管直径(mm)	吸气管	φ80	φ100	φ125	φ150
	排气管	φ65	φ80	φ100	φ125
生产厂		大连冷冻机厂 武汉冷冻机厂	大连冷冻机厂 武汉冷冻机厂	大连冷冻机厂 武汉冷冻机厂	上海第一冷冻机厂 大连冷冻机厂 武汉冷冻机厂

表 20-5 12.5 型系列制冷压缩机主要技术数据表

型号		2AV12.5	4V12.5			6W12.5			8AS12.5	8S12.5		
形式		V	V			W			双V	S		
汽缸直径(mm)		12.5	12.5			12.5			12.5	12.5		
活塞行程(mm)		100	100			100			100	100		
缸数(个)		2	4			6			8	8		
转速(r/s)		16	16			16			16	16		
活塞行程容积(m ³ /s)		0.03916	0.0786			0.1178			0.1572	0.1572		
采用制冷剂		R717	R12	R22	R717	R12	R22	R717	R717	R12	R22	R717
制冷量(kJ/h)	标准工况	221900	276300	460000	443800	414500	695000	674000	8793000	553000	921000	994400
	空调工况	502400	556000	883400	1000000	873000	1419000	1591000	2085000	1164000	1892000	
轴功率(kW)	标准工况	18.13	23	39.25	36.25	34.5	58.88	54.38	72.3			
	空调工况	26.4	35.15	57.95	52.85	50.25	80.03	79.25	98.7			
质量(kg)		500	750			1000			1100	1100		
能量调节	方式	自动	自动			自动			自动	自动		
	范围(%)	50,100	50,100			33,66,100			50,75,100	25,50,75,100		
润滑方式		油泵供油	油泵供油			油泵供油			油泵供油	油泵供油		
传动方式		直联	直联、皮带			直联、皮带			直联	直联		
配用电动机功率(kW)	标准工况					55	75	75	95	75	95	95
	空调工况	13~28	40	55		75	100	100	115	95	115	115
进出管直径(mm)	吸气管	φ65	φ80			φ100			φ100	φ100		
	排气管	φ65	φ60			φ80			φ100	φ100		
生产厂		北京冷冻机厂 上海第一冷冻机厂	北京冷冻机厂 上海第一冷冻机厂 烟台冷冻机厂			北京冷冻机厂 上海第一冷冻机厂 烟台冷冻机厂			上海第一冷冻机厂 烟台冷冻机厂	北京冷冻机厂		

表 20-6 10 型系列制冷压缩机主要技术数据表

型号		2FV10	2AZ10	4FV(S)10	4AV10	6FW10			
形式		V	Z	VS	V	W			
汽缸直径(mm)		100	100	100	100	100			
活塞行程(mm)		70	70	70	70	70			
缸数(个)		2	2	4	4	6			
转速(r/s)		24	16	24	16	24			
活塞行程容积(m ³ /s)		0.0264	0.0176	0.0528	0.0353	0.0792			
采用制冷剂		R12	R22	R717	R12	R22	R717	R12	R22
制冷量(kJ/h)	标准工况	87900	93800	100000	176000	281400	200000	264000	455500
	空调工况	188400		214000	377000	586000	427000	565000	879000

(续表)

型号		2FV10		2AZ10		4FV(S)10		4AV10		6FW10	
轴功率 (kW)	标准工况	7.98		8.2		15.7		16.4		23.5	
	空调工况	13.31		12.25				24.5		34.8	
质量(kg)		232		250				380		450	
能量调节	方式	自动		无卸载装置		自动		自动		自动	
	范围(%)	50、100		无调节		50、100		50、100		33.66、100	
润滑方式		油泵供油		油泵供油		油泵供油		油泵供油		油泵供油	
传动方式		直联		直联		直联		直联		直联	
配用电动机 功率(kW)	标准工况	13		13		30		32		40	
	空调工况			17				30		55	
进出管直径 (mm)	吸气管	φ10		φ40		φ65		φ65		φ80	
	排气管	φ40		φ32		φ65		φ50		φ70	
生产厂		广州冷冻机厂		大连冷冻机厂		广州冷冻机厂 上海冷气机厂		大连冷冻机厂		上海冷气机厂 天津冷气机厂	

表 20-7 7 型系列制冷压缩机主要技术数据表

型号		2V7			3W7			4V7			6W7			8S7		
形式		V			W			V			W			S		
汽缸直径(mm)		70			70			70			70			70		
活塞行程(mm)		55			55			55			55			55		
缸数(个)		2			3			4			6			8		
转速(r/s)		24			24			24			24			24		
活塞行程容积(m ³ /s)		0.0102			0.0153			0.0204			0.0105			0.0407		
采用制冷剂		R12	R22	R717	R12	R22	R717	R12	R22	R717	R12	R22	R717	R12	R22	R717
制冷量 (kJ/h)	标准工况	32340	51300	54000	52700	77000	19870	83260	105500	108000	99600	158700	161700	132700	211400	216000
	空调工况							142000	219800	201000	214400	329500		285500	439600	
轴功率 (kW)	标准工况	2.93	4.3	4.37	4.39	6.3	6.54	5.94	8.54	8.88	8.78	12.6	13.08	11.7	16.8	17.45
	空调工况							6.40	9.80	12.2						
质量(kg)		220		130	267		175	190			373		252	434		280
能量调节	方式	无卸载装置			无卸载装置			自动			自动和手动			自动和手动		
	范围(%)	无调节			无调节			50、100			33.66、100			50、75、100		
润滑方式		油泵供油			油泵供油			油泵供油			油泵供油			油泵供油		
传动方式		直联			直联			直联			直联			直联		
配用电动机 功率(kW)	标准工况	5.5			7.5			11.13		15.17	17		22	22		30
	空调工况															
进出管直径 (mm)	吸气管	φ25			φ32			φ40			φ50			φ50		
	排气管	φ25			φ32			φ40			φ50			φ50		
生产厂		南京冷气机械厂			南京冷气机械厂			上海冷气机厂 天津冷气机厂 南京冷气机械厂			上海冷气机厂 天津冷气机厂 南京冷气机械厂			上海冷气机厂 天津冷气机厂 南京冷气机械厂		

表 20-8 5 型系列制冷压缩机主要技术数据表

型号		2FV5(B)		3FW5(B)		4FSS(B)		6FW5(B)		8FSS(B)	
形式		V(半封闭)		W(半封闭)		S(半封闭)		W(半封闭)		S(半封闭)	
汽缸直径(mm)		50		50		50		50		50	
活塞行程(mm)		40		40		40		40		40	
缸数(个)		2		3		4		6		8	
转速(r/s)		24		24		24		24		24	
活塞行程容积(m ³ /s)		0.0038		0.00563		0.00756		0.0113		0.015	
采用制冷剂		R12	R22	R12	R22	R12	R22	R12	R22	R12	R22

(续表)

型 号		2FV5(B)		3FW5(B)		4FS5(B)		6FW5(B)		8FS5(B)	
制冷量 (kJ/s)	标准工况	12310	20098	18758	30146	25038	40195	34500	54012	50077	80390
	空调工况	27216	41870	41870	62805	54431	83740	83740	125610	108862	167480
轴功率 (kW)	标准工况	1.088	1.585	1.63	2.38	2.2	3.2	3.33		4.5	
	空调工况	2.29									
质量(kg)		91		96				150			
能量调节	方式	无卸载装置		无卸载装置		无卸载装置		自动		自动	
	范围(%)	无调节		无调节		无调节		33、66、100		50、70、100	
润滑方式		油泵供油		油泵供油		油泵供油		油泵供油		油泵供油	
传动方式		直联		直联		直联		直联		直联	
配用电动机 功率(kW)	标准工况										
	空调工况			2.2	3	3	4	5.5	7.5	7.5	10
进出管直径 (mm)	吸气管			D _r 19		D _r 25		φ38			
	排气管			D _r 16		D _r 19		φ25			
生产厂		广州冷冻机厂		上海冷气机厂 广州冷冻机厂		上海冷气机厂 广州冷冻机厂		上海冷气机厂 广州冷冻机厂 重庆冷冻机厂		上海冷气机厂 广州冷冻机厂 重庆冷冻机厂	

20.2.2 螺杆式制冷压缩机的基本构造和工作原理

螺杆式制冷压缩机是回转式压缩机的一种,与活塞式压缩机同属于容积式压缩机的范畴。从压缩气体的原理来看,活塞式与螺杆式有共同的特点,即都是依靠容积的变化而压缩气体;其不同之处在于实现工作容积变化的方式不同。活塞式制冷压缩机是借助曲柄连杆机构的运动,从而使汽缸内的容积发生变化。而螺杆式制冷压缩机则是借助于与轴直接联接(或间接联接)的转子的旋转运动而使工作容积发生变化。因而螺杆式制冷压缩机具有振动小、重量轻、体积小、结构简单的特点。

1. 螺杆式制冷压缩机的结构和工作原理

(1) 螺杆式制冷压缩机的结构。螺杆式制冷压缩机分为无油式和喷油式两种。但用于制冷系统的多为喷油式螺杆式制冷压缩机,且大都采用单级开启式的结构形式。

螺杆式制冷压缩机的结构如图 20-18 所示。其主要组成部分为:转子、机体(包括中部的汽缸体和两端的吸、排气端座等)、轴承、轴封、平衡活塞及能量调节装置。

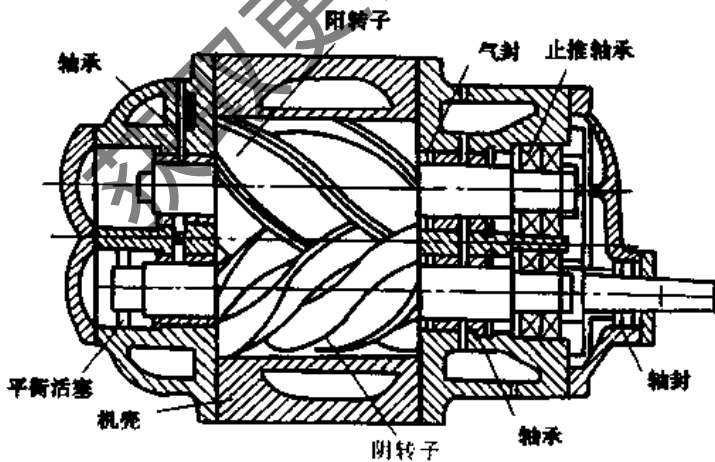


图 20-18 螺杆式制冷压缩机的结构

压缩机的可变工作容积由转子、汽缸体和吸、排气端座构成。转子是一对平行放置并互相啮合的螺杆,螺杆上具有特殊的螺旋齿型,其中具有凸齿型的称为阳转子,具有凹齿型的称为阴转子。两个转子按一定的传动比(即齿数比)向相反方向旋转。目前,一般的螺杆式制冷压缩机都以阳转子为主动转子,以阴转子为从动转子。压缩机的汽缸端面形状为∞形,与两个啮合转子的外圆柱面相适合。吸、排气端座的端面密封。两个转子上的每道齿槽都可以与汽缸内壁形成一个封闭的齿间容积。

在吸、排气端座的端面上,分别开有吸、排气孔口。当转子在汽缸内转动时,吸、排气孔口可以根据需要准确地控制各个齿间容积吸气、压缩和排气。

(2) 螺杆式制冷压缩机的工作原理。螺杆式制冷压缩机是容积式压缩机,其运转过程从吸气过程开始,然后气体在密闭的齿间容积中经历压缩,最后移至排气孔口。阴阳螺杆和机体之间形成的呈“V”字型的一对齿间容积,容积大小随着转子的回转而变化;同时,其位置在空间也不断移动,如图 20-19。

吸气过程。初时气体经吸气孔口分别进入阴、阳螺杆的齿间容积,随着转子的回转,这两个齿间容积各自不断扩大。当这两容积达到最大值时,齿间容积与吸气孔口断开,吸气过程结束。

压缩过程。转子继续回转,阴、阳转子齿间容积连通(连通后的齿间容积称为齿间容积对),呈“V”字型的齿间容积对,因齿的相互侵入,其容积值逐渐缩小,从而实现了气体的压缩过程,直到该齿间容积对与排气孔口相通为止。

排气过程。在齿间容积对与排气孔口连通后,排气过程即开始。由于转子回转时容积的不断缩小,将压缩后具有一定压力的气体送至排气管,此过程一直延续到该容积达到最小值时为止。

2. 螺杆式制冷压缩机的油系统

螺杆式制冷压缩机的热力系统与活塞式制冷压

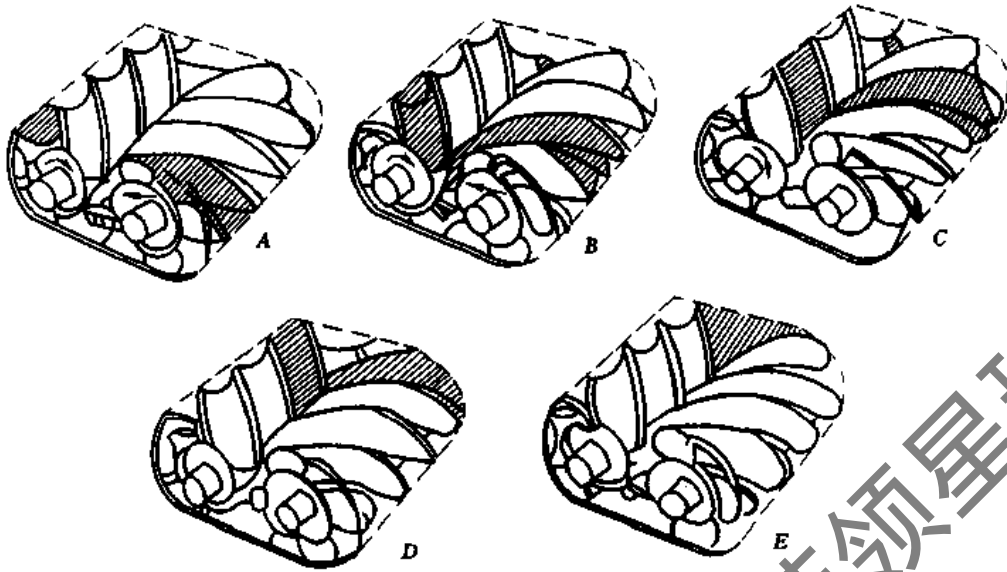


图 20-19 螺杆式制冷压缩机的工作原理

压缩机的热力系统大致相同。不同处是螺杆式制冷压缩机需向汽缸内喷油,因而油循环量较大,油系统复杂,同时还必须配置体积较大,结构也较复杂的油分离器。螺杆式制冷压缩机在运行中,为了带走在压缩过程中所产生的压缩热,因而向汽缸中喷入大量的冷冻机油,使压缩过程尽量接近等温压缩,降低排气温度,从而防止机器的热变形。同时为了制冷压缩机的密封效果,使转子之间及转子与汽缸之间的间隙中充满润滑油,减少内部的泄漏,也使螺杆压缩机中阳转子与阴转子之间得到润滑。

螺杆式制冷压缩机在运行中,进入压缩机的润滑油在油冷却器中被冷却后(油在冷却器中可以用冷却水或

制冷剂的气化来得到冷却),经滤油器滤除油中的机械杂质而进入压缩机的滑动支撑轴承、止推轴承和密封室等润滑部位,且有一部分油自滑网上的喷油孔向齿间基元容积中喷入,这些油全部和被压缩的制冷剂蒸气混合在一起从压缩机的排气管排入油分离器,通过高效油分离器后,排出的制冷剂蒸气几乎不含润滑油而进入冷凝器等设备。被分离出来的润滑油,从分离器先经吸入油过滤器进入油泵,油冷却器和精细油过滤器,再进入制冷压缩机中,如此不断循环而达到润滑的目的。

图 20-20 为 LG20A 螺杆式制冷压缩机组的油、气路系统图。由图中可看出:低压回气经过吸气截止阀 1、过

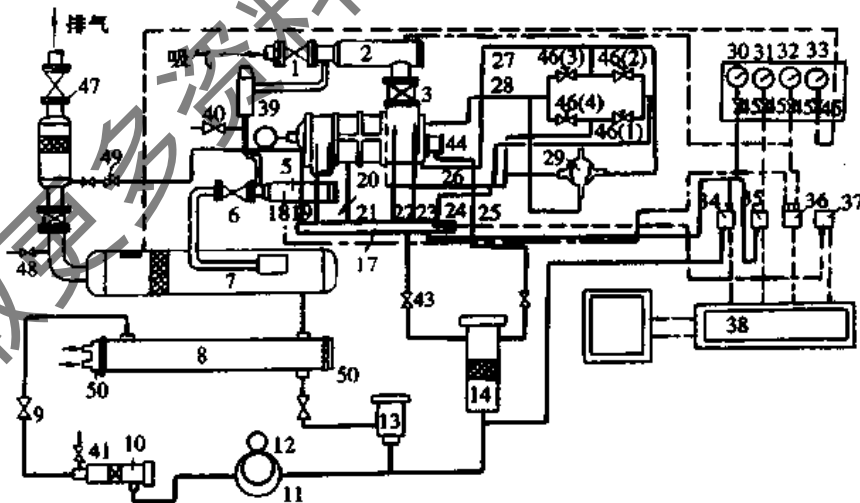


图 20-20 LG20A 型螺杆制冷压缩机组油、气路系统图

1-吸气阀;2-过滤器;3-吸气止回阀;4-螺杆压缩机;5-排气接筒;6-截止阀;7-一次油分离器;8-油冷却器;9-截止阀;10-粗滤油器;11-油泵;12-油泵电机;13-油压调节阀;14-精细滤油器;15-排气止回阀;16-二次油分离器;17-油分配管;18-轴封油管;19-止推轴承油管;20-前主轴承油管;21-滑阀导油管;22-后主轴承油管;23-平衡活塞油管;24-滑阀控制进油管;25-喷油油管;26-增载油管;27-减载油管;28-滑阀回油管;29-四通阀;30-油压表;31-排气压力表;32-吸气压力表;33-排气温度表;34-精细滤油器前后压差控制器;35-油压控制器;36-高低压压力控制器;37-油温控制器;38-电器控制箱;39-安全阀;40-放空阀;41-加油阀;42-油路维修阀;43-润滑油截止阀;44-喷油截止阀;45-表阀;46-电磁阀组;47-排气截止阀;48-排空阀;49-回油阀;50-放水阀

滤器 2、吸气止回阀 3(停机时防止高压气体向低压系统倒流和螺杆转子反转)被吸入压缩机 4。经压缩后,带有大量润滑油的高压排气经截止阀 6 进入一次油分离器 7。在气体流经一次油分离器时,大部分润滑油被分离下来,但仍有少量的润滑油随气体流出。流出的气体经排气止回阀 15(停机时防止高压气体倒流)进入二次油分离器 16 和机组的截止阀 47 排至高压系统。此时气体中所含大部分润滑油在二次油分离器中被分离出来。

二次油分离器所分离的润滑油通过回油阀 49 输往压缩机的压缩腔。

一次油分离器分离出来的高温润滑油,经油管输往油冷却器 8,由冷却水冷却至 333K 左右。

被冷却后的润滑油经截止阀 9 和粗过滤器 10 被油泵 11 吸入,加压后输往精滤油器 14。油泵出口的压力应比压缩机的排气压力高 1.47~2.94bar,用油压调节阀 13 控制。

经精滤油器过滤后的润滑油分两路输出,一路经截止阀 44 直接输往压缩机的滑阀内,然后喷向压缩腔;另一路经截止阀 43 输往油分配管 17,然后又分别向轴封、推力轴承、前后轴承、平衡活塞、滑阀的导向面、能量调节控制阀等处供油。

润滑压缩机轴承、推力轴承等处的油大部分将与二次油分离器来的油一起输往压缩机的压缩腔,另有一小部分油通过润滑部位的间隙流入压缩腔,然后这两部分油一起随着气体排进一次油分离器。

输往能量调节阀的润滑油,将在该阀的控制下供入压缩机的能量调节活塞一侧,使压缩机减载或增载。油活塞的另一侧的回油,亦在该阀的控制下输往压缩机的压缩腔。

3. 螺杆式制冷压缩机的能量调节

现代螺杆式制冷压缩机一般都带有能量调节机构,以适应外界冷负荷的变化。能量调节机构是通过装在两个转子之间的移动滑阀和一套控制滑阀沿轴向移动的机构进行工作。

由于螺杆式制冷机采用滑阀调节,它可以使制冷量从 100%~10% 之间进行无级调节,同时还可以使压缩机刚启动时操作至全开状态,实现压缩机的空载启动。图 20-21 为滑阀的结构。它安装在排气一面的汽缸两内圆交点处,并且能沿气缸轴线方向来回移动。滑阀靠近

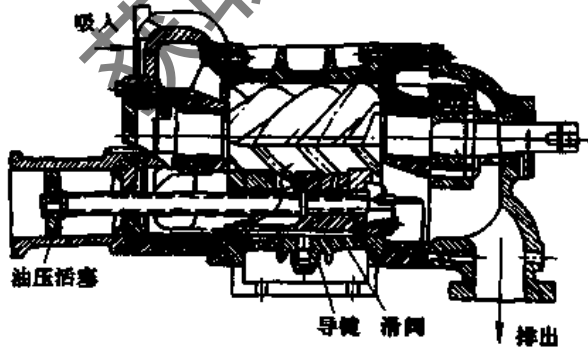


图 20-21 滑阀的结构

转子的一面与汽缸内表面的形状一致。当滑阀一端的油活塞两侧作用的油压不同时,便推动滑阀移动。只要控制油压差的作用时间,就可以调节滑阀的开启度。如滑阀完全关闭则压缩机在全负荷下工作,输气量为 100%。当滑阀向排气端移动了一段距离时,滑阀部分是呈开启状态,表示对压缩机的输气量进行了调节(输气量是指压缩机在单位时间排出的气体换算到吸入状态后的容积)。这是由于在吸入侧汽缸下方的固定端和滑阀之间形成了一个回流口,当转子的啮合线处在回流口以前时,基元容积里被吸入的气体仍与吸气腔相连通,因此仍属于吸气状态。此时虽然啮合线在移动,基元容积在逐渐缩小,但基元容积里的气体有一部分通过回流口回到吸气腔中,因此没有被压缩。只有当啮合线移过了回流口后,基元容积才与吸气腔隔开,成为封闭容积,随啮合线的移动,其中的气体随容积的缩小而受到压缩。

4. 螺杆式制冷压缩机的特点

螺杆式制冷压缩机与活塞式制冷压缩机相比较,它属于一种高速旋转的容积式压缩机,因此它没有往复运动的惯性力,同时吸、排气阀不需要装设气阀,故具有下述特点:

(1) 转速高、结构简单紧凑、体积小、质量轻。构成压缩机的零部件种类和数量均少于活塞式压缩机。

(2) 排气温低,可以在大压力下单级运行。活塞式压缩机由于受到排气温度等因素的限制,一般单级压力比的数值不得大于 8。而螺杆式制冷压缩机由于在压缩过程中向压缩腔喷入大量的润滑油冷却,使压缩过程接近于等温压缩,故在相同的压力比下运行,排气温度较活塞式低得多。

(3) 在大压力下容积效率较高,由于螺杆式压缩机不设进、排气阀,吸、排气阻力损失小,不像活塞式制冷压缩机存在余隙容积,因而在大压力下运转时,仍保持较高的容积效率。

(4) 易损零件少、运转周期长、使用安全可靠。由于螺杆式制冷压缩机没有像活塞式制冷压缩机的阀片、活塞环、气阀弹簧、连杆轴瓦之类的易损零件,它的主要摩擦件(如转子、轴承等)强度和耐磨程度都比较高,而且润滑条件良好,故使用比较可靠。

(5) 振动小,运转平稳。由于螺杆式制冷压缩机的高速运动部件无往复运动,转子亦经过平衡校验,因而不平衡质量惯性力极小,由此引起的振动也很小。

(6) 能量可以无级调节,由于采用滑阀调节,可在大范围内实现无级调节,因此在低负荷运行时也比较经济。

(7) 对制冷剂的适应范围也很广,凡是活塞式制冷压缩机中能使用的,在螺杆式制冷压缩机中也能使用。

(8) 螺杆式压缩机由于压缩腔内喷入大量的润滑油,因此需配备体积较大,结构复杂的高效油分离器和油冷却器。

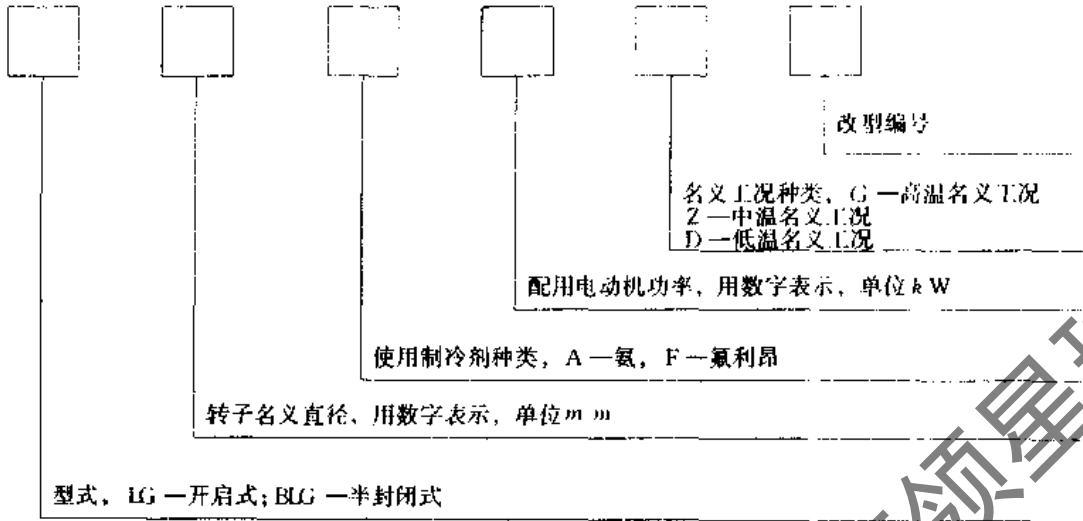
(9) 噪声较高。

(10) 由于流动损失等影响,在正常情况下,螺杆式制冷压缩机的总效率一般比活塞式制冷压缩机稍低。

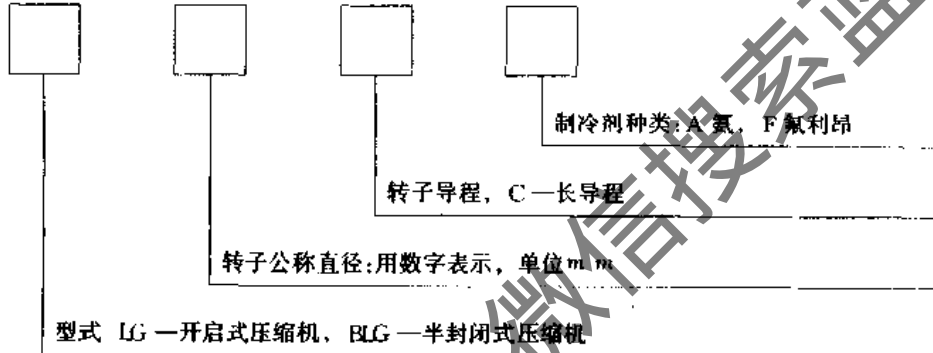
5. 螺杆式制冷压缩机型号和基本参数

(1) 螺杆式制冷压缩机型号表示。

1) 螺杆式制冷压缩机组型号表示方法。



2) 螺杆式制冷压缩机型号表示方法。



(2) 螺杆式制冷压缩机的使用条件。

表 20-9 螺杆式制冷压缩机的使用条件

制冷剂		R717	R22	R12
工	最高冷凝温度(°C)	45		
	最低蒸发温度(°C)	-40		
况	最高蒸发温度(°C)	+5		+10
	最高排气温度(°C)	≤105		90

(3) 螺杆式制冷压缩机及机组主要技术参数。

1) 螺杆式制冷压缩机组主要技术参数。螺杆式制冷压缩机组主要技术参数见表20-10。

2) 螺杆式制冷压缩机性能。螺杆式制冷压缩机性能见表20-11。

20.2.3 离心式制冷压缩机的基本构造和工作原理

1. 离心式压缩制冷循环的基本原理和空调用离心式制冷压缩机的结构

随着工业生产的迅速发展,尤其是大型建筑的空调要求,需要制冷量大、蒸发温度低的制冷装置,而活塞式制冷压缩机由于其结构上的限制无法适应这一要求。离心式制冷压缩机由于其具有转速高,单机制冷量大,调节范围广,能长期地连续运转,自动化程度高,操作管理方便等优点而正好弥补了活塞式制冷压缩机的这一不足。因此,离心式制冷压缩机已成为当今世界上大、中型空调

工程中最普遍采用的冷源。

离心式制冷压缩机的构造和工作原理与离心式鼓风机极为相似。离心式制冷压缩机的本体包括在高速旋转的叶轮、扩压器、进口导叶及传动轴等部件。离心式制冷压缩机与驱动电动机组成压缩机——主电动机组,统称为主机。主电动机组在运行中,主机中的交流异步电动机将电能转变为自身的机械能(旋转功),通过增速装置将机械能传递给离心式制冷压缩机的叶轮,使叶轮高速旋转。在叶轮的旋转过程中,又将机械能传递给叶轮流道内流动的制冷剂气体,从而使叶轮的机械能转换为制冷剂气体的静压和动压达到制冷剂气体的被压缩,使吸入的制冷剂蒸气压力升高至冷凝压力。目前离心式制冷压缩机的转速在 10⁴r/min 左右。

单级离心式压缩制冷循环系统是由单级离心式制冷压缩机(包括主电机和增速装置)、冷凝器、浮球式节流阀及蒸发器四大部件所组成。

离心式压缩制冷循环与活塞式压缩制冷循环过程一样,来自蒸发器的低温、低压制冷剂气体,经过进气管被离心式制冷压缩机吸入,经压缩后,将压缩机的机械能传递给低温、低压的制冷剂气体而使其温度和压力均提高;被压缩后的高温、高压气体进入冷凝器后,在冷却水的作用下,高温、高压的制冷剂气体被冷凝而成为低温的制冷剂液体;液态制冷剂自冷凝器下部进入浮球室,由于浮球室内液面的升高,浮球上浮,使连杆端头的阀门开启,对

表 20-10 螺杆式制冷压缩机主要技术参数

项 目	型 号	LG10A30Z	LG10F30Z	LG12.5A	LG12.5F	LG12.5A	LG12.5F	LG16A	LG16F	LG20A	LG20F	LG25A	LG25F
制 冷 剂		R717	R22	R717	R22	R717	R22	R717	R22	R717	R22	R717	R22
型 号		LG10CA	LG10CF	LG12.5CA	LG12.5CF	LG12.5CA	LG12.5CF	LG16CA	LG16CF	LG20CA	LG20CF	LG25CA	LG25CF
压 缩 机	r/min	2960											
转 子 转 速	mm	100	125	160	200	250	300	375	440	552	680	840	1000
转 子 直 径	mm	150	190	240	300	375	440	552	680	840	1000	1250	1500
理 论 排 量	m ³ /h	133	264	396	552	720	888	1116	1380	1764	2250	2844	3552
标 准 工 况 制 冷 量	kW	64.9	137	205	290	380	470	580	720	912	1152	1440	1800
标 准 工 况 轴 功 率	kW	21.6	40	60	80.5	100	125	150	180	225	280	350	440
配 用 电 机	型 号	Y180M-2	YW200L ₁ -2	YW200L ₁ -2	JK ₂ 111-2	JK ₂ 123-2	JK ₂ 134-2	JK ₂ 144-2	JK ₂ 154-2	JK ₂ 164-2	JK ₂ 174-2	JK ₂ 184-2	JK ₂ 194-2
	功 率	30	55	65	100	125	150	180	225	280	350	440	550
	型 号	Y180M-2	YW200L ₁ -2	YW200L ₁ -2	JK ₂ 111-2	JK ₂ 123-2	JK ₂ 134-2	JK ₂ 144-2	JK ₂ 154-2	JK ₂ 164-2	JK ₂ 174-2	JK ₂ 184-2	JK ₂ 194-2
	功 率	30	55	65	100	125	150	180	225	280	350	440	550
转 速	r/min	2960											
电 源		380V 50Hz											
转 子 间 的 传 动 方 式		阳带阴											
能 量 调 节 范 围		15~100%无级调节											
内 容 积 比		2.6~5连续调节											
噪 声	dB(A)	≤76											
振 动	mm	≤10											
冷 冻 机 油	牌 号	N46											
	注 入 量	85											
进 气 管 直 径	mm	φ57×3.5(DN50)											
排 气 管 直 径	mm	φ89×4(DN80)											
油 冷 却 器 进 出 水 管 直 径	mm	φ76×3.5(DN70)											
油 冷 却 器 冷 却 水 量	m ³ /h	G1 1/4											
油 冷 却 器 换 热 面 积	m ²	2.5											
流 量	L/min	80											
电 机 功 率	kW	Y90L-4											
机 组 外 形 尺 寸	长	1980											
	宽	615											
	高	1390											
机 组 重 量	kg	800											
运 行 重 量	kg	890											

表20-11 螺杆式制冷压缩机性能表

型 号	冷凝 温度 ℃	蒸发温度℃									制冷量 kW	
		+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	轴功率 kW
LG10A30Z ¹⁾ (KA10—5.5)	+30	$\frac{145}{21.7}$	$\frac{121}{21.9}$	$\frac{98.0}{22.3}$	$\frac{81.5}{21.9}$	$\frac{64.9}{21.6}$	$\frac{51.9}{21.4}$	$\frac{40.1}{20.8}$	$\frac{29.9}{20.2}$	$\frac{22.5}{19.7}$	$\frac{16.0}{19.2}$	
	+35	$\frac{140}{25.1}$	$\frac{115}{25.0}$	$\frac{94}{25.0}$	$\frac{76.3}{24.8}$	$\frac{60.1}{24.4}$	$\frac{47.1}{23.2}$	$\frac{37.1}{22.9}$	$\frac{27.8}{22.7}$	$\frac{20.1}{22.4}$	$\frac{14.0}{21.7}$	
	+40	$\frac{132}{28.4}$	$\frac{108}{28}$	$\frac{88.8}{27.6}$	$\frac{70.5}{27.1}$	$\frac{56.3}{26.8}$	$\frac{43.8}{26.4}$	$\frac{32.7}{25.8}$	$\frac{24.9}{25.1}$	$\frac{18.7}{24.0}$	$\frac{12.4}{23.7}$	
LG10F30Z ¹⁾ (KF10—5.3)	+30	$\frac{131}{21.0}$	$\frac{114}{21.4}$	$\frac{95.5}{21.6}$	$\frac{78.4}{21.5}$	$\frac{61.8}{21.4}$	$\frac{51.8}{21.4}$	$\frac{40.3}{21.2}$	$\frac{30.0}{20.9}$	$\frac{22.4}{20.5}$	$\frac{17.3}{19.2}$	
	+35	$\frac{124}{23.8}$	$\frac{104}{24.2}$	$\frac{88.0}{24.4}$	$\frac{71.2}{24.5}$	$\frac{55.6}{24.7}$	$\frac{46.6}{24.2}$	$\frac{37.3}{24.1}$	$\frac{28.2}{23.6}$	$\frac{21.3}{22.8}$	$\frac{15.4}{21.3}$	
	+40	$\frac{115}{26.9}$	$\frac{98.5}{27.2}$	$\frac{80.6}{27.5}$	$\frac{63.8}{28.0}$	$\frac{51.7}{27.1}$	$\frac{42.9}{26.5}$	$\frac{32.8}{26.0}$	$\frac{25.5}{24.8}$	$\frac{19.3}{19.1}$	$\frac{13.5}{12.4}$	
LG12.5A ^{55%} (KA12.5—12)	+30	$\frac{309}{43.5}$	$\frac{255}{44}$	$\frac{207}{42.5}$	$\frac{170}{41}$	$\frac{137}{40}$	$\frac{109}{37.5}$	$\frac{85}{35}$	$\frac{65}{33}$	$\frac{48}{32}$	$\frac{36}{31}$	
	+35	$\frac{299}{50.5}$	$\frac{243}{50}$	$\frac{201}{47.5}$	$\frac{165}{45}$	$\frac{133}{43}$	$\frac{105}{40.5}$	$\frac{80}{38.5}$	$\frac{61}{36}$	$\frac{45}{34}$	$\frac{34}{33}$	
	+40	$\frac{285}{55.5}$	$\frac{234}{55}$	$\frac{192}{52}$	$\frac{158}{50}$	$\frac{126}{47}$	$\frac{99}{44.5}$	$\frac{76}{42}$	$\frac{58}{40}$	$\frac{43}{38}$	$\frac{31}{36}$	
LG12.5F ^{55%} (KF12.5—11)	+30	$\frac{285}{45.7}$	$\frac{235}{45.2}$	$\frac{194}{43}$	$\frac{163}{41.5}$	$\frac{133}{40.5}$	$\frac{109}{39.3}$	$\frac{88}{37.7}$	$\frac{69}{36.5}$	$\frac{53}{35.2}$	$\frac{42}{34}$	
	+35	$\frac{263}{49.8}$	$\frac{221}{48.6}$	$\frac{185}{47.5}$	$\frac{150.5}{46}$	$\frac{127}{44.5}$	$\frac{102}{42}$	$\frac{82.6}{40}$	$\frac{63}{38.5}$	$\frac{49}{37}$	$\frac{39}{35.5}$	
	+40	$\frac{250}{53.5}$	$\frac{207}{53}$	$\frac{173}{51}$	$\frac{143}{49.5}$	$\frac{121}{48}$	$\frac{96}{46}$	$\frac{77}{44}$	$\frac{59}{42.5}$	$\frac{45}{41}$	$\frac{36}{39}$	
LG12.5A ^{65%} (KA12.5—18)	+30	$\frac{463}{65.3}$	$\frac{382}{66}$	$\frac{310}{63.7}$	$\frac{255}{61.5}$	$\frac{205}{60}$	$\frac{163}{56.2}$	$\frac{127}{52.5}$	$\frac{97}{49.5}$	$\frac{72}{48}$	$\frac{54}{46.5}$	
	+35	$\frac{448}{75.7}$	$\frac{364}{75}$	$\frac{301}{71.2}$	$\frac{247}{67.5}$	$\frac{200}{64.5}$	$\frac{157}{60.7}$	$\frac{120}{57.5}$	$\frac{91}{54}$	$\frac{67}{51}$	$\frac{51}{49.5}$	
	+40	$\frac{427}{83.2}$	$\frac{351}{82.5}$	$\frac{288}{78}$	$\frac{237}{75}$	$\frac{189}{70}$	$\frac{148}{66.7}$	$\frac{114}{63}$	$\frac{87}{60}$	$\frac{64}{57}$	$\frac{46}{54}$	
LG12.5F ^{65%} (KF12.5—17)	+30	$\frac{427}{68.5}$	$\frac{352}{67.8}$	$\frac{291}{64.5}$	$\frac{244}{62.2}$	$\frac{200}{60.7}$	$\frac{163}{58.9}$	$\frac{132}{56.5}$	$\frac{103}{54.7}$	$\frac{79}{52.8}$	$\frac{63}{51}$	
	+35	$\frac{394}{74.7}$	$\frac{331}{72.9}$	$\frac{277}{71.2}$	$\frac{226}{69}$	$\frac{190}{66.7}$	$\frac{153}{63}$	$\frac{124}{60}$	$\frac{94}{57.7}$	$\frac{73}{55.5}$	$\frac{58}{53.2}$	
	+40	$\frac{375}{80.2}$	$\frac{310}{79.5}$	$\frac{259}{76.5}$	$\frac{214}{74.2}$	$\frac{181}{72}$	$\frac{144}{69}$	$\frac{115}{66}$	$\frac{88}{63.7}$	$\frac{67}{61.5}$	$\frac{54}{58.5}$	
LG16A ^{100%} (KA16—25)	+30	$\frac{654}{89.5}$	$\frac{545}{90}$	$\frac{440}{88}$	$\frac{363}{84}$	$\frac{290}{80.5}$	$\frac{228}{76}$	$\frac{178}{71}$	$\frac{136}{68}$	$\frac{102}{66}$	$\frac{76}{63.5}$	
	+35	$\frac{628}{102}$	$\frac{514}{101}$	$\frac{421}{98}$	$\frac{347}{95}$	$\frac{278}{89}$	$\frac{219}{84}$	$\frac{170}{79}$	$\frac{131}{74.5}$	$\frac{95}{70}$	$\frac{71}{68}$	
	+40	$\frac{599}{112}$	$\frac{492}{111}$	$\frac{402}{107}$	$\frac{333}{103}$	$\frac{266}{98}$	$\frac{212}{92}$	$\frac{162}{86}$	$\frac{126}{82}$	$\frac{90}{79}$	$\frac{66}{75}$	
LG16F ^{100%} (KF16—24)	+30	$\frac{593}{94}$	$\frac{448}{93}$	$\frac{409}{88}$	$\frac{337}{83}$	$\frac{281}{80}$	$\frac{226}{77}$	$\frac{183}{74}$	$\frac{142}{72}$	$\frac{110}{70}$	$\frac{90}{67}$	
	+35	$\frac{570}{104}$	$\frac{465}{103}$	$\frac{390}{99}$	$\frac{322}{95}$	$\frac{264}{90}$	$\frac{215}{86}$	$\frac{173}{83}$	$\frac{134}{80}$	$\frac{101}{76}$	$\frac{84}{73}$	
	+40	$\frac{547}{112}$	$\frac{442}{111}$	$\frac{366}{107}$	$\frac{305}{103}$	$\frac{250}{99}$	$\frac{200}{94}$	$\frac{163}{91}$	$\frac{124}{87.5}$	$\frac{73}{83}$	$\frac{79}{82}$	

(续表)

型号	冷凝温度 ℃	蒸发温度℃									
		+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
LG20A ^{200Z} / _{250G} (KA20—50)	+30	1303 179	1086 180	878 175	727 167	580 160.5	458 153	355 141	273 134	204 130	151 125
	+35	1256 203	1029 201	843 193	694 186	556 176	440 168	340 158	263 149	192 141	142 136
	+40	1198 223	984 221	809 212	665 206	534 196	424 184	323 172	251 165	180 158	133 148
LG20F ^{200Z} / _{250G} (KF20—48)	+30	1186 188	977 186	820 176	675 166	563 160	453 154	366 148	285 144	221 139	180 134
	+35	1140 208	930 205	779 198	645 190	529 180	430 172	347 166	269 160	203 150	169 146
	+40	1093 224	884 221	732 214	611 206	500 197	401 188	326 183	250 176	186 166	156 163
LG25A ^{440Z} / _{500G} (KA25—100)	+30	2605 358	2174 359	1758 348	1458 333	1162 317	914 306	713 282	552 270	409 260	308 251
	+35	2515 407	2053 404	1694 385	1396 362	1116 355	884 338	688 315	533 300	390 283	288 274
	+40	2396 446	1970 442	1619 420	1333 410	1068 390	849 365	647 354	502 332	361 318	267 298
LG25F ^{440Z} / _{500G} (KF25—96)	+30	2372 376	1954 372	1641 352	1352 332	1130 317	908 307	731 296	570 288	442 278	360 268
	+35	2280 416	1860 410	1559 396	1291 380	1060 360	860 344	694 332	538 320	406 304	338 296
	+40	2186 448	1768 442	1464 428	1223 412	1001 394	802 376	652 366	500 352	372 332	312 326

制冷剂液体进行节流;经节流后的低压液态制冷剂进入蒸发器,在蒸发器中制冷剂液体吸收载冷剂(一般为水)的热量而使其自身沸腾气化,同时载冷剂释放出热量后其温度下降,从而达到制冷的目的。

国产的BF型机组上的离心式制冷压缩机的结构,大体上可分为两种型式。

第一类结构型式(见图20-22),

第二类结构型式(见图20-23)。

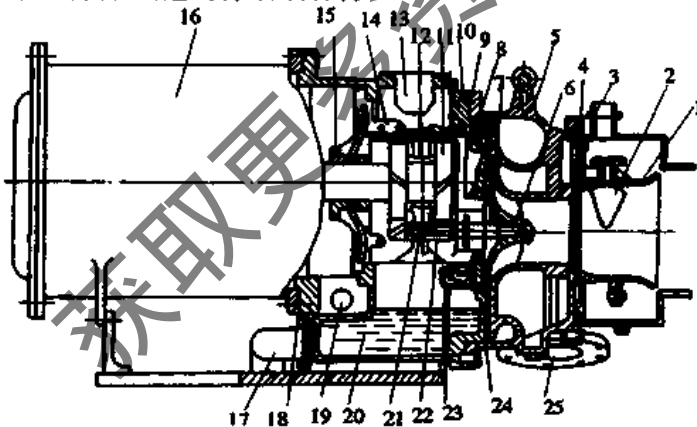


图 20-22 国产 BF30XD 机组的离心式制冷压缩机纵剖面图
1-进气室;2-进口可调导叶;3-压缩机平衡管;4-O型密封圈;5-蜗壳;6-转子件;7-“充气”密封;8-“充气”接管;9-O型密封圈;10-机壳;11-双面人字大齿轮;12-大齿轮径向轴承;13-平衡管过滤网;14-垂直中分增速箱体;15-拉别令密封;16-氟利昂冷却主电动机;17-总回油管;18-O型密封圈;19-主电机喷氟利昂回液(气)槽;20-机壳下部油槽;21-小齿轮径向轴承;22-双面人字小齿轮;23-回油池;24-主推力轴承;25-蜗壳出口

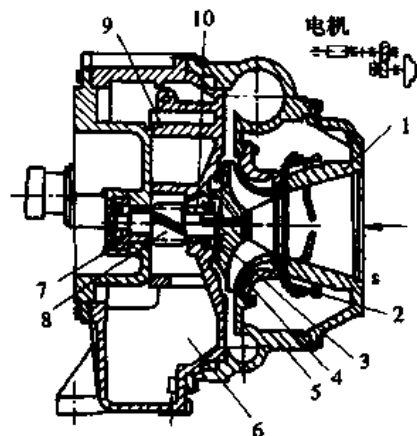


图 20-23 国产 KF240XD 型机组的离心式制冷压缩机的纵剖面图

1-进气室(进风座);2-铰链式进口导叶调节机构;3-转子件;4-轮盖密封座;5-蜗壳;6-机壳底部油槽;7-主轴推力轴承;8-小齿轮(轴);9-增速箱体-机壳(双层);10-主轴径向轴承

2. 转子件

离心式制冷压缩机的转子件是其最核心的部件,也可以说是其心脏。在具有增速装置的压缩机上,它装在高速轴上(或称主轴上),由驱动主电动机传递过来的机械功,再传递给随转子高速旋转的叶轮,对所压缩的制冷剂气体(氟利昂制冷剂气体)做功。压缩机的转子件在装配前经过严格的、高精度的动、静平衡校验,消除掉转子的不平衡质量和动应力。

离心式制冷压缩机的转子件主要由叶轮、主轴(小齿

轮轴)、推力盘、甩油盘、调整油套、连接螺钉或平键等旋转零件组成。

(1) 转子件的形式。根据转子件的支撑位置不同,可分为以下四种形式:

1) 单级悬臂式转子件(如图 20-24 所示)。单级悬臂式转子件是目前空调用离心式制冷压缩机上运用最普遍的一种高速转子型式。单个叶轮悬挂于主轴的两个径向轴承的外侧,使压缩机的流道元件、进出气管以及进口能量调节机构的结构布置紧凑、简化。

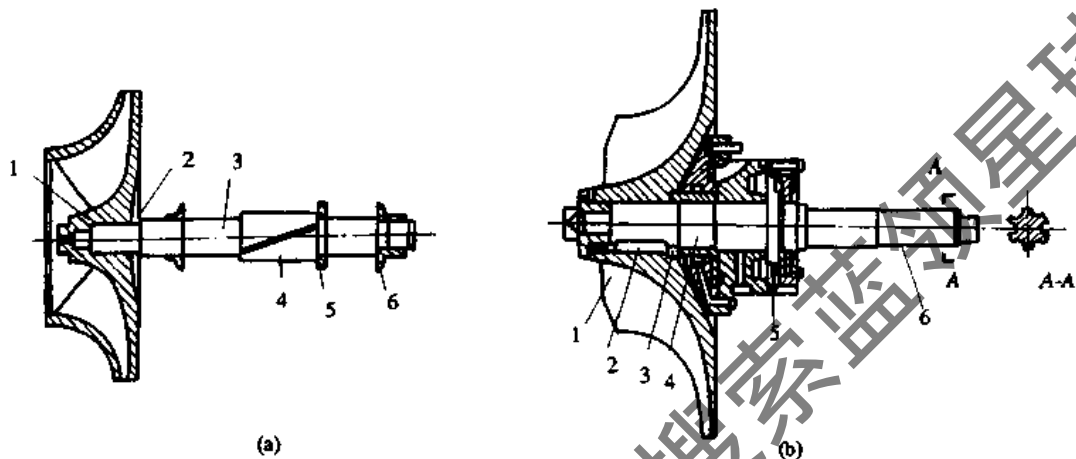


图 20-24 国产机组中离心式制冷压缩机中的转子件

(a) BF100×0 型机组中压缩机转子件;

1-叶轮;2-叶轮与主轴花键连接;3-主轴;4-小齿轮(与主轴一体);5-副推力盘;6-主推力盘

(b) BF30×0 型机组中压缩机转子件

1-叶轮;2-叶轮与主轴三键连接;3-调整环;4-主轴;5-推力盘;6-花键轴位(与小齿轮连接)

叶轮与主轴(小齿轮轴)的连接方式有三种类型:三键连接、三螺钉连接和花键连接。

2) 双级悬臂式转子件。这种转子形式一般用于大制冷量或级间采用省功器的省能型离心制冷压缩机组。在空调工况中,由于采用了双级叶轮,可大大地降低转子的转速,降低对转子上各旋转零件的强度要求,同时也极大地提高了齿轮、轴承的使用寿命。

3) 两端支撑式转子件。

4) 两端悬臂式转子件。

(2) 转子件上的主要部件。

1) 叶轮。叶轮是离心式制冷压缩机中完成能量转换的最关键零件。叶轮的叶片成型采用三元流动理论设计而成,具有重要的节能价值和较好的经济效益。

用于空调用离心式制冷压缩机的叶轮一般有三种型式:

① 带轮盖的后弯叶片型三元叶轮又称为“闭式三元叶轮”。它由轮盖、叶片、轮盘三部分组成。经过严格的静、动平衡试验和 120% 工作转速以上的超转速试验。

② 无轮盖的后弯叶片型三元叶轮又称为“半开式三元叶轮”,由叶片、轮盘两部分组成。其特点是用于空调用制冷机组上的制冷量调节范围较窄,叶片顶部运转间隙较大,引起叶轮内部漏气损失较大。

③ 无轮盖的径向直叶片叶轮,这是一种无轮盖、叶片前方为导风轮、由径向直叶片构成的叶轮形式。适用

于承受旋转时较大的离心力,能达到较高的压缩比。但内部漏气损失较大,特性曲线变化趋势较陡,气动效率不高,能量调节范围较窄。多用于个别高压比和大制冷量的空调用离心制冷机上。

2) 主轴(小齿轮轴)。它属于离心压缩机上的高速轴。在有增速装置的压缩机上又称为从动轴(大齿轮轴称为主动轴),主轴是压缩机转子中承受全部旋转零件的主要零件。

3) 推力盘(环)。推力盘(环)的作用在于承受压缩机转子运行时的轴向推力以及随压缩机转子高速旋转时,与各推力块工作面之间形成很薄的油膜,通过中间油膜将压缩机转子的轴向推力传给周间各推力块,同时保证压缩机转子的轴向定位。

3. 进口能量调节机构

为了适应空调系统的外界热负荷频繁变化的要求,在空调用离心制冷压缩机的叶轮进口前方,设置轴向(悬臂式转子件)或径向(两端支撑式转子件)上的能量调节机构(即进口可转导叶装置)。当进口可调导叶的角度变化时,即改变了气流进入叶轮的方向(与叶轮旋转方向一致或相反的气流方向),也就改变了压缩机的运行特性,达到压缩机转速不改变情况下调节制冷机组制冷量的目的。

进口能量调节机构的结构形式按导流叶片的安装位置,可划分为轴向进口可转导叶形式和径向进口可转导

叶型式两种。按传动结构型式,可分为铰链传动型式、滑轮传动型式(图 20-25)和锥齿轮传动型式三种。一般用于空调用离心制冷机上,多采用轴向进口可转导叶的铰链传动结构型式(图 20-26)。这种型式的进口能量调节机构的传动过程是:靠近进口壳体法兰外部的外柄 2 旋转某一角度后,通过调节轴 3 使内柄 4 同步旋转一个

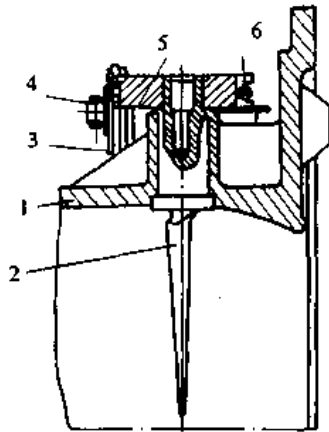


图 20-25 滑轮传动型式进口能量调节机构
1-进口风座;2-进口导叶;3-小滑轮;4-开口销;5-大滑轮;6-定位螺母

靠近进口壳体外部的的外柄 2 又通过可调整长度的接长连块 1 与电动执行机构上的刻度盘上所指示的角度,与 11 片进口导叶旋转的角度一致并同步。内柄 4 和外柄 2 的起始角度位置以及调节杆 5 的长度均在装配时调定。

进口能量调节机构具有手动和自动两种方式。11 片进口导叶沿进气截面的周向呈花瓣状布置,每两片间有 1~2mm 的叠合边缘。从压缩机的进气端,观察全闭状态的进口导叶,若相邻两片导叶的叠合边缘沿周向均为“左上右下”时,则进口导叶沿周向布置正确,否则为不正确。导叶的进气方向(导叶全部微开时)应与叶轮旋转方向一致。

进口导叶由全闭至全开位置旋转角由 0° 至 90° ,导叶在 90° 时全开位置的限位(不得超过 90°),在电动执行机构内预先调定不变。

4. 进气室

进气室作为与蜗壳连接成一体的固定元件,其主要作用是承受进口导流叶片的安装,具有良好的刚性,以避免由于进气室壁面变形而造成进口导叶转动时的卡涩,受力不均匀甚至扭断事故。

5. 蜗壳、弯道、回流器

弯道、回流器等仅出现在双级离心式制冷压缩机结构中。弯道由回流器型线与机壳型线构成,基本上是两个半径不同的同心圆弧流道,其作用是改变气流方向。

相同角度并同时带动一根两头装有圆球铰链的调节杆 5。调节杆 5 沿周向牵动了调节圈 6,调节圈 6 上周向均布的十一个圆球螺钉 7 的铰链随之作周向的螺旋运动,并通过与圆球螺钉 7 相连的 11 片连接块 8 而带动圆周上的 11 片轴向进口导流叶片 9 绕自身转轴旋转至某一需要的导叶角度。

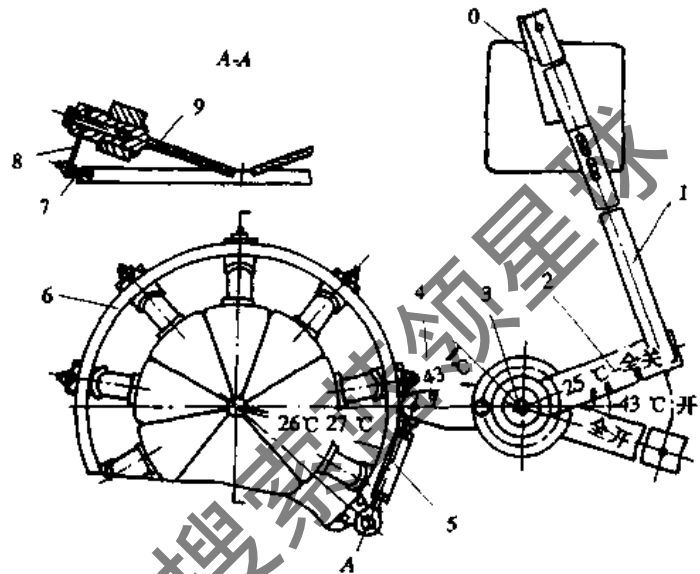


图 20-26 铰链传动的轴向进口能量调节机构
0-驱动摇柄;1-接长连块;2-外柄;3-调节轴;4-内柄;5-调节杆;6-调节圈;7-圆球螺钉;8-连接块;9-导叶

回流器上整体铸有周向均匀布置的回流导向叶片,其目的是使得进入下一级叶轮入口处气流保持均匀和缓。有时为使下级叶轮入口气流产生一定的旋转作用,将回流导向叶片做成可调角度型式。

在单级或多级离心式制冷压缩机中,采用蜗壳的作用是将扩压器出口的周向气流汇集在蜗壳体状的环形流道内,并引向冷凝器中。

6. 增速装置

在各种型式的空调用离心式制冷压缩机中,除采用主电动机轴两端悬臂式及少数双级悬臂类型外,大都采用增速装置,即将三相异步电动机的低转速通过大小齿轮对的传动,变为压缩机的主轴(小齿轮轴)所要求的高转速,并将主电动机的旋转能量传递给压缩机叶轮转子,这就是离心式制冷压缩机增速装置的作用。

7. 压缩机的平衡管

压缩机平衡管是指连通机壳油槽上部与压缩机进气室之间的气体平衡管。机壳上部空间出口处装有“油气分离器”,其中装入多层 60~80 目/英寸的不锈钢丝网。平衡管的作用是阻止机壳上部空间的油雾通过平衡管进入压缩机流道内,并保持机壳上部空间与进气室空间的气体压力的平衡,使机壳上部空间压力处于负压状态,加大了油系统的背压,增大了润滑油通过轴承的总油压差,有利于轴承的润滑与冷却。

20.3 制冷剂、载冷剂和润滑油

在制冷装置中不断循环以实现制冷的工作物质称为制冷剂或简称工质。在蒸气压缩式制冷系统中,就是利用制冷剂在系统中集态的变化来完成热量的转移,实现制冷的目的。它在蒸发器中吸收被冷却物体的热量而气化,在冷凝器中经过冷却介质(水或空气)的冷却放出热量而冷凝。制冷剂是实现人工制冷不可缺少的物质,它的性质直接关系到制冷装置的结构型式及运行管理。

20.3.1 常用制冷剂及其性质

1. 制冷剂应具备的基本条件

(1) 热力学性质方面的要求。

1) 在标准大气压力下制冷剂的蒸发温度较低,一般应不高于 -10°C ,在标准蒸发温度下的压力高于或接近大气压力,以避免制冷系统外部空气进入系统内。

2) 在工作温度范围内制冷剂的冷凝压力不宜过高,一般不超过 $(11.76 \sim 14.7) \times 10^5 \text{Pa}$ 。冷凝压力太高时对制冷设备的强度要求也相应要提高,而且会导致压缩机功耗的增加。

3) 制冷剂的单位容积制冷量 q_v 要大,因 q_v 值大,在压缩机缸径和行程相同的情况下,可以取得较大的制冷量。但对于离心式或小型制冷压缩机,为了设备制造方面的方便,要求使用 q_v 值较小的制冷剂。

4) 制冷剂的临界温度应高些,即在常温或普通低温下便可以液化。制冷剂的凝固点应较低,以便取得较低的蒸发温度。

(2) 物理化学性质方面的要求。

1) 制冷剂的粘度和密度尽可能小,以减少制冷剂在制冷系统中的流动阻力。

2) 应有较强的换热性能,以提高制冷系统中换热器的换热效率。

3) 应具有一定的吸水性,只有这样当制冷系统中进入少量水分时,才能避免形成“冰塞”,以免影响正常运行。

4) 化学稳定性好,在工作压力、温度范围内不燃烧、不爆炸、高温条件下不分解,不腐蚀制冷系统的设备材料,对密封材料的溶解、膨胀作用小,且与润滑油不起化学反应。

5) 制冷剂应对人体的健康无害,无刺激作用。

(3) 经济方面的要求。制冷剂应价格便宜,容易存放和购买。

2. 常用制冷剂及其性质

在压缩式制冷系统中,目前广泛使用的制冷剂有氨和氟利昂及氟利昂的混合液的新型制冷剂。

(1) 氨 NH_3 (R717)。氨 NH_3 是目前被广泛使用的制冷剂之一。它具有良好的热力性能,单位容积的制冷量大,压力适中,常温下冷凝压力不超过 1470kPa ,一般在 1200kPa 左右,在蒸发器中只有当温度低于 -33.4°C 才会产生真空。

氨的临界温度较高,气化潜热大,单位容积制冷量和

导热系数均较大,节流损失较小。

氨对润滑油无不良影响,但有水分时会降低润滑油的润滑作用。氨易溶于水,在 0°C 时,每升水中可溶解 1300 升氨气,同时放出大量的溶解热。氨中有水分时会腐蚀锌、铜、青铜及其他铜合金(磷青铜除外),因此在氨制冷系统中不得使用铜管或铜合金制作的阀件。

氨具有强烈的刺激性臭味,对人体有一定的毒性,它刺激人的眼睛及呼吸器官,氨液飞溅到皮肤上会引起肿胀甚至冻伤。当氨蒸气在空气中容积浓度达到 $0.5\% \sim 0.6\%$ 时,人在其中停留 30min 即可发生中毒。当空气中氨气容积浓度达到 $16\% \sim 25\%$,遇明火即可引起爆炸,氨在常温下不易燃烧,但加热至 530°C 则分解为氮气和氢气,氮气与空气中的氧混合会发生爆炸。有时氨还在制冷装置内部发生爆炸,主要是由于系统内存在着自由状态的氨及其他不凝性气体。为了防止制冷装置发生爆炸,以氨为制冷剂的制冷系统的运行中,除了限制其排气压力和排气温度外,还必须经常从系统中排除不凝性气体。

(2) 氟利昂 $12(\text{CF}_2\text{Cl}_2)$ 代号为R12。R12也是被广泛使用的中温中压制冷剂之一。它无色、无臭,对人体生理危害极小,当其在空气中的含量达 20% 时,才会使人感觉到,当在空气中的容积浓度超过 80% 时,会使人窒息。

R12不会燃烧不会爆炸,当与明火接触或温度达到 400°C 以上时,能分解出对人体有害的氟化氢、氯化氢和光气 (COCl_2) 。

R12对金属无腐蚀作用,水的溶解度很小,而且随着温度的降低,水的溶解度也就愈小;当其含水量过多时,会产生卤氨酸腐蚀金属。

R12能溶解多种有机物,所以不能使用一般的橡胶垫片(圈),通常使用丁二烯人造橡胶或丁腈橡胶作垫片或密封圈。

R12液体能与润滑油以任意比例互相溶解,因此润滑油将随它进入制冷系统的各个部分。

由于R12的密度大,因此流动阻力也大。同时单位容积制冷量比氨小,但极易渗漏且不易被发现,制冷系统要密封性好。

(3) 氟利昂 $22(\text{CHF}_2\text{Cl})$ R22。R22也属于中温中压制冷剂,它的标准温度为 -40.8°C ,常温下的冷凝压力与R717相近,不超过 $15.68 \times 10^5 \text{Pa}$,单位容积制冷量与R717相近,比R12大 60% 以上。在相同的冷凝温度下其压力比R12高,用于低温时它比R717和R12更好。

R22不燃烧也不爆炸,但其毒性比R12稍大。水在R22液体中的溶解度比在R12液体中大,因此在R22中溶有水分时,在制冷系统工作时仍会发生“冰塞”,因此R22中的含水量必须小于 0.0025% ,同时在制冷剂的液体系统中需装设干燥器。

R22能部分地与润滑油互相溶解,其与油的相互作用特性既不同于R717,也不同于R12。例如在温度较高的贮液器中,油在R22液体中的溶解度较大,两者相互溶解而组成均匀的溶液。温度逐渐降低时溶解度便不断减少,当温度降低到某一临界数值以下时,两者就在容

器中分为两层(如在制冷系统的蒸发器中),由于润滑油的密度小于 R22 液体,因此上层主要是润滑油,在运行中很难将润滑油从系统中放出。因而在用 R22 作为制冷剂的压缩制冷系统中必须装设油分离器。

(4) 氟利昂 13(CF₃)R13。R13 是一种低温制冷剂,在标准大气压下其蒸发温度为 -81.5℃,其凝固点也很低,为 -181℃,毒性比 R12 更小。因为其本身不含氢原子,所以它不燃烧也不爆炸。不溶于润滑油,水在 R13 中的溶解度与在 R12 中一样,也很小。R13 的蒸气比容小,临界温度也低,一般用于低温制冷系统中。

(5) 氟利昂 11(CFC₃)R11。R11 为高温低压制冷剂,在常温常压下为液态,由于其分子量大(M=137.39),单位容积制冷量小。冷凝压力低($P_k \leq 2 \sim 3 \text{bar}$ 即 $2 \sim 3 \times 10^5 \text{Pa}$),标准蒸发温度 $t_0 > 0^\circ\text{C}$ 。因此主要用于蒸发温度在 0℃ 以上的空调用离心压缩制冷系统中。其毒性比 R12 大,对金属的作用与润滑油的溶解关系也与 R12 大致相似,水在 R11 液体中的溶解度也与 R12 相近。

20.3.2 载冷剂

用来将制冷装置所产生的冷量传递给被冷却物体的媒介物质称为载冷剂,又称冷媒,在空调制冷系统中,一般采用水和空气作为载冷剂。而对于制冷系统中蒸发温度低于 0℃ 的才采用盐水作为载冷剂。

一般在对载冷剂进行选择时,要考虑以下因素:

- (1) 在使用的制冷系统中载冷剂不凝固、不气化。
- (2) 比热大。在传递一定的冷量时,载冷剂比热大,其流量就可以较小,可减少输送载冷剂的动力消耗。
- (3) 密度和粘度小,可以减少冷媒的流动阻力,相应降低冷媒的输送能耗。
- (4) 导热系数大,以减少热交换设备的换热面积。
- (5) 腐蚀性小,延长冷媒系统设备及管路、附件的使用寿命;无毒、化学稳定性好,对人体无害。
- (6) 不易燃烧、价格低廉。

在空调制冷系统中,一般广泛使用水和空气作为载冷剂,这是由于水的凝固温度为 0℃,易于取得,比热大、密度小、无毒无害等特点;用空气作为载冷剂是由于空气分布广,与水作为载冷剂相比,可以减少水的循环系统,运行费用低等。

20.3.3 润滑油

用于制冷压缩机的润滑油通常称为冷冻机油,它在制冷压缩机的运行中起着主要作用。一方面可以对运转设备起到润滑作用,减少运转部件的摩擦和磨损,延长设备的使用寿命;另一方面冷冻机油在制冷压缩机内不断地循环,因而可带走制冷压缩机工作过程中产生的大量热量,使运转部件保持较低的温度,从而提高制冷设备的效率和可靠性;同时,冷冻机油在各轴封及汽缸与活塞间起密封作用,可以防止制冷剂的泄漏,还可以用作能量调节机构(卸载装置)的动力。

1. 冷冻机油的性质

(1) 粘度。粘度是指液体的粘稠程度,一般液体的

粘度会随其温度的变化而变化。冷冻机油粘度过大或过小,都会引起汽缸温度的升高,造成排气温度过高,从而影响正常运行。

(2) 凝固点。凝固点是表示在一定条件下润滑油完全失去流动性的最高温度。国产冷冻机油的凝固点一般在 -40℃。如果凝固点太高,润滑油会在蒸发系统中失去流动性而凝结在蒸发器内的盘管内,影响传热效果。此外当制冷压缩机曲轴箱内汽缸温度很低时,会使冷冻机油凝冻,从而失去润滑作用而造成运动部件损坏。

(3) 闪点。制冷系统中,油温上升时一部分油不断蒸发,油蒸气不断增加,当达到某一温度时,其油蒸气与空气的混合物与明火接触时,即发生闪火现象时的最低温度称为闪点。当冷冻机油在制冷系统运行中其温度达到闪点时,重则有着火、爆炸的危险,轻则使其碳化变质。

(4) 水分。一般冷冻机油在出厂时是不含有水分的。但在其运输及贮藏过程中,在制冷系统的运行中由于制冷剂或设备中含有水分,在与冷冻机油混合后会起油的乳化,并在曲轴箱内产生大量的泡沫,从而造成润滑条件的恶化,形成机械事故。

(5) 机械杂质。新油中是不应该存在机械杂质的,在制冷系统中,由于蒸发器、冷凝器、贮液器及其管道系统中的锈渣及空气中的尘埃在冷冻机油中形成机械杂质,造成油路和油过滤器的堵塞,从而加速了运动部件的磨损和油绝缘性能的降低。

2. 制冷压缩机对润滑油的要求

(1) 应有适当的粘度。转速低的制冷压缩机和工作环境温度低的制冷系统可使用粘度较小的润滑油;而转速高的压缩机和工作环境温度特别高的情况宜采用粘度大的润滑油。如果制冷系统所用的制冷剂能与油相互溶解,会使润滑油粘度下降,因此宜使用粘度较高的润滑油。

(2) 应有良好的低温流动性。冷冻机油在制冷系统中会达到较低的温度,如果低温下流动性能达不到要求,则会在蒸发器等低温处因失去流动性而沉积在管内,降低制冷效率和制冷能力,对于 R717 和 R12 制冷压缩机,润滑油凝固点应低于 -30 ~ -40℃,对 R22 制冷压缩机润滑油的凝固点应低于 -55℃。

(3) 应有较好的粘度性能。冷冻机油在制冷系统中除了会遇到低温外,在汽缸等处还要在 130 ~ 150℃ 的高温条件下工作,因此要求冷冻机油在其温度发生变化时粘度变化应较小,以保证在各种不同温度条件下具有良好的润滑性能。

(4) 应有良好的化学稳定性和抗氧化能力。

(5) 应有良好的电绝缘性。对于半封闭和全封闭式制冷压缩机,由于润滑油和电动机绕组接触,一般情况下冷冻机油的绝缘性能是较好的,但如果其中含有水分、纤维、灰尘等杂质时,其绝缘性能会显著降低。冷冻机油的击穿电压一般应在 25V 以上。

3. 目前常用的国产冷冻机油的规格

目前在国内常用的冷冻机油的规格及有关技术指标见表 20-12。

在使用冷冻机油时,一定要严格按照有关要求确定

冷冻机油的规格,并应有生产单位的合格证明或化验分析结果符合要求方可,否则不得使用,以免损坏设备。

表 20-12 常用国产冷冻机油的规格

冷冻机油牌号	13 [#] 冷冻机油 SY14213-59 HD-13	18 [#] 冷冻机油 SY1220-65 HD-18	25 [#] 冷冻机油 SY1219-65 HD-25	30 [#] 冷冻机油 HD-30
运动粘度 50℃ 时(厘泡)	11.5~14.5	18	25.4	≤30
凝固点(℃)	≥-40	≥-40	≥-40	≥-40
闪点(开口)(℃)	≤160	≤160	≤170	≤180
酸值(mg/100g KOH/g)	≥0.14	≥0.03	≥0.02	≥0.01
灰分(%)	≥0.012		≥0.007	
机械杂质(%)	无		≥0.007	无
水分	无	无	无	无

20.4 单级蒸气压缩制冷循环的热力分析

20.4.1 单级蒸气压缩制冷循环在压-焓图($\lg p-h$)上的表示方法

利用液体气化制冷原理,使制冷剂从某一初态流经压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器后仍恢复到初态的制冷循环,称为蒸气压缩式理论循环(简称压缩式制冷循环)。单级压缩式制冷循环由四个热力过程组成,这些过程可以绘制在制冷剂的压-焓图($\lg p-h$ 图)上,对制冷系统的运行工况进行理论分析和热力计算比较方便。

1. 制冷剂的 $\lg p-h$ 图

制冷剂的 $\lg p-h$ 图被广泛用来分析和计算压缩式制冷理论循环状态参数的变化。压-焓图是一种以绝对压力为纵坐标,焓值为横坐标的热工图表。由于一般制冷系统主要使用较低的压力范围,因此纵坐标使用对数标尺 $\lg p$,这样可以提高低压区图的精度(从图上读得的数值仍为绝对压力,而不是压力的对数值),如图 20-27 所

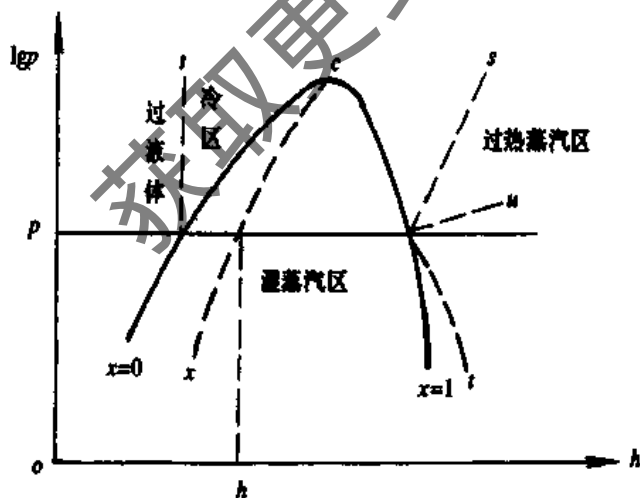


图 20-27 制冷剂的 $\lg p-h$ 图

示。图中 C 点为制冷剂的临界点, C 点左侧粗实线为各压力下的饱和液体线,在该线上的任何点,其制冷剂的干度 $x=0$ (即全部为液体)。C 点右侧的粗实线为制冷剂的干饱和蒸气线,在该线上的任何点,其制冷剂的干度 $x=1$ (即全部为蒸气)。饱和液体线与干饱和蒸气线将 $\lg p-h$ 图分为三个区域,在饱和液体线的左侧为制冷剂的过冷区(即液体温度低于同压力下的饱和温度);在干饱和和蒸气线的右侧为过热蒸气区(即蒸气温度高于同压力下的饱和温度);在饱和液体线与干饱和蒸气线之间为制冷剂的湿蒸气区,制冷剂在湿蒸气区内,由于 $0 < x < 1$,因此,处于气液两相混合状态,其温度等于所处压力状态下的饱和温度,各点的 x 值表示湿蒸气在该状态下蒸气含量的百分数。这样,制冷剂在某一压力下可能处于五种状态:过冷液体;饱和液体;湿蒸气;干饱和蒸气;过热蒸气。

在制冷剂的压-焓($\lg p-h$)图中有六种状态参数线,即:等压线 p ;等焓线 h ;等温线 T ;等熵线 s ;等容线 v ;等干度线 x 。

制冷剂压-焓($\lg p-h$)图上的每一个点都代表制冷剂的一种状态。在制冷剂的温度、压力、比容、焓、熵、干度六个状态参数中,只要知道其中任意两个(对于饱和液体及干饱和蒸气只要知道其中一个)状态参数,就可以在制冷剂的压-焓($\lg p-h$)图上确定其状态点的位置。同时,制冷剂的压-焓($\lg p-h$)图上的每一条有向(带方向性的)线段,也都代表制冷剂的一种变化过程,相反,制冷剂的每一种状态变化过程,也都可以用制冷剂的压-焓($\lg p-h$)图上的某一有向线段来表示。因此,制冷剂的压-焓($\lg p-h$)图有很广泛的应用。

每一种制冷剂都有它自己的 $\lg p-h$ 图,各种制冷剂的压焓图是互不相同的。

2. 蒸气压缩式理论制冷循环在 $\lg p-h$ 图上的表示

前面我们已经介绍过,蒸气压缩式制冷循环必须由制冷压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器四大部件所组成,现利用制冷剂的压-焓($\lg p-h$)图进行制冷的理论分析就比较容易了。

所谓压缩式制冷的理论循环就是在整个制冷循环过程中无任何实际损失下实现的,其条件是:无传热温差,即制冷剂的冷凝温度等于冷却介质(如水)的温度;制冷剂的蒸发温度等于被冷却介质的温度;制冷剂在压缩机中的压缩过程为绝热压缩过程,即为等熵过程;制冷剂在系统的管路中流动无任何损耗,仅在节流膨胀过程中产生压力降。

在理论制冷循环中,制冷压缩机吸入干饱和蒸气,制冷剂状态点为 1(见图 20-28),吸入压力为 p_0 (即蒸发压力),温度为 t_0 (p_0 压力下的饱和温度),吸入蒸气经压缩机绝热压缩(沿等熵线 s 变化)后压力升至冷凝压力 p_k ,由于气体压缩过程在制冷剂蒸气的过热区进行,因此压缩机排出气体状态为过热蒸气点 2,理论排气温度为 t_2 。当过热蒸气进入冷凝器后受到冷却水或空气的冷却,制冷剂将逐渐放出热量,温度开始下降。当温度由 t_2 降至 t_k (压力 p_k 下的饱和温度)时,制冷剂将开始冷凝、液化,整个冷凝过程在等压 p_k 和等温 t_k 下进行,直到制冷剂

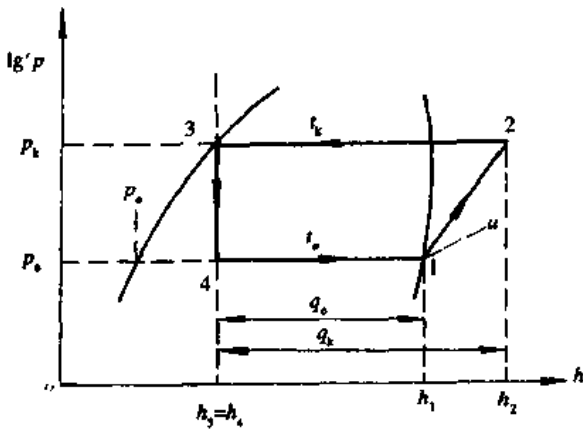


图 20-28 理论制冷循环在 lg p-h 图上的表示

放出全部潜热,冷凝为饱和液体结束(状态点 3) 当液体流经膨胀阀时,将产生绝热节流过程,压力由 p_k 降至 p_0 。由于制冷剂在绝热节流前后的焓值不变,因此该过程将沿等焓线进行,膨胀阀出口的制冷剂状态点为 4(压力为 p_0 ,温度为 t_0)。显然该状态的制冷剂处于湿蒸气区,说明制冷剂在节流过程中已有部分气化,成为气、液共存的湿蒸气状态。当这些湿蒸气进入蒸发器后,其中的液态制冷剂便在蒸发器中等压 p_0 下蒸发,吸热,从而达到了制冷目的。当蒸发器中的液态制冷剂全部蒸发结束后,又回到干饱和蒸气状态点 1 时,再次被压缩机吸入而进行循环。由此可知,蒸气压缩式制冷理论循环是由绝热压缩过程 1—2(由制冷压缩机完成,外界提供动能);等压冷凝过程 2—3(在冷凝器内完成),绝热节流过程 3—4(由膨胀绝热节流实现)和等压蒸发过程 4—1(在蒸发器内进行)四个过程所组成。

3. 单级蒸气压缩式制冷的过冷和吸气过热的理论制冷循环

在制冷循环过程中,膨胀阀前的液态制冷剂温度通常低于冷凝温度 t_k ,即液态制冷剂处于过冷状态。制冷剂的冷凝温度 t_k 与过冷温度 t_0 之差称为制冷剂的过冷度。制冷剂的过冷一般是通过加大冷凝器传热面积或设置过冷器来实现的。膨胀阀前液态制冷剂过冷不但能降低进入蒸发器的制冷剂焓值 h_3 ,增加单位质量制冷量 q_0 ,而且能防止阀前出现闪发气体,影响制冷系统的正常运行。

蒸气压缩制冷系统在运行中,压缩机吸入的制冷剂一般为过热蒸气,而不是干饱和蒸气,由于干饱和蒸气接近湿蒸气状态,如果制冷系统在运行中工况稍有变化,压缩机吸入的可能不是干饱和蒸气而是湿蒸气,湿蒸气中的液滴将会使压缩机的汽缸产生液击现象(我们知道液体一般是不能被压缩的)而损坏阀片。尤其对于活塞式压缩制冷系统,更应避免液击现象的发生。压缩机吸入过热蒸气温度 t_1 与蒸发温度 t_0 之差称压缩机吸气过热度,压缩机在实际运行时的吸气过热度与制冷系统运行的工况及所使用的制冷剂种类有关,氟利昂压缩式制冷系统的吸气过热度约为 10°C ,氨压缩式制冷系统的吸

气过热度约为 5°C

由图 20-29 可知,确定蒸气压缩制冷循环过程必须确定四个状态参数,即冷凝温度 t_k ,蒸发温度 t_0 ,过冷温度 t_0' 和吸气温度 t_1 ,这四个温度称为制冷系统运行(或制冷循环)的工况参数

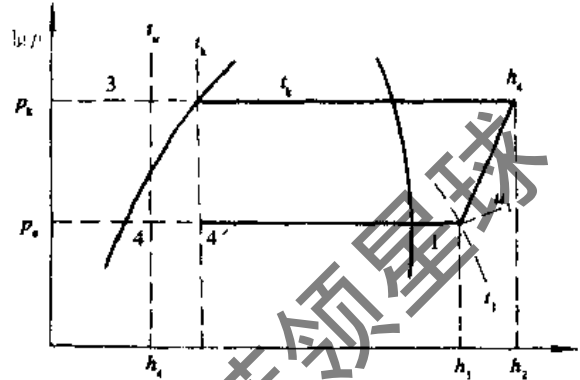


图 20-29 具有液过冷和吸气过热的理论循环

4. 回热制冷循环

如果制冷剂在循环过程中的膨胀阀前过冷和压缩机吸气的过热不是通过与外界介质的热交换,而主要是利用流出蒸发器的低温制冷剂蒸气与流出冷凝器的液体制冷剂进行热交换,这种循环称为回热制冷循环。为了实现回热制冷循环,一般在制冷系统中设置一只热交换器来实现换热过程。

20.4.2 单级压缩制冷理论循环的热力计算

在压-焓(lg p-h)图上确定单级蒸气压缩式制冷理论循环的各状态点后,即可由图中确定出各状态点的参数值,而后即可进行理论循环的热力计算。见图 20-28 或图 20-29。

单级蒸气压缩式制冷理论循环的热力计算包括以下内容:

1. 制冷剂单位质量制冷量 q_0

单位质量制冷剂在蒸发器中由被冷却物体吸取的热量称为制冷剂的单位质量制冷量。其单位为 kJ/kg ,由图 20-28 中状态 1 与状态 4 点的焓差来表示,即

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (20-11)$$

2. 单位容积制冷量 q_v

制冷压缩机吸入每 m^3 制冷剂蒸气,其在蒸发器内所吸收的热量称为单位容积制冷量。单位为 kJ/m^3 ,即

$$q_v = \frac{q_0}{v} = \frac{h_1 - h_4}{v} \quad (\text{kJ/m}^3) \quad (20-12)$$

式中 v ——压缩机吸入蒸气的比容(m^3/kg)。

3. 制冷系统中,单位时间(s)制冷剂的质量循环量 M_r

$$M_r = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4} \quad (\text{kg/s}) \quad (20-13)$$

式中 Q_0 ——制冷系统在 (t_k, t_0) 工况下运行时的总冷量(kW)。

制冷压缩机单位时间吸入的气态制冷剂体积量 V_r

为

$$V_1 = M_1 v = \frac{Q_0}{q_v} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (20-14)$$

4. 单位功

压缩机输送单位质量制冷剂所消耗的功称为单位功,用 W_1 表示。根据热力学原理,当压缩过程为绝热压缩时,压缩机所消耗的单位功可由压缩过程的初、始点焓差表示,即

$$W_1 = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (20-15)$$

理论功率

$$N_1 = M_1 \cdot W_1 = M_1 (h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (20-16)$$

5. 制冷系数 ϵ_0

制冷循环的单位质量制冷量与单位功之比称为制冷系数,用 ϵ_0 表示,即

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{W_1} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (20-17)$$

ϵ_0 表示消耗单位功所能取得的冷量。在相同的冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0 条件下, ϵ_0 愈大则表示制冷循环的经济性愈好。

6. 冷凝器的热负荷 q_k

制冷压缩机输送单位质量制冷剂蒸气在冷凝器中放出的热量称为单位冷凝器热负荷,单位为 kJ/kg , 所以

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (20-18)$$

20.4.3 单级蒸气压缩制冷循环中工作参数的确定

单级蒸气压缩式制冷系统在运行中,应对各有关参数进行调节和控制,需要进行调节和控制的参数一般为:

(1) 制冷压缩机的制冷量 Q_0 : 它表示制冷压缩机在一定工作温度下单位时间(h)从被冷却物体中吸取的热量,单位为 W , J/s 或 kW , kJ/s (公制单位为 kcal/h)。有时还采用冷吨(RT)作为制冷量的单位,在公制单位中所谓1冷吨是指24h内将1吨 0°C 的水结成 0°C 的冰所需的冷量。

1 公制冷吨 = 3300kcal/h ,

1 美国冷吨 = 3024kcal/h ,

1 日本冷吨 = 3230kcal/h 。

(2) 蒸发温度 t_0 : 制冷剂在蒸发器中气化时的温度。蒸发温度取决于被冷却物体的温度及传热温差,而传热温差与所采用的冷媒有关。

如果以空气作为载冷剂,制冷系统中的蒸发温度较蒸发器出口的空气温度低 $8 \sim 12^\circ\text{C}$, 即

$$t_0 = t' - (8 \sim 12)^\circ\text{C}。$$

如果以水作为载冷剂,其蒸发温度较蒸发器出口的水的温度低 $4 \sim 6^\circ\text{C}$, 即

$$t_0 = t' - (4 \sim 6)^\circ\text{C}。 \quad (20-19)$$

式中 t' ——蒸发器出口冷媒温度($^\circ\text{C}$)。

一般对冷却水时,蒸发器的传热温差 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$, 对冷却空气的蒸发排管则取 $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ 。

(3) 冷凝温度 t_k : 制冷剂气体在冷凝器中液化为液体时的温度。它取决于所采用的冷却介质(水或空气)与

传热温差

如果以水作冷却介质时,其冷凝温度为:

$$t_k = t_2 + (4 \sim 6)^\circ\text{C} \quad (20-20)$$

式中 t_2 ——冷凝器中冷却水的出水温度。对于风冷式冷凝器当迎面风速为 $2 \sim 3 \text{m/s}$ 时,其传热系数 $k = 24 \sim 29 \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$, 其冷凝温度与进风温度的温差为 $13 \sim 15^\circ\text{C}$ 。

(4) 过冷温度 t_n : 即制冷剂液体过冷后的温度。在相同压力下,过冷温度与冷凝温度的差值称为过冷度。通常取过冷温度比同压力下的冷凝温度低 $3 \sim 5^\circ\text{C}$, 即

$$t_n = t_k - (3 \sim 5)^\circ\text{C} \quad (20-21)$$

20.4.4 影响单级蒸气压缩制冷系统制冷量的主要因素

对于同一台制冷压缩机,当其转速不变时,其制冷量和所消耗的功的大小,直接取决于蒸发温度和冷凝温度。通过对单级蒸气压缩式制冷系统的热力分析,了解在制冷系统中蒸发温度和冷凝温度的变化对其制冷量的影响。

当蒸发温度 t_0 不变,冷凝温度越高,制冷量越小,消耗功增加。这是因为经节流阀进行高压节流后,使制冷剂蒸发时的初状态点由4移至6点(见图20-30)。初状态的焓值有所增加,即 $h_6 > h_4$ 。从图中可看出,系统的冷凝温度由 t_k 升到 t'_k 时,单位质量制冷剂的制冷能力由 q_0 减少到 q'_0 , 消耗的压缩功由 W_1 增加到 W'_1 。

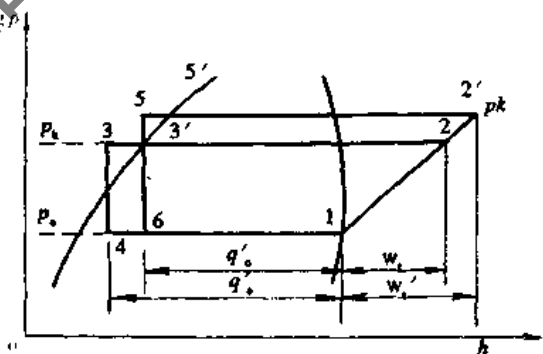


图 20-30 冷凝温度对制冷量和消耗功的影响

同时由于冷凝温度 t_k 的升高,使节流前后压差增大,影响蒸发器的回气量。压缩机的进气效率也将降低。

当制冷系统中的冷凝温度 t_k 不变,蒸发温度越低,制冷量越小,消耗的功越多。其原因为:

(1) 单位质量制冷剂的制冷量减小。因为蒸发温度越低,制冷剂干饱和蒸气之焓值越小,这就使 q_0 减小。由图 20-31 所示可看出,当蒸发温度由 t_0 降到 t'_0 时,单位质量制冷剂的制冷量由 q_0 减小到 q'_0 , 所消耗的功由 W_1 增加到 W'_1 。

(2) 制冷剂循环量减少。因为蒸发温度 t_0 越低,制冷剂比容 v 将增大,当压缩机吸气量 V 一定时,制冷系统中制冷剂的循环量将减小,因此产冷量减少。

(3) 进气效率降低。对于一台制冷压缩机,当蒸发温度 t_0 越低(p_0 也越低),其进气效率越小。这是由于蒸发压力下降。进入汽缸的气体必须要克服吸气阀的阻

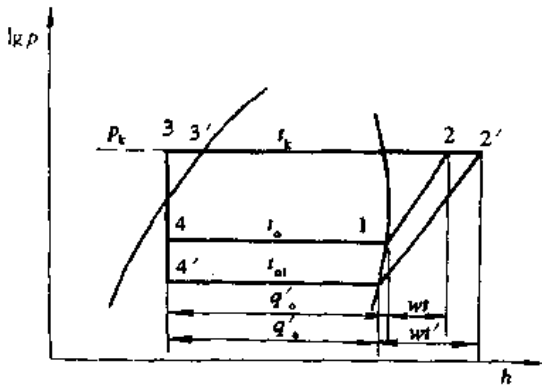


图 20-31 蒸发温度对制冷量和消耗功的影响

力,而使进气效率降低,从而影响了实际的进气量 V 。

(4) 蒸发温度 t_0 低,将影响蒸发器的回气量。因为蒸发温度 t_0 小,则制冷系统蒸发压力 p_0 也小,节流阀前后压差增大,因此节流时产生的气体也越多,这部分气体先进入压缩机的汽缸,从而影响蒸发器的回气量,压缩机的回气量也就随着降低。

由以上可知,一台制冷压缩机在不同的运行工况下,其制冷量是不同的。冷凝温度的降低和蒸发温度的适当提高,都会提高制冷压缩机的制冷量,降低能量的消耗。因此压缩式制冷系统在运行中应注意使压缩机的运行工况与空调系统的冷负荷及其特性相配合。在制冷系统允许的条件下尽可能提高制冷系统的蒸发温度,降低冷凝温度,做到既满足空调运行调节的需要,又节省能量。

20.5 制冷系统中的其他设备

在蒸气压缩式制冷系统中,除了制冷压缩机外,还包括一系列其他制冷设备,如我们在前面提到过的冷凝器、蒸发器、节流阀与制冷压缩机一样是制冷循环中必不可少的部分,它们称为制冷系统中的四大部件,即主要设备,而用于提高系统的经济性、可靠性、安全性的贮液器、油分离器、回热器、过冷器等则为辅助设备。

20.5.1 冷凝器

冷凝器是蒸气压缩式制冷系统中的主要设备之一,其作用是将压缩式制冷机排出的高温高压制冷剂蒸气冷凝成为冷凝压力下的饱和液体。在冷凝器里,制冷剂蒸气把热量传递给冷却介质(水或空气),因此冷凝器是一个热交换设备。制冷剂蒸气在冷凝器内放出的热量一般包括三部分:蒸发器里液体制冷剂沸腾时吸收的热量;制冷剂蒸气从蒸发器到压缩机在回气管中流动时,吸收周围的空气热量;制冷剂蒸气在压缩机汽缸内被压缩而消耗的机械功转化的热量。

1. 冷凝器的结构型式

冷凝器的类型有多种,但一般按冷却介质的不同分为水冷式冷凝器、风冷式(又称空冷式)冷凝器和蒸发式冷凝器三种。

(1) 水冷式冷凝器。水冷式冷凝器所用的冷却介质

为水,可以是河水、井水、海水等,也可以使用循环水。目前从节水的观点出发,一般多使用循环水,在河水、井水丰富的地区才使用一次性的河水或井水作为冷却介质。由于使用水冷却,可以使制冷系统得到较低的冷凝温度,有利于提高制冷系统的制冷能力,降低运行费用,因而在有条件的地区多使用水冷方式。

1) 立式冷凝器 立式冷凝器的结构如图 20-32 所示。它的筒体是用钢板卷焊而成的。筒体内的两端焊有管板,在管板上用膨胀法或焊接法将无缝钢管固定。冷凝器的顶部装有配水箱,以便能使冷却水均匀地分配到各个管口。在每一根无缝钢管口上设有一带斜槽的导流管头(或分水环),使冷却水沿钢管内壁作螺旋状下降,形成薄膜状的水层,从而延长冷却水的热交换时间,提高冷却效率和节约水量。

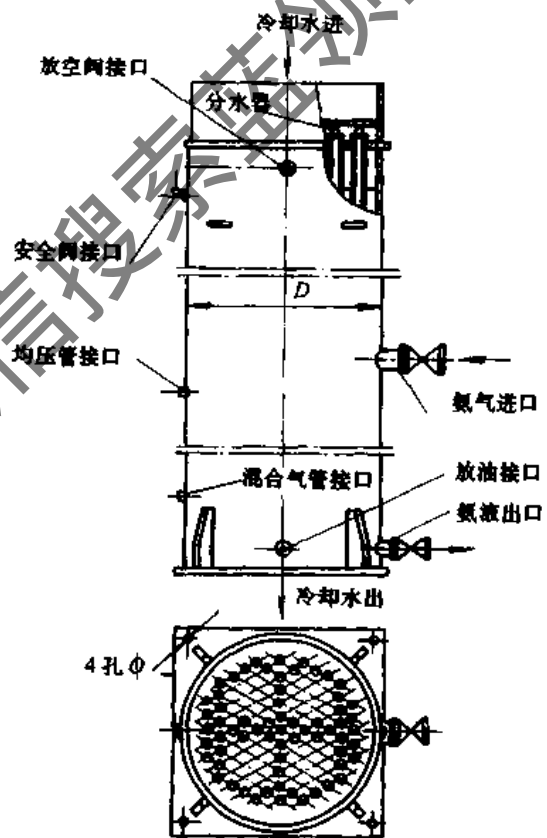


图 20-32 立式壳管冷凝器

制冷剂蒸气从壳体高度的三分之二处的管接头进入冷凝器内的管与管之间的空间,凝结的液体制冷剂从冷凝器下部出口管接头排出,经液体管道进入贮液器内。管内的冷却水与管外的高温制冷剂蒸气进行充分的热交换,水温升高后,排入下部的混凝土水池中。

此外,在冷凝器的壳体上还设有放空管、均压管、安全阀和压力表等管接头,以便与相应的管路和设备相连。

这种冷凝器冷却水流量大、流速高,并且进入冷凝器的制冷剂蒸气和已凝结的液膜成垂直方向运动,能冲刷和破坏部分冷凝膜层,传热效果比较好,其传热系数一般在 $698 \sim 814 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 。

这种冷凝器制冷剂的冷凝温度与冷却水出水温度差 $\Delta t = 3 \sim 5^\circ\text{C}$ 。其优点在于冷却水直通流动没有结冻的危险,对水质要求不太高,且不易发生堵塞现象;水垢容易清理,且系统可不必停止运行;但采用此种冷凝器耗水量大,增加了冷却泵的功能消耗;由于其置于空气中,管子容易被腐蚀,且发生泄漏又不易被发现,主要用于氨大型制冷系统。

2) 卧式壳管冷凝器

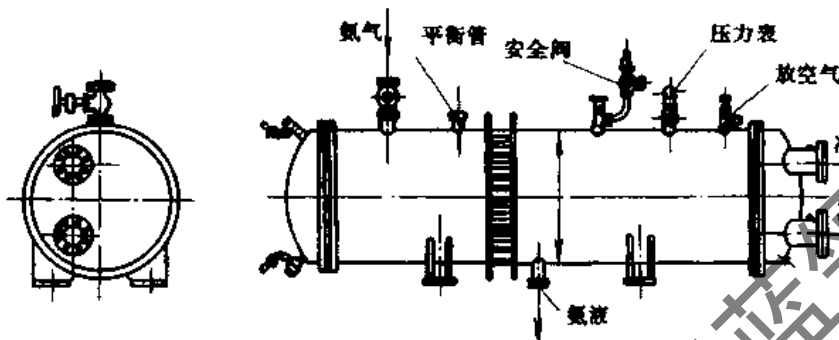


图 20-33 卧式壳管冷凝器

卧式冷凝器与立式冷凝器结构上的不同点在于,它的两端管板的外面用端盖封闭,端盖上铸有分水隔板,从而把全部管束分隔成几个水程。冷却水从一端的端盖进入冷凝器后,按顺序通过每一个水流程,最后从同一端盖上部流出。这样可以提高管内冷却水的流速,提高冷水一侧的放热系数。同时冷却水与制冷剂蒸气可以进行充分的热交换,使冷却水的进、出水温差增大(可达 $4 \sim 6^\circ\text{C}$),从而使冷却耗水量较立式冷凝器为少,但冷却水的流动阻力损失较大。

在冷凝器的端盖上还设有放空气和放水旋塞。放空气旋塞在冷凝器投入运行时打开,用于排除冷却水系统中的空气,避免造成气塞。放水旋塞供冷凝器停用时代尽冷却水管内的存水,以避免因冬季气温较低而使冷凝器内的水冻结而造成冷凝器冻裂现象。

卧式壳管冷凝器用于氨制冷系统时,内部冷却管束采用光滑钢管;而用于氟利昂制冷系统时,其内部冷却管束一般采用 $\phi < 25\text{mm}$ 的铜管,这是由于氟利昂的粘度大,导热系数低,其制冷剂侧冷凝时的放热系数比氨低得多,为了增加氟利昂侧的换热,这些铜管一般是采用经过滚轧的低肋铜管,肋片高度约为 1.4mm ,肋片间距为 $1 \sim 1.2\text{mm}$,肋化系数 ≥ 3.5 ,以达到提高传热系数,缩小冷凝器体积,减少冷却水耗水量和制冷剂的充灌量。

用于氨制冷系统的卧式壳管冷凝器内冷却水流速 $w = 0.8 \sim 1.2\text{m/s}$ (淡水) 或 $w < 0.7\text{m/s}$ (海水),制冷剂的冷凝温度比冷却水出水温度高 $3 \sim 5^\circ\text{C}$;用于氟利昂制冷系统的卧式壳管冷凝器内的冷却水流速 $w = 1.7 \sim 2.5\text{m/s}$,平均传热温差为 $5 \sim 7^\circ\text{C}$ 。

卧式壳管冷凝器的特点是传热系数高,冷却水用量少,进出水温升容易控制;但对冷却水质要求较高,冷却水流动阻力损失大,且水垢不易清洗。

3) 套管式冷凝器。套管式冷凝器的构造如图 20-34 所示。它是由两种直径不同的无缝钢管和铜管(光管或

卧式壳管冷凝器结构如图 20-33 所示。其结构与立式冷凝器相似,由钢板卷焊成筒体,两端各焊有一块多孔管板,管板上焊接或胀接一束管簇。高温制冷剂蒸气从冷凝器上部的进气管进入桶内管束之间,与管内冷却水进行热交换,冷凝液从下部出液管流入贮液器。此外卧式冷凝器端部还设有冷却水进出管接头,上部还有安全阀、压力表管的管接头、放空气管接头和均压管接头等。

低肋管)制成。一般其外管为 $\phi 51 \times 2$ 的无缝钢管,套管内有一根或数根紫铜管或低肋铜管,它们套在一起并用弯管机弯成螺旋形或 U 形,冷却水在内管中自下而上流动,冷凝后的制冷剂液体从下部流出。这种冷凝器结构简单、制造方便,传热效果好,传热系数可达 $1100\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 。但水垢清洗比较困难。主要用于 $17 \sim 24\text{kW}$ 的小型氟利昂压缩式机组中。

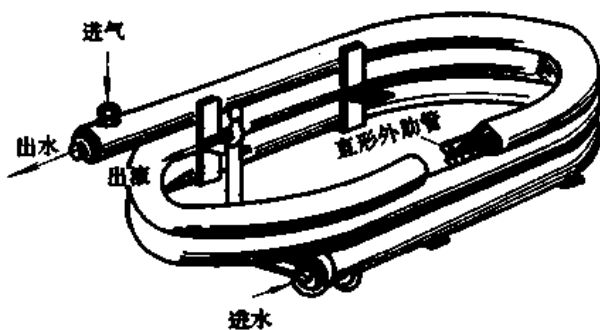


图 20-34 套管式冷凝器

(2) 风冷式冷凝器。风冷式冷凝器也就是我们常说的空冷式冷凝器,它是以空气作为冷却介质。制冷剂过热蒸气在管内流动过程中逐步冷却、冷凝以至最后成为过冷的制冷剂液体。空气在风机的强迫作用下横向掠过管外,带走管内制冷剂蒸气放出的热量,并将其散发到周围环境中。为了设备的紧凑,一般将风冷式冷凝器做成长方形,冷凝管常用 $\phi 10 \times 0.75$ 和 $\phi 16 \times 1\text{mm}$ 的紫铜管弯制成蛇管式,制冷剂蒸气从上部进入冷凝器,冷凝液从下部流出至贮液器中。由于空气的导热系数比较小,因此空气一侧的放热系数较低,从而降低了整个冷凝器的传热系数。为了强化空气一侧的传热,一般在铜管的外面套上散热片(肋片)以增加其传热面积。肋片常用 $\delta = 0.2\text{mm}$ 的铝箔,片距为 $2 \sim 4\text{mm}$,有的肋片还做成波纹

状。沿空气流动方向的蛇管排数一般为6~8排,其结构如图20-35。

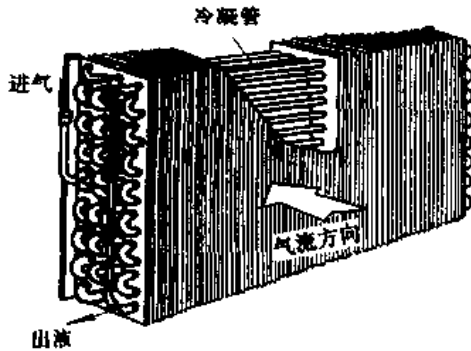


图 20-35 风冷式冷凝器

风冷式冷凝器在运行中,冷凝温度一般要受环境空气温度的影响,即随着环境温度的升高而升高,随着环境温度的降低而降低。其冷凝温度有时可达50℃。但其特点是省去了冷凝过程中的水系统,同时由于环境温度的变化,冬季可能会出现冷凝温度的过低和夏季冷凝温度的过高,从而使制冷能力下降,因此,风冷式冷凝器常用在半封闭式和封闭式制冷压缩机组成的小型制冷系统中。

(3) 蒸发式冷凝器。蒸发式冷凝器是以水和空气作为冷却介质,它主要是利用部分冷却水的蒸发带走气体制冷剂在冷凝过程中散发出的热量。其结构如图20-36。蒸发式冷凝器的外壳为一薄钢板制做的长方形箱体,其内部设有蛇形冷凝管组,淋水装置、挡水栅,底部为集水盘。箱体外部设循环水泵,箱底的顶部或侧下部装有离心风机或轴流风机。蒸发式冷凝器工作时,冷却水由水泵送至冷凝管组上部的喷嘴,均匀地喷淋在冷凝管的外表面,形成一层薄水膜。高温制冷剂蒸气从蛇形

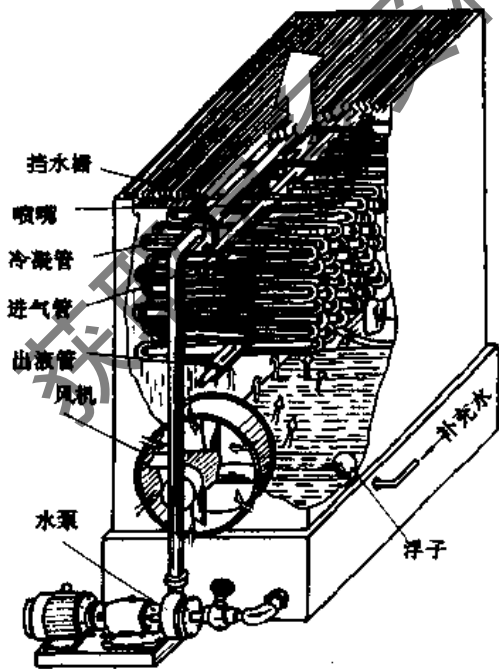


图 20-36 蒸发式冷凝器

冷凝管组上部进入,被管外的冷却水冷凝的液体从下部排出。水吸收了制冷剂的热量后,一部分蒸发而成为水蒸气,其余的便落在集水盘内,供水泵循环使用。风机强迫空气以3~5m/s的速度自下而上的掠过冷凝管组,促进水膜的蒸发,强化了冷凝管外的放热,并使吸热后的水滴在落下的过程中被空气所冷却,使蒸发形成的水蒸气随空气流从挡水栅中排出。挡水栅的作用是阻挡空气流中未蒸发的水滴并使其落回水盘,以减少冷却水的消耗。集水盘内设有自动补水装置(浮球阀)。

蒸发式冷凝器的通风机如果设在冷凝管组的下部侧面,向冷凝管组压送空气,称为压送式蒸发式冷凝器;如果通风机设在冷凝管组的顶部,吸入来自盘管的空气,称为吸入式蒸发式冷凝器。压送式蒸发式冷凝器的优点是:由于风机安装在侧下部,空气由外向内压入,故其风机电动机不会像吸入式蒸发式冷凝器那样由于高温高湿空气流经风机而使其受潮而腐蚀和烧毁。

蒸发式冷凝器的优点为:

- 1) 由于它主要利用一部分水的蒸发吸热和同时利用风机通风,强化了传热效果,提高了传热系数。
- 2) 由于所消耗的冷却水只是补充小部分蒸发的水分,因而耗水量少,约为水冷式冷凝器耗水量的1/25~1/50。

其缺点是对冷却水需进行软化处理。

蒸发式冷凝器的主要性能指标:

单位面积热负荷 $q = 6704 \sim 9218 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h}$ 。

循环水量 $W = 120 \sim 160 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ (或每放出4187kJ/h的冷凝热量需循环水量40~70kg/h)。

补水量按循环水量的5%~10%计。

管间风速3~5m/s,风量300~340m³/h。

2. 提高冷凝器换热效果的措施

冷凝器在制冷系统的运行中,其换热量的大小与冷凝器本身的换热面积,冷却介质(一般为水或空气)与制冷剂气体和液体温度的对数平均温差、冷凝器内传热管的传热系数的大小等因素有关。冷凝器的换热面积、对数平均温差及传热管的传热系数越大,则换热量也越大;反之,则换热量也越小。因此,要提高冷凝器的换热效果,则必须从提高冷凝器的传热面积,换热的对数平均温差及传热管的传热系数三方面来解决。

(1) 提高制冷剂与冷却介质在运行中的对数平均温差。在制冷系统的正常运行中,在一定的制冷负荷下,其制冷压缩机的排气温度基本稳定在一个数值上。因此,制冷系统在运行中,要想提高冷凝器运行中制冷剂与冷却介质之间的对数平均温差,则只有设法降低冷却介质在冷凝器入口处的温度。对于使用水冷式壳管冷凝器,主要是降低冷凝器入口处冷却水的温度。

在制冷系统的循环水冷却系统中,要做到有效地降低冷却水的温度,首先要使用与制冷系统中制冷剂气体冷凝散热相匹配的冷却塔,且应使冷却塔的散热量略大于制冷剂气体冷凝时的凝结热量。其次应在循环水的冷却系统运行期间,做好循环冷却水系统的维护、保养和检修工作,使系统中的冷却塔、水泵处于完好状态,使其处于最佳运行状态。

关于影响冷却塔运行性能的主要因素及处理方法可参阅有关部分的内容

(2) 提高冷凝器运行中的换热系数。

1) 提高冷凝器冷却水(或空气)侧的换热系数。在冷凝器的运行中,作为冷却介质的水或空气流速的大小,对其冷却水侧(或空气侧)的换热系数有较大的影响。我们知道,在冷却介质侧,冷却介质的流动速度越大,在单位时间内通过的冷却介质量也越多,由冷却介质所带走的热量也越多,也就越有利于制冷剂气体的液化过程的进行。也可以说在冷凝器的运行中,其冷却介质侧的换热系数将随着冷却介质(空气或水)流动速度的增加而增大,随着冷却介质流动速度的降低而减小。但过大的冷却介质的流动速度,将会增加冷却介质(空气或水)的流动阻力,从而增加了输送冷却介质设备(如风机、水泵)运转所消耗的能量(主要是电能)。因此,冷却介质的流动速度应根据设备的投资和运转费用,经技术经济分析的计算而确定为:冷凝器内冷却介质的最佳流速是:水时 $w=0.8\sim 1.6\text{m/s}$;空气时, $w=2\sim 4\text{m/s}$ 。

2) 定期对冷凝器传热管两侧的污垢进行清洗,以提高冷凝器两侧的换热系数。冷凝器在使用一段时间后,在其制冷剂一侧将会被制冷剂、润滑油中的污物所污染而降低其换热系数。例如在冷凝器传热管制冷剂侧产生 0.1mm 的油垢,所产生的热阻即相当于 33mm 厚钢板的热阻。同时,在冷却介质一侧,如果使用水作为冷却介质,由于水中的污物(尤其对于开式冷却水系统)及钙、镁离子的存在,在制冷剂侧高温制冷剂气体的作用下而产生污垢、水垢聚积在传热管表面上;如果以空气作为冷却介质,由于冷凝器的长时间运行,又会使空气中的灰尘及其他污物积存于散热肋片管表面和肋片上及之间,甚至堵塞空气通道。这些都会严重影响冷凝器的冷凝效果,降低其运行中的换热系数。

因此,对冷凝器传热管内、外侧的定期和不定期的清洗除垢、去污,以保持其原有的传热系数不变,使其处于最佳的运行状态则是提高冷凝器换热效果的有效措施之一。

(3) 及时排除冷凝器中的不凝性气体,以提高其冷凝效果。在制冷系统的检修,制冷剂、润滑油的充加过程中,常免不了有少量的空气进入系统内,此外制冷剂也会分解出一些气体,这些气体存在于制冷系统中成为不凝性气体。由于不凝性气体的存在,在系统的运行中都会聚集在冷凝器的上部,且占据一定的空间。这样便减少了冷凝器的换热面积,造成冷凝压力的升高,冷凝器换热效率的降低。因此,在制冷系统的运行中,当冷凝压力过高、冷凝器内不凝性气体较多时,则应及时通过冷凝器排气口进行不凝性气体的排放,以提高其冷凝效果。

3. 冷凝器的日常维护

冷凝器在制冷系统中起着重要作用,冷凝效果的好坏直接关系到制冷效率的高低和能量消耗的多少。因而要使制冷系统充分发挥其高效率、低消耗的制冷性能,同时达到延长设备使用寿命的目的,必须加强设备的维护保养。

冷凝器使用一段时间后,由于内部的污垢、积尘等因

素而使传热系数下降,冷凝压力升高而达不到制冷剂的额定负荷。对于风冷式冷凝器可采用压缩空气的吹除方法,以去除冷凝器管壁和散热肋片上的积尘,以提高其传热效率。

对于水冷式冷凝器,由于其冷却介质是水,且水中往往不可避免的含有各种杂质,在制冷剂高温过热蒸气的的作用下,杂质便产生沉淀而在冷凝器管组的管内壁上结成水垢和水渣之类的污物,从而增加了管壁的厚度,降低了传热系数,严重时还会堵塞冷却管,减少换热面积。鉴于上述原因,冷凝器在使用一段时间后,如果冷凝效果下降,冷凝压力升高,制冷量降低,在排除其他因素后,则应考虑除垢。清除水垢有三种方法:

手工除垢法:打开冷凝器两端的端盖,用钢丝刷在管内拉刷,尔后用清水冲洗。采用此种方法除垢,对于除去冷凝管内壁上的松散污垢较为有效,但对于结在内管壁上的水垢却不易去除。

机械除垢法:将刮刀头连接在软轴上,软轴与电机相联,将刮刀插入管内进行刮削,同时用清水冲洗和冷却。使用此种方法进行除垢时应注意保护冷凝器冷凝管与管板间的胀口和焊口。一般在冷凝器的上部基本为制冷剂的过热蒸汽区,其下部一般为饱和液体区,也就是说冷凝器的上部温度较高,而在其下部温度较低,在冷却水通过时,上部冷凝管内部必先结垢,且其水垢层也较下部为厚。因此在进行除垢处理时,应将冷凝器的上部作为除垢的重点。

化学除垢法:化学除垢法是采用 10% 的盐酸溶液对冷凝器冷却管内壁的水垢进行清洗。清洗时将 10% 盐酸溶液盛于一耐酸贮槽内,贮槽分为两部分,中间用过滤网进行分隔。将耐酸塑料泵的吸入管置于贮槽的一侧,耐酸塑料泵的压出口与卧式冷凝器冷却水进口相连,盐酸通过耐酸塑料泵进入冷凝器后,从冷却水出口流入盐酸溶液贮槽的另一侧进行循环。在盐酸溶液的配置时可在每公斤溶液中加入 0.5g 阻化剂,以防止管道的腐蚀。盐酸循环一段时间后,再用钢丝刷反复拉洗,最后用 10% 的烧碱溶液再清洗 15min 左右,以中和盐酸溶液。

冷凝器在进行清洗后应做气密性试验,合格后方可投入运行。

20.5.2 蒸发器

蒸发器也是制冷系统的主要换热设备之一。它利用制冷剂液体在较低温度下蒸发,吸收被冷却介质(如水或空气)的热量,使水或空气的温度降低。蒸发器是制冷系统中生产和输出冷量的低压设备。

1. 蒸发器的种类、结构型式和工作原理

根据被冷却介质的种类,蒸发器分为冷却液体(水)的蒸发器和冷却空气的蒸发器两大类。

(1) 冷却液体的蒸发器。对于空调制冷系统,冷却液体的蒸发器一般用水作为载冷剂,再由制冷系统所制得的较低温度水去对空气进行降温,去湿处理,达到调节空气温、湿度的目的。

常用的冷却液体蒸发器有下列几种:

1) 卧式壳管式蒸发器(满液式)。卧式壳管式蒸发器

的形状结构与卧式壳管式冷凝器相似,其结构见图 20-37。这种蒸发器的主体是用钢板卷焊而成的圆筒,两端各焊有一多孔管板,两管板间焊接或胀接水平传热管束,在管板外联接有带分水筋的铸铁端盖,分水筋将管束分成几个管组(又称流程),水在其内顺序流动,增强传热。节流降压后的制冷剂液体从筒体下半部进入,在筒内管外吸收

了管内水的热量而蒸发,蒸发形成的制冷剂气体进入筒体上部的气液分离器,分离出的制冷剂液体仍然流回蒸发器内,干蒸气被制冷压缩机所吸走。此外,在筒体上部有供液管、液面指示器,端盖上有排空气和水的旋塞。被冷却的水被冷水泵送往冷水池或用冷处,从用冷处回来的水或从回水池送来的回水从端盖下端的进水口进入。

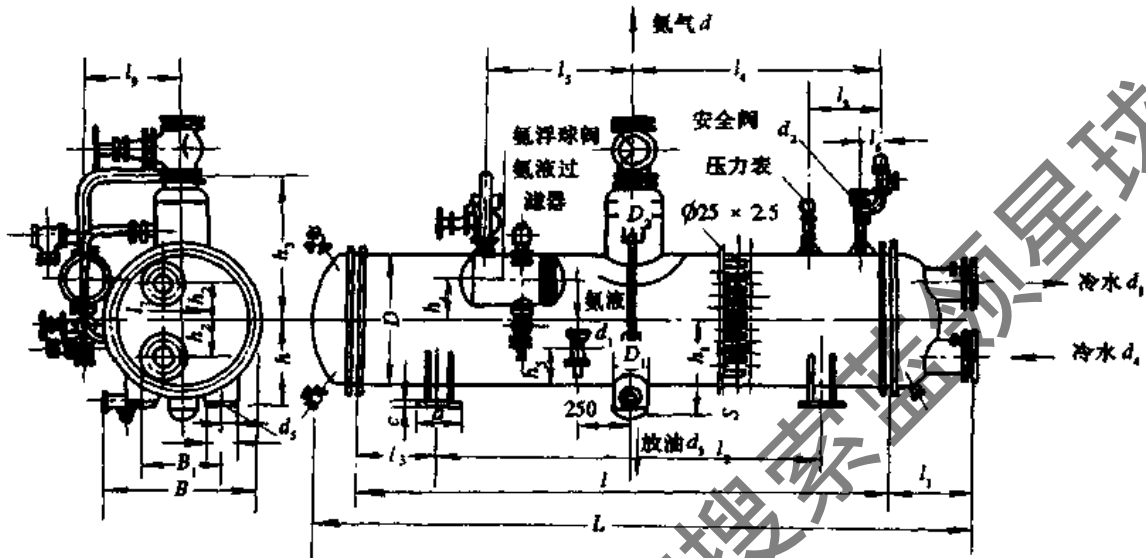


图 20-37 卧式壳管式蒸发器

当采用氨为制冷剂的制冷系统中的卧式壳管式蒸发器,氨的充液高度约为筒体的 70%~80%,过高的液面会使蒸发器中未气化的制冷剂液体随沸腾生成的制冷剂蒸气带出蒸发器而进入制冷压缩机而造成压缩机的液击。如果采用氟利昂作为制冷剂,由于氟利昂起泡沫现象严重,因而在卧式壳管式蒸发器的充液量仅为筒体的 55%~65%。此外,氨用卧式壳管式蒸发器的底部还有集油包,而氟利昂用卧式蒸发器则没有,而用氟利昂的制冷系统中蒸发器的排油口则位于其中轴线上部。这是由于冷冻机油的重度大于同温下饱和液氨的重度而小于同温度下饱和液氨的重度,因而冷冻机油沉于同温度下饱和液氨的下部而漂浮在同温度下饱和液氨的上部。氨用蒸发器的传热管为 $\phi 25 \times 2.5\text{mm}$ 或 $\phi 38 \times 3\text{mm}$ 的无缝钢管,而氟利昂用蒸发器的传热管多为低肋铜管。

这种蒸发器结构紧凑,传热系数高,一般用于闭式水循环系统。

2) 干式壳管式蒸发器(氟利昂用)。干式壳管式蒸发器的外形和结构与满液式壳管式蒸发器基本一样,它属于后者的改进型。它与满液式蒸发器的主要不同点在于制冷剂在管内流动而被冷却的水在管外壳体流动,为了增大管外水的流速,增强传热,在壳体内横跨管束装有折流板。在运行中,经减压阀减压后的制冷剂从下部进入管内,氟利昂的气液混合物在铜管内流动,不断吸收管外水的热量而气化,直至变成饱和蒸气甚至达到过热状态,并从上部的出气管由压缩机吸走。这样使管外的水得到降温处理而成为冷冻水。对于干式壳管式蒸发器,

为了保证正常运行,一般充液量只保持管内容积的 50% 即可,同时使管内制冷剂的流速大于 4m/s 左右,这样可以使混入制冷剂中的润滑油随制冷剂蒸气一起返回制冷压缩机中。这种蒸发器由于制冷剂在管内流动,而铜管又处于被冷却的水中间,因而其冷量损失少,同时具有一定的热稳定性,不致发生管内结冰而冻裂管子的情况。在干式壳管式蒸发器中,为了提高氟利昂沸腾放热系数,一般使用低肋铜管代替光滑铜管。

3) 立管式蒸发器。立管式蒸发器如图 20-38 所示。由数个管组组成的立管式蒸发器装在矩形水箱内,蒸发管组由上集管、下集管和许多焊在两集管之间的末端微弯的立管组成。上集管的一端焊有液体分离器,其底部接有一根立管与下集管相通,使分离出来的制冷剂液体流回下集管。下集管的一端与集油器相连接,集油器的上端与吸气管相通。

每组蒸发管组的中部有一根穿过上集管通向下集管的竖管,这样可以使液体从下部进入下集管后均匀地进入立管中。

制冷剂液体在管内吸收冷冻水的热量后不断气化,气化后制冷剂通过上集管经液体分离器,使蒸气中携带的液滴分离出来,仍返回下集管,蒸气由上面引出被制冷压缩机吸走。

冷冻水从上部进入水箱,被冷却后由下部流出。水箱中装有搅拌器和隔板,使水箱中的冷水按一定方向和速度循环流动,其流速一般为 $0.5 \sim 0.7\text{m/s}$,水箱还装有溢水管和泄水管等。

在蒸发管组中制冷剂下进上出,循环良好,因此立管

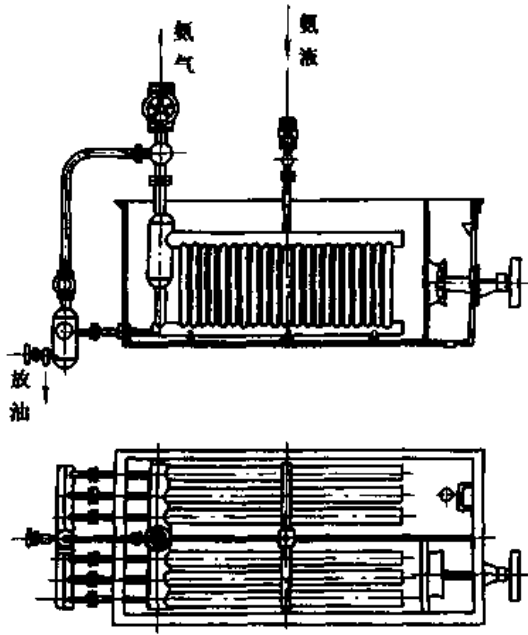


图 20-38 立管式蒸发器

式蒸发器的传热效果较好,目前多用于氨制冷系统中。

(2) 冷却空气的蒸发器。对于制冷系统而言,尽管用于冷却空气的蒸发器有排管式、盘管式等多种形式,但用于空调系统中的主要是表面式蒸发器。

空调用直接蒸发式表面式空气冷却器的构造如图 20-39 所示。其结构形式类似于风冷式冷凝器,它由数排肋片管组成,肋片管一般采用 $\phi 10 \sim 18\text{mm}$ 的铜管,外套约 0.2mm 的铝片,片距为 $2 \sim 4\text{mm}$ 。

直接蒸发式空气冷却器的优点是:不用载冷剂、冷损失少、降温快、启动时间短、结构紧凑、易于实现自动化控制等,但传热系数较低。

直接蒸发式空气冷却器一般多用在整体式空调机组,如柜式空调器、窗式空调器及分体式空调器中。当其迎面风速为 $2 \sim 3\text{m/s}$ 时,其传热系数为 $29 \sim 35\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$ ($25 \sim 30\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$)。

(3) 单筒式蒸发—冷凝器。在空调用离心制冷机组中,为了做到机组的结构紧凑和密封性能较好,一般将冷凝器和蒸发器组合成一体的单筒式结构型式,如图 20-40 所示。

单筒式蒸发冷凝器均属于卧式壳管式换热器型式,载冷剂与冷却水走管程,制冷剂走壳程。其壳程为低碳钢板卷焊面制成圆柱形壳体,组合后经 0.2MPa ($2\text{kgf}/\text{cm}^2$ 表压) 的气压试验。在壳体的两端均焊管板。壳体内纵向上以横断面为圆弧形夹层的隔热钢板将冷凝器与蒸发器隔开,上部为冷凝器,下部为蒸发器。在壳体中部前下侧设有浮球调节装置,该装置包括浮球阀部、浮球室、浮球室过滤网。冷凝器内换热铜管束与蒸发器内换热铜管束以胀管法固定在两端的管板上,与各自的水室组合后经 1.5MPa ($15\text{kgf}/\text{cm}^2$ 表压) 的水压试验。在壳体内有数块圆形支撑板来支撑换热铜管束,以防止管束的变形。两端管板外侧平面上装接有各自的水室,水室与管板间采用螺钉连接固定,其间以橡胶垫密封。在壳

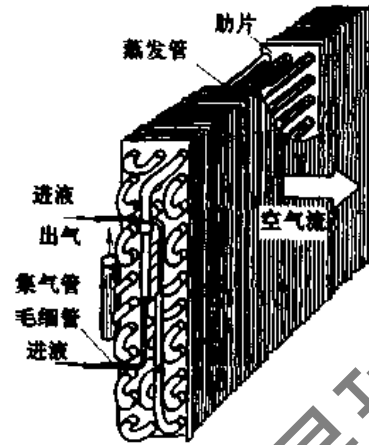


图 20-39 直接蒸发式空气冷却器

体的顶部开设有两孔,一为蒸发器开孔,通过进气管路与离心式制冷压缩机的制冷剂气流入口相通,另一为冷凝器开孔,通过排气管路与离心式制冷压缩机的制冷剂气出口相通。在冷凝器内将制冷剂过热蒸气经冷却后成为制冷剂液体,由冷凝器底部的开口进入浮球室前室,经过滤网(不锈钢丝网或铜丝网)进入浮球内。浮球阀在系统运行中将随冷量负荷的变化上升或下降到不同的制冷剂液位高度,同时制冷剂液体通过不同开度的节流孔流入蒸发器内(处于底部),经底部两排喷嘴将制冷剂液体喷向蒸发器内换热管束表面,以增强换热时的扰动,提高换热效果。蒸发器内制冷剂液位高度和运行时的沸腾情况由单筒右下侧的液位视镜观察。浮球室一侧的上下圆视镜用以观察浮球阀工作状态和浮球室内制冷剂液位高度。充灌和排放制冷剂的充液阀位于浮球室的右侧。

2. 影响蒸发器换热的因素

(1) 影响制冷剂蒸发时放热系数大小的主要因素。

1) 制冷剂的沸腾状态。我们知道,液体气化时,在液体内部进行的气化过程称为“沸腾”,在液体表面进行的气化过程称为“蒸发”。制冷剂在蒸发器内通常是在一定的饱和温度下进行剧烈的气化过程,实际上是处于沸腾状态。

制冷剂液体在蒸发器内的吸热过程中,当液体制冷剂的温度稍高于其压力下的饱和温度时,制冷剂液体就开始沸腾,其沸腾的强烈程度随被冷却介质的温度(严格说是蒸发器内表面温度) t_w 与制冷剂的沸腾温度 t_f 之差 $\Delta t = t_w - t_f$ 的大小而不同。

当制冷剂液体在蒸发器内被高于其饱和液体温度的冷媒加热时,在其加热表面会形成许多气泡,当液体的温度不断增加时,气泡内的蒸气分子数也就不断增加,气泡在液体内部逐渐增大,当液体的温度达到该压力下所对应的饱和温度时,气泡向上升起破裂而达到沸腾,这种情况称为泡状沸腾。当 Δt 越大,则制冷剂液体内部的气化核心越多,且气泡从生成到离开蒸发器传热面的时间越短,单位时间内管壁表面生成的气泡数目越多,这就说明随着 Δt 的增加,制冷剂的换热系数也越大。但是当 Δt 大到一定程度时,气化核心的数目就增加很多,在它还没有离开加热面时就汇合而形成气膜,而气膜将制

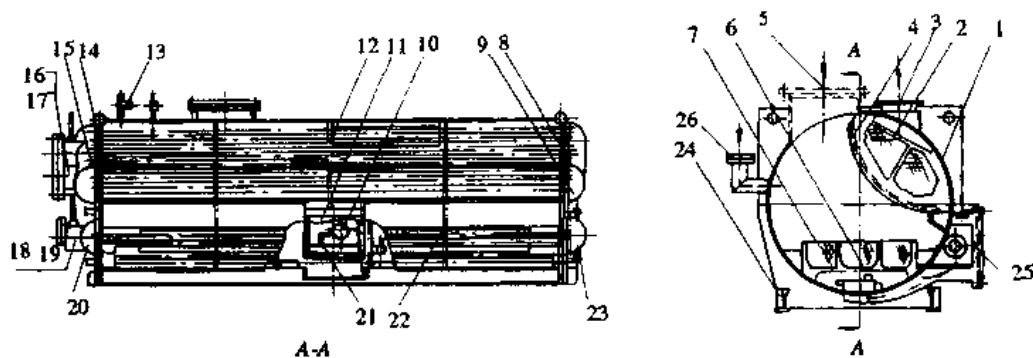


图 20-40 单筒式蒸发—冷凝器总体结构剖视图

1-蒸发—冷凝器壳体;2-冷凝器换热管束;3-冷凝器制冷剂进口接管法兰;4-隔热板;5-蒸发器制冷剂出口接管法兰;6-制冷剂分配喷嘴;7-蒸发器换热管束;8-管板;9-冷凝器右水室;10-浮球网罩;11-浮球室;12-冷凝器换热管束支撑板;13-冷凝器制冷剂引压阀;14-管板;15-冷凝器左水室;16-17-冷凝器水室接管;18、19-蒸发器水室接管;20-蒸发器左水室;21-浮球阀阀板;22-蒸发器换热管束支撑板;23-蒸发器右水室;24-底座;25-浮球室过滤网;26-主电动机回风(气)管

剂液体与加热面分开,热量的传递就必须通过气膜层,而制冷剂蒸气的导热系数比制冷剂液体的导热系数要小得多,也就是说,气膜的生成增加它们之间的热阻,因而放热系数将会有所下降,这种沸腾称为膜状沸腾。

在工业上所用的蒸发器一般控制传热温差以便获得泡状沸腾。在实际的制冷系统中,由于单位面积的热负荷并不是很大,传热温差一般在 10°C 左右,蒸发器中制冷剂液体是处于泡状沸腾状况。

2) 制冷剂的物理特性、蒸发温度等影响制冷剂沸腾时的放热强度。在相同的沸腾条件下,R22的沸腾放热系数比R12高20%,氟利昂制冷剂在管内沸腾时的蒸发温度越低,其放热系数也越低,当蒸发温度由 10°C 降至 -10°C 时,放热系数将降低15%~20%。

3) 制冷剂液体对传热表面的润湿性。制冷剂液体如能润湿传热表面,沸腾时生成气泡体积较小,基部较细,易脱离传热表面,这时的放热系数较大;当制冷剂不能润湿传热表面时,所形成的气泡基部较大,减少了气泡的核心数目,甚至形成气膜,从而降低了放热系数。

(2) 被冷却介质(水或空气等)侧的放热系数。它主要取决于冷媒的流速。流速增大,则放热系数提高,但流速过大又增加了输送水或空气的动力消耗。

此外它还受传热表面的几何特性(如结构、形状)的影响,如肋片管的肋片往往不是平面而冲制成各种波纹或开有条状槽形等,以加强空气通过肋片时的扰动,增强传热。

(3) 传热表面的脏污程度。

1) 制冷剂侧的传热表面,其管壁上的污垢主要是制冷剂中夹带的润滑油,在制冷剂蒸发后残留在蒸发管壁上。如果制冷剂中的油量过多,将会在传热表面上形成油膜,增大热阻,使放热系数降低。

2) 冷却介质(冷媒)侧的传热表面,如果是水或空气,也会由于水和空气中的尘埃、铁锈杂质等粘附在上面,从而增大热阻,降低了传热系数。

3. 蒸发器的维护

我们已经知道,蒸发器也是蒸汽压缩式制冷系统中的主要部件,属低压设备。蒸发器的使用好坏,直接关系到制冷效率的大小。因而正确的维护和保养它,稳定地

保证制冷系统的制冷量也是至关重要的。

(1) 对于立管式和螺旋管式蒸发器,在系统启动之前先检查搅拌机、冷水泵及其他接口处有无泄漏现象,蒸发器水箱内水位是否高出蒸发器上集气管100mm,否则应及时处理。

(2) 制冷剂的蒸发温度一般比冷媒出口温度低 5°C 左右,对于进入蒸发器内的冷媒水最好应加设过滤装置,以滤除冷媒水中的机械杂质,以防止其堵塞蒸发管和沉积于蒸发管壁上降低传热系数。

(3) 应注意蒸发器中积油的及时排放,以防止油膜对传热系数的影响。

(4) 如制冷系统长期停运时,应将蒸发器中的制冷剂抽到贮液器中保存,且使蒸发器内保持 $0.05\sim 0.07\text{MPa}$ ($0.5\sim 0.7\text{kgf/cm}^2$)的压力。在抽取蒸发器中的制冷剂时,应注意防止卧式壳管式蒸发器内的冷媒水冻结。

(5) 对于立式蒸发水箱,如长期不用时,应将水箱加满水保存,避免过多的锈蚀。

(6) 对于卧式壳管式蒸发器的清洗与冷凝器相同,表面式蒸发器肋片间的积灰和污垢应及时采用压缩空气吹除,必要时可使用清洁剂进行清洗。

(7) 蒸发器及其有关连接管路的保温层破损处应及时修补。

20.5.3 油分离器与集油器

在蒸汽压缩式制冷系统中,压缩机排出的制冷剂蒸气温度可高达 $90\sim 140^{\circ}\text{C}$,使聚集在汽缸壁上的润滑油部分气化成为油蒸气,这些油蒸气和细小的润滑油滴被高速的排气带出压缩机而进入制冷系统,在冷凝器和蒸发器的传热面上形成一层油膜,并沉积在其底部,从而降低了它的传热系数和减少有效的散热面积,使冷凝温度、压力上升,蒸发温度下降,制冷能力降低,从而使系统无法工作。对于R12,由于它与润滑油的互溶性,会导致R12在给定的蒸发压力下,饱和蒸发温度的上升,降低制冷能力,因此在制冷系统中制冷压缩机的排气阀之后,冷凝器之前设置油分离器,将排气中制冷剂蒸气所夹带的大部分润滑油分离出来,并送回油路系统中。

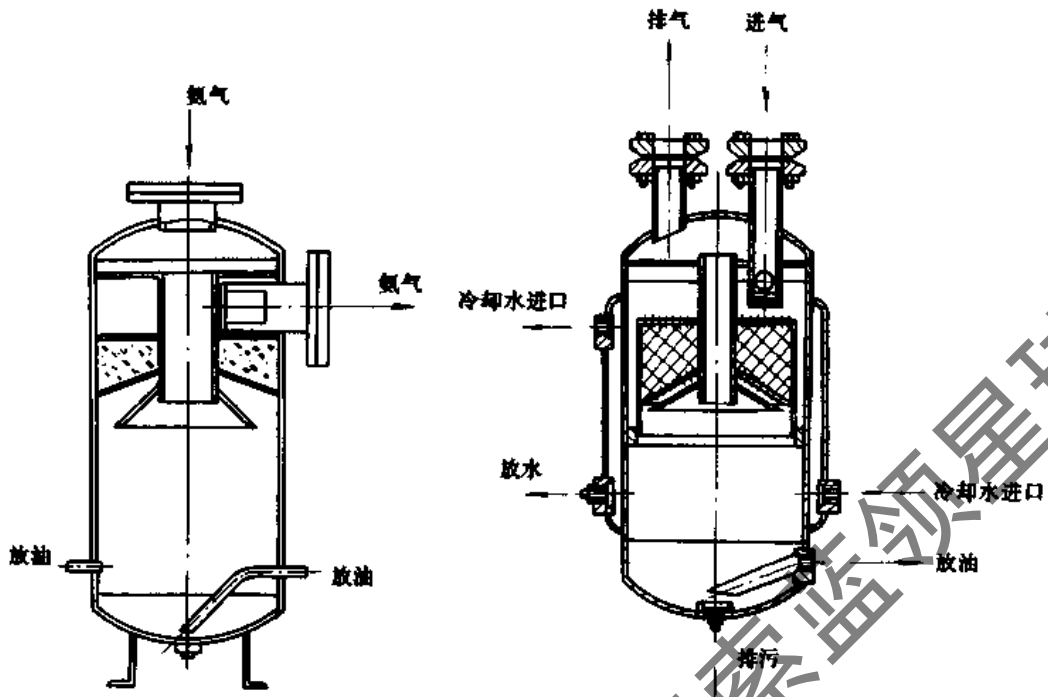


图 20-43 滤过式(填料式)油分离器

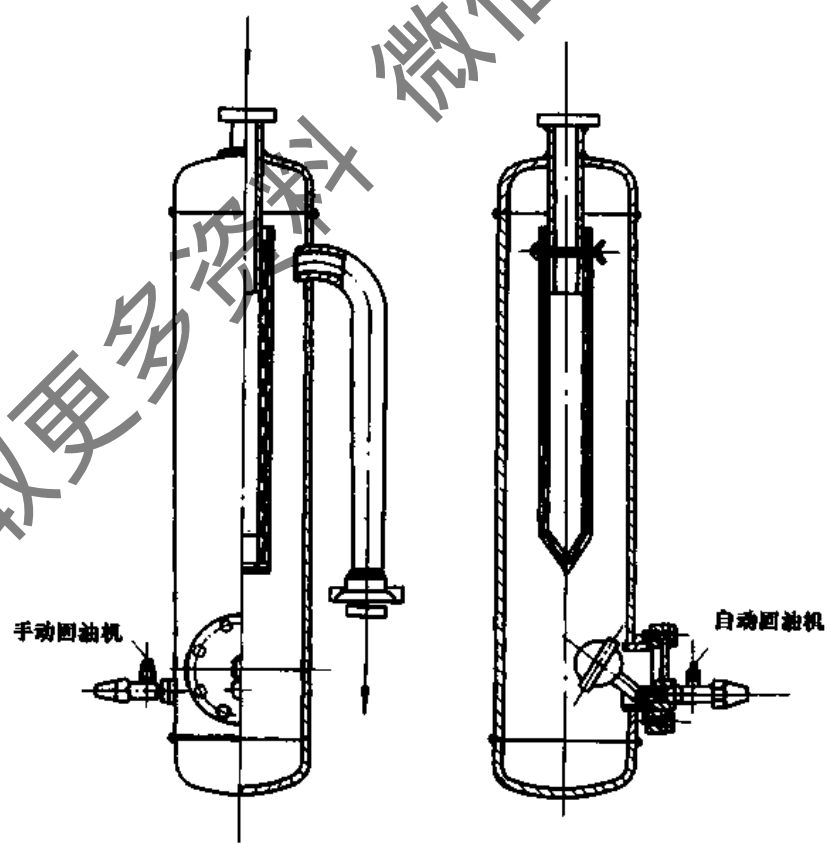


图 20-44 过滤式氟利昂油分离器

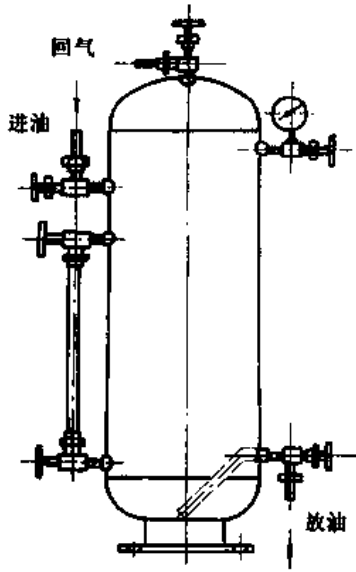


图 20-45 集油器

20.5.4 干燥过滤器

前面我们已经提到,在氟利昂制冷系统中,对制冷剂的含水量要求相当严格,且氟利昂制冷系统中还必须避免混入水分。氟利昂在有水混合的情况下,不仅其化学稳定性差,可以缓慢地产生酸性物质,腐蚀设备及管路内表面,而且在低温下游离状态的水从氟利昂中分离出来,产生冰塞以阻塞管路,从而影响制冷剂的流通。因此在氟利昂制冷系统中,安装干燥过滤器的目的,一方面是防止制冷系统中造成冰塞,另一方面也是防止腐蚀。后者在空调工况下显得更为重要。

干燥过滤器的结构型式较多,有的有方向性要求,无论其结构型式如何,其干燥原理一样。

20.5.5 循环冷却水系统及设备

制冷系统中的循环冷却水系统,是给制冷系统中的冷凝器提供合适的冷却水,带走制冷系统中高温高压制冷剂的过气体液化时所放出的热量,而使冷却水本身温度升高,温度升高后的冷却水在冷却塔中又将所携带的那一部分热量释放出来,温度有所降低,然后由循环冷却水泵再送入制冷系统中的冷凝器,实现循环冷却过程。

1. 循环冷却水系统

常用的循环冷却水系统分为上水箱和下水池两种,如图 20-46 和图 20-47 所示。

循环冷却水系统中的冷却塔一般是安装在屋顶,水箱一般也设在冷却塔旁;而水池则往往建在泵房的地下。上水箱式冷却水循环系统与下水池冷却水循环系统相比,具有如下的优点:

(1) 可利用房屋建筑高度的灌注水头,从而可以减小水泵的扬程,降低水泵的轴功率,达到降低系统运行费用的目的。

(2) 可以节省建造水池的费用,减少制冷系统的一次投资。

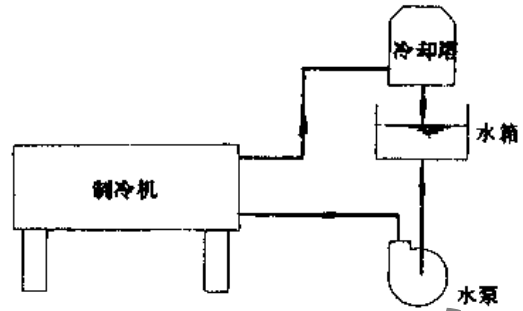


图 20-46 上水箱式冷却水循环系统

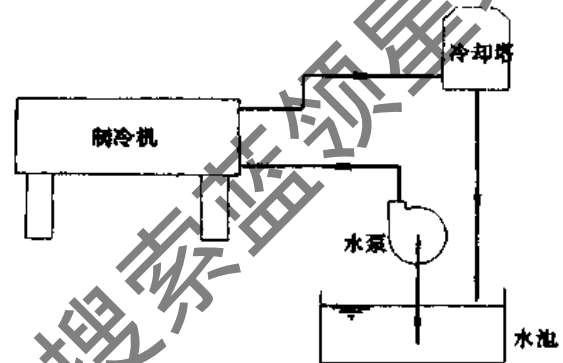


图 20-47 下水池式冷却水循环系统

(3) 水箱的保养和检修也比水池简单。

(4) 有利于水泵的迅速启动,无须向水泵注水或真空引水后开泵。

2. 循环冷却水系统中常用的设备

循环冷却水系统一般由冷却塔、水箱(或水池)、循环冷却水泵和制冷系统中的冷凝器四部分组成。

(1) 水箱。上水箱有用钢板制做的,也有用混凝土修建的,其容量一般为冷却循环水量的 3%~5%。

(2) 冷却塔。常用的冷却塔有玻璃钢冷却塔和混凝土冷却塔两种。但目前使用最多的为玻璃钢冷却塔,这是由于玻璃钢冷却塔具有换热效率高、占地面积小、轻巧、节能等优点。

冷却塔的组成部分及作用见表 20-13。

玻璃钢冷却塔按进、出水温差 Δt 分为三种,即普通型($\Delta t = 5^\circ\text{C}$)、中温型($\Delta t = 10^\circ\text{C}$)和高温型($\Delta t = 20^\circ\text{C}$)。

玻璃钢冷却塔按其运转中噪声的大小也分为三种,即普通型[噪声 $> 65\text{dB(A)}$]、低噪声型[$60 \sim 65\text{dB(A)}$]和超低噪声型[$< 60\text{dB(A)}$]。

玻璃钢冷却塔按气、水的流动方式不同,又可分为逆流式、横流式、组合式、混合式、喷射式等型式。

逆流式和横流式冷却塔的特点比较见表 20-14。

玻璃钢冷却塔均为机械通风式,且风机设在塔体顶部的筒体内,塔体一般分为,上壳体(以风筒为主体部分),中壳体(即装淋水装置和配水装置部分),下壳体(即淋水底盘)。逆流式冷却塔的中壳体与底盘之间为进风口。淋水装置采用斜波纹板交错排列,逆流塔的倾角为 60° ,横流塔的倾角为 30° ,大多采用改性硬聚氯乙烯。为

表 20-13 冷却塔组成部分及作用

编号	名称	作用	备注
1	淋水装置	将热水溅散成水滴或形成水膜,增加水与空气接触面积和时间,促进水与空气的热交换,使水冷却	分为点滴式和薄膜式两种,或称填料
2	配水系统	由管路和喷头组成,将热水均匀地分布到整个淋水装置上,分布是否均匀,直接影响冷却效果与飘水	分为固定式、池式、旋转布水系统等
3	通风设备	机械通风冷却塔由电机、传动轴、风机组成,产生设计要求的空气流量,保证要求的冷却效果	
4	空气分配装置	由进风口、百叶窗、导风板等组成,引导空气均匀地分布在冷却塔整个截面上	
5	通风筒	创造良好的空气动力条件,减少通风阻力,并把塔内的湿热空气送往高空,减少湿热空气回流	机械通风冷却塔又称出风筒
6	除水器	把要排出去的湿热空气中的水滴与空气分离,减少逸出水量损失和对周围环境的影响	又称收水器
7	塔体	外部围护结构。机械通风与风筒式的塔体是封闭的,起支承、围护和组合气流的功能	开放式的塔体沿塔高作成敞开,以便自然风进入塔内
8	集水池	位于塔下部或另设汇集经淋水装置冷却的水,如集水池还起调节流量作用,则应有一定的储备容积	集水池设补充水管、排污管、放空管等
9	输水系统	进水管把热水送往配水系统,进水管上设闸门,调节进塔水量,出水管把冷水送往用水设备或循环水泵,必要时多台塔之间可设连通管	
10	其他设施	检修门、检修梯、走道、照明灯、电气控制、避雷装置、及测试需要的测试部件等	

表 20-14 逆流式和横流式冷却塔比较

项目	逆流式冷却塔	横流式冷却塔
效率	水与空气逆流接触,热交换效率高(可保持最冷的水与最干燥、温度低的空气接触,最热的水与最潮湿、温度高的空气接触)	如水层和容积散质系数相同时,填料容积要比逆流塔均大 15%~20%
配水设备	对气流有阻力,配水系统的维护检修不便	对气流无阻力影响,维护检修方便
风阻	因为水气逆向流动,加上配水对气流的阻挡,故风阻大,为了减少进风口的阻力降,往往提高进风口的高度,以减小进风速度	比逆流塔低,进风口高(即淋水装置高),故进风风速低
塔高度	因进风口高度和除水器水平布置等因素,塔的总高度较高	填料高度接近塔高,除水器不占高度,塔总高度低
占地面积	淋水填料平面面积基本同塔面积,故横流塔小	平面面积大
排出空气的回流	比横流塔小	由于塔身低,风机排气回流影响大

增大换热面积,其片表面用加温机械轧制或用化学处理等方法使表面起皱,称为“亲水性淋水装置”。对于进水温度高及有特定工作条件要求的冷却塔,多采用铝质斜波纹板淋水装置。逆流塔均在塔中心进水管进水,淋水装置上部配水。配水分为旋转布水和固定管式配水两种,在底盘出水管出水。横流塔均在左、右两侧上部池式配水,也在底部出水管出水。

逆流式和横流式玻璃钢冷却塔外型及结构见图 20-

48 和图 20-49。

部分玻璃钢冷却塔构造概况见表 20-15。

玻璃钢冷却塔运行的标准工况条件为:

湿球温度 $t_s = 28^\circ\text{C}$, 进水温度 $t_{w1} = 37^\circ\text{C}$

出水温度 $t_{w2} = 32^\circ\text{C}$, 水温降 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$

(3) 水泵。循环冷却水系统中所使用的水泵,一般为单级或多级离心式水泵。

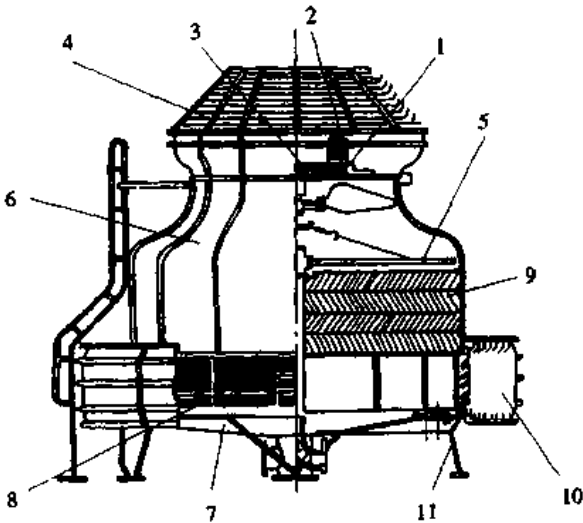


图 20-48 逆流式冷却塔

1-风机;2-电机;3-减速装置;4-吸音装置;5-布水器;6-上塔体;7-下塔体;8-进风窗;9-填料;10-吸音装置;11-支架

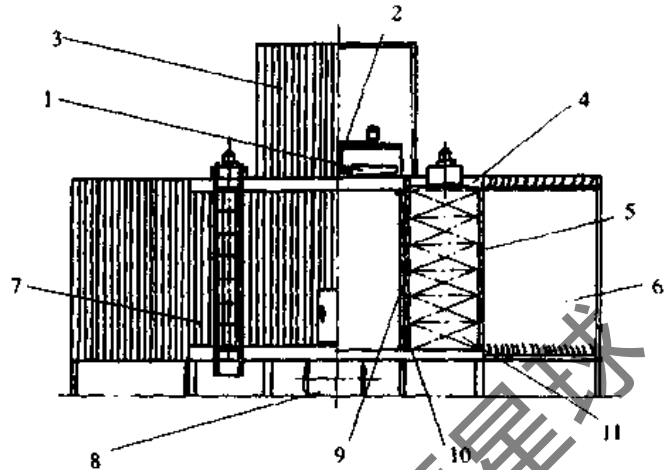


图 20-49 横流式冷却塔

1-风机与电机;2-皮带减速机;3-吸音装置;4-布水槽;5-百叶窗;6-消声罩;7-侧板;8-水箱;9-骨架;10-收水器;11-填料

表 20-15 部分玻璃钢冷却塔构造概况综合表

型号	类型	壳体材质	布水装置	风 机		淋水装置 (填 料)	下贮水槽 贮水量 (相当分钟)	进风口 形 式	淋水管压 力要求
				叶 片	传动机构				
SNB、 5NHL、 NBL、 LYB	逆流式 标准型	不饱和 聚酯玻璃 钢	尼龙 1010 或铝合金制 作的旋转布 水器,也可用 单螺旋喷头	环氧玻璃 钢制作,50型 以下为实心, 75型以上为 空腹结构	小型为直 接联动,大型 为齿轮传动	改性硬聚 氯乙烯斜波 纹片 35 × 15 × 60°	有		布水器出 口处要求自 由水头0.5~ 1m
BNL ₂	逆流式 标准型	不饱和 聚酯玻璃 钢	尼龙 1010 或铝合金壳 体、磷青铜芯 旋转布水器, 70型以上安 装不锈钢轴承	铝合金压 制	120型以 下为直接联 动,230型以 上为专用行 星齿轮减速 机传动	改性硬聚 氯乙烯斜波 纹片 35 × 15 × 60°	1~2		120型以 下为3.5m, 200型~500 型为5m
LLA HLA TLA	逆流式 标准型	不饱和 聚酯玻璃 钢	尼龙 1010 旋转布水器, 硬聚氯乙烯 布水管	100型以 下为铝合金 叶片,200型 以上为环氧 玻璃钢叶片, 阔叶型		改性硬聚 氯乙烯斜波 纹片 35 × 15 × 60°			
BL	逆流式 标准型	环氧玻 璃钢或不 饱和聚酯 玻璃钢	磷青铜芯, 尼龙 1010 外 壳旋转布水 器,硬聚氯乙 烯布水管	环氧玻璃 钢叶片 LTF 型普通型风 机	100型以 下为直接联 动,200型以 上为齿轮箱 传动	改性硬聚 氯乙烯斜波 纹片 35 × 15 × 60°	BL-I、II 带贮水盘, BL-III无贮水 盘		
ELS	逆流式 低噪声型			环氧玻 璃钢叶片 LTFS 低噪 声风机					
CBL、 GBL	逆流式 工业型		塑料单旋 流-直流式喷 头	环氧玻璃 钢叶片	小型塔直 接联动,大型 塔齿轮箱传 动	硬聚氯乙 烯斜波纹片 35 × 15 × 60°	有		1.0~2.0kg/ cm ² 0.1~0.2 MPa

(续表)

型号	类型	壳体材质	布水装置	风 机		淋水装置 (填 料)	下贮水槽 贮水量 (相当分钟)	进风口 形 式	淋水管压 力要求
				叶 片	传动机构				
STNB	逆流式 低噪声型	不饱和 聚酯玻璃 钢	铸铝管式 旋转布水器	环氧玻璃 钢	皮带传动 或专用齿轮 箱传动	聚氯乙烯 斜波纹片 35×15×60°	有,贮水深 度 250mm		
NJ	逆流式 标准型	不饱和 聚酯玻璃 钢	尼龙壳铜 芯,硬聚氯乙 烯管旋转布 水器		小型塔直 接轴联动, 大型齿轮箱 传动	聚氯乙烯 斜波纹片 35×15×60°	有	塑料纱网	
QLT	逆流式 标准型	不饱和 聚酯玻璃 钢	旋转布水 器	铝合金	100B以下 为直接轴接 传动 100B以 上为三角皮 带传动		带贮水槽, 并带自动补 水和溢水管 调节槽内水 位	带百叶窗	
FCT	逆流式 低噪声型	196 不 饱和树脂 玻璃钢	旋转布水 器,100型以 下为氟塑料 旋转体,100 型以上为铸 铝旋转体	铝合金		改性聚氯 乙烯斜波纹 片 35×15× 60°	有	模压玻璃 钢网	进水要求 自由水头 0.5~1.0m
CFT	逆流式 单元组 合式低噪 声型	不饱和 聚酯玻璃 钢	旋转布水 管和管式喷 头布水两种, 布水管为玻 璃钢,布水喷 头用聚丙乙 烯轴套	LY型宽 叶片式,铝合 金叶片	直接轴接 传动	聚氯乙烯 斜波纹片		进风口安 设有聚氯乙 烯折板片	

20.6 制冷系统中的调节控制器件

20.6.1 截止阀及手动调节阀

在制冷系统中,为了便于操作和控制制冷剂流量和流向,在设备和管道上设置了许多阀门,根据它们的用途主要分为截止阀和调节阀。

1. 截止阀

截止阀在管道系统中起着开启、切断、控制制冷剂的流量和流向的作用。制冷系统中的截止阀可分为氟利昂截止阀和氨截止阀两大类。根据其结构特点又分为直通阀和直角阀;根据阀的通道数目又可分为两通截止阀、三通截止阀和多通截止阀等。

(1) 氟利昂截止阀。图 20-50 为氟利昂直通截止阀,图 20-51 为氟利昂直角截止阀。它们均为两通阀,只

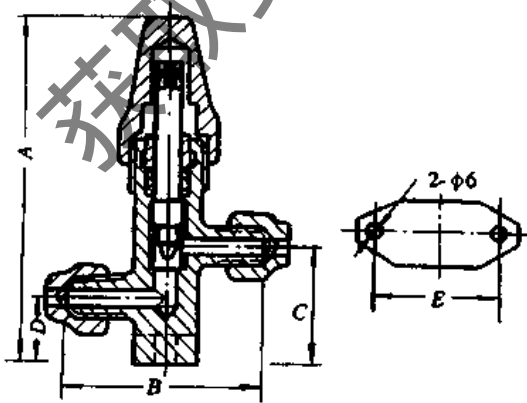


图 20-50 氟利昂直通截止阀

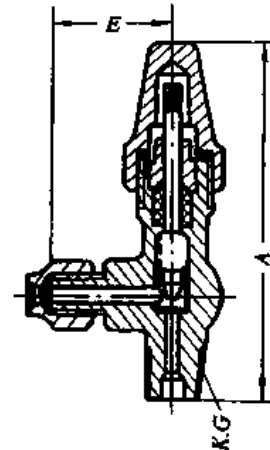


图 20-51 氟利昂直角截止阀

有通和断两种工作状态,其通过阀介质流量的大小通过阀杆的旋转带动阀芯沿轴向的移动来进行调节。

在氟里昂截止阀中,一般小口径阀多采用黄铜制做,大口径的采用铸铁制做阀体。为了防止制冷剂从阀杆的填料向外泄漏,因此氟里昂截止阀的手动阀杆的光滑圆柱体部位采用聚四氟乙烯或特殊橡胶制品作为填料用以密封,再用压紧螺母旋紧即可,小口径阀的接头螺纹一般为公制细牙螺纹。

(2) 氨截止阀。氨截止阀也有直通式截止阀和直角截止阀,如图 20-52 为氨直通截止阀,图 20-53 为氨直角截止阀。

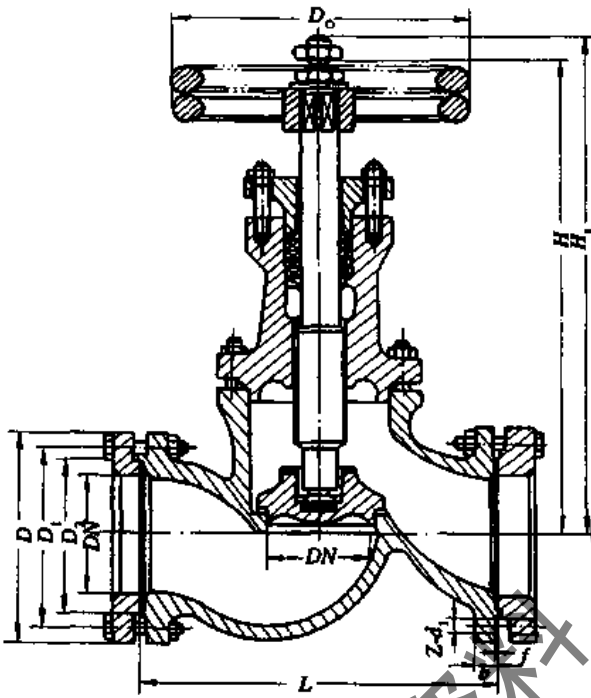


图 20-52 氨直通截止阀

小口径氨截止阀一般采用锻钢制造,大口径的氨截止阀一般采用球墨铸铁制造,阀口径小于 $D25\text{mm}$ 的阀门一般采用螺纹接头,大口径的氨截止阀一般采用法兰连接。

氨截止阀采用填料式密封,其阀背上有“倒封”机构,可以使用倒封机构操作阀杆使阀全开和全闭,“倒封”机构既可防止制冷剂氨向外泄漏,又便于更换填料。

2. 调节阀

制冷系统中的手动调节阀,又称手动式节流阀或手动式膨胀阀,是制冷系统中的四大主要部件之一,通过它对进入蒸发器的液态制冷剂进行节流降压和调节流量。调节阀的外形与截止阀相似,但截止阀的阀芯一般为平头,而调节阀的阀芯一般有三种形式,即窗口型(又称 V 形缺口型)、针形和锥体形,阀杆螺纹是细牙的,在调节供液量时可逐渐开启和关闭。调节阀也有直通式和直角式两种。图 20-54 是用于以氨为制冷剂的直通式调节(节流)阀的构造,其主要由阀体、阀芯、阀杆、填料压盖、上盖和手轮、螺栓等组成。

图 20-54a~图 20-54d 为四种不同结构型式的以氨为制冷剂的手动节流阀。

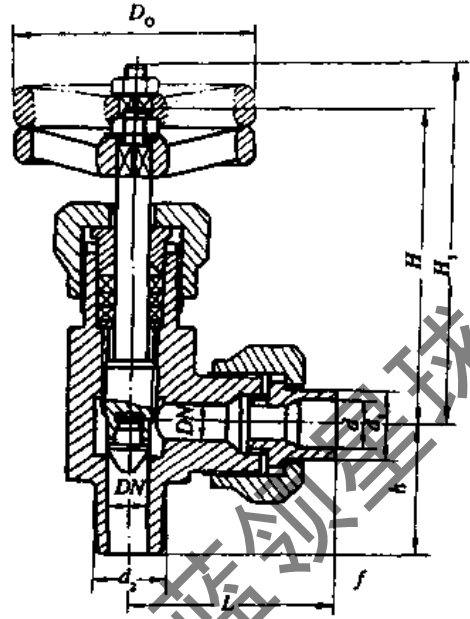


图 20-53 氨直角截止阀

用于以氟里昂为制冷剂的制冷系统中的手动调节阀如图 20-55a 和图 20-55b 所示。小口径调节阀(DN20~DN32)为丝接,用于小型制冷系统中大口径(DN50)的调节阀为法兰连接,用于较大型的制冷系统中。

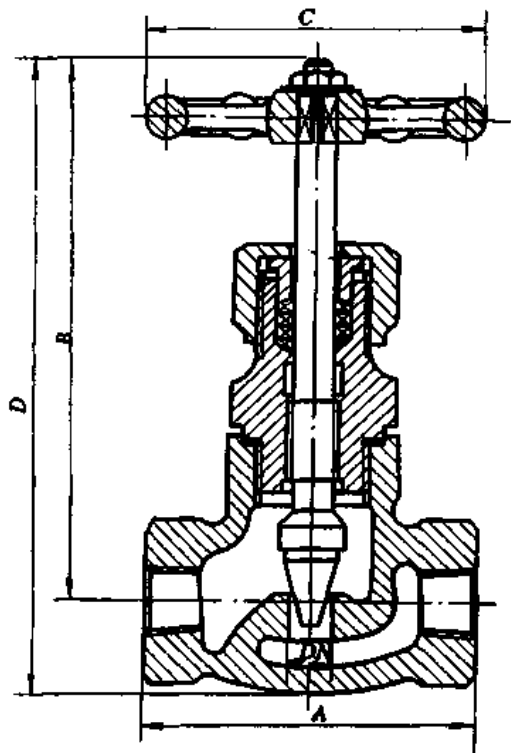


图 20-54(a) 氨直通式节流阀
(022-10~022-15)

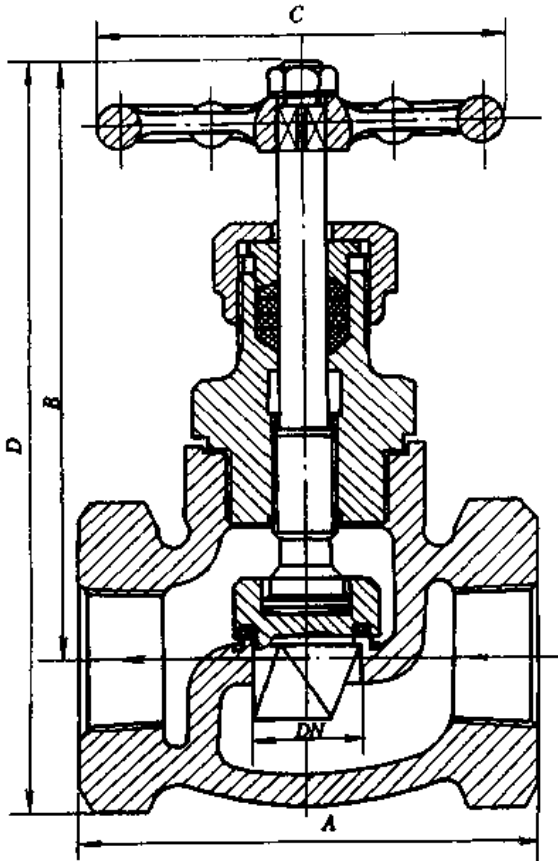


图 20-54(b) 氮直通式节流阀
(022-20~022-32)

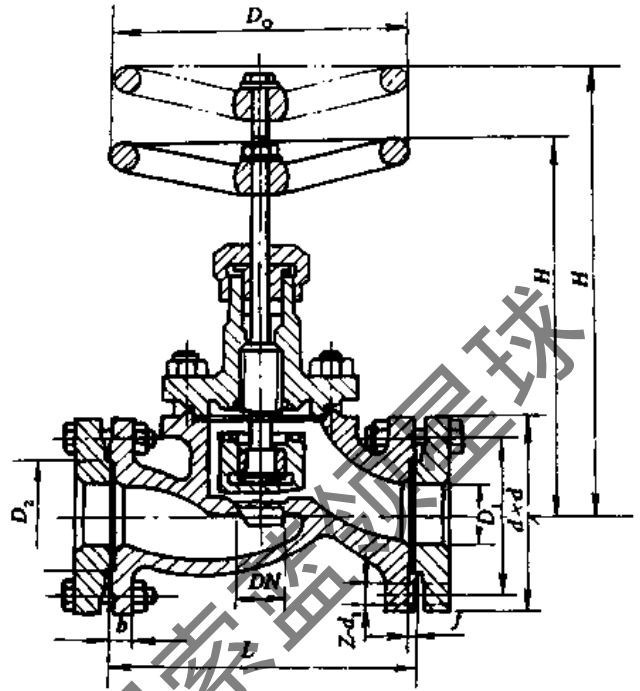


图 20-54(d) B型氮直通式节流阀
(A52-4~A52-7)

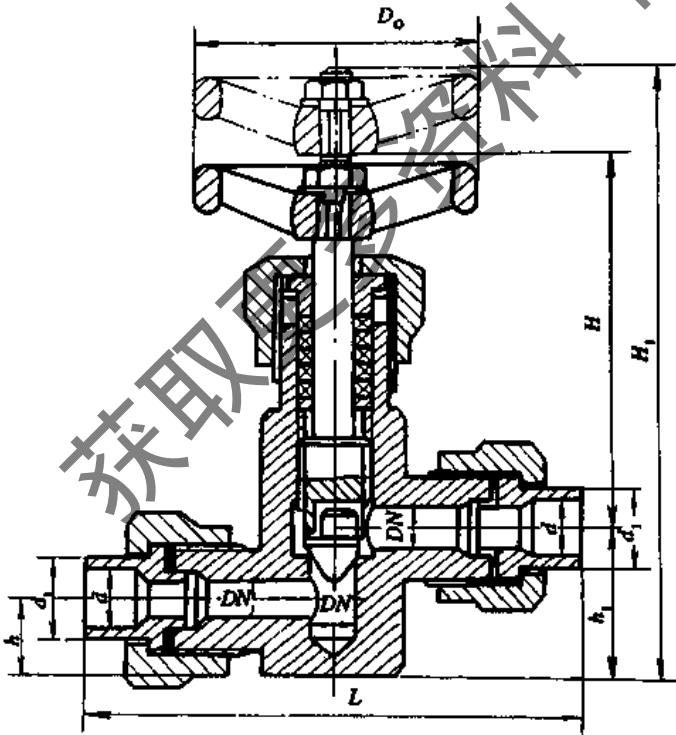


图 20-54(c) A型氮直通式节流阀
(A52-1~A52-3)

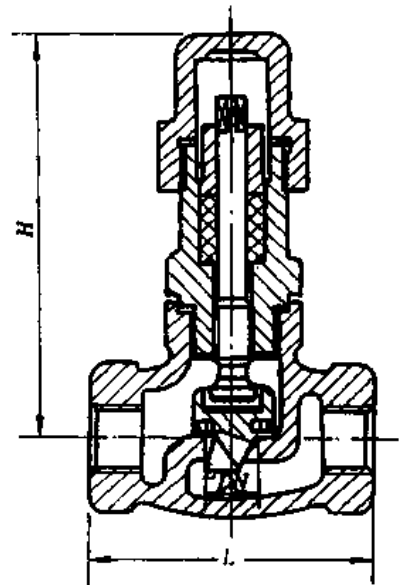


图 20-55(a) 氟里昂节流阀
(DN20~DN32)

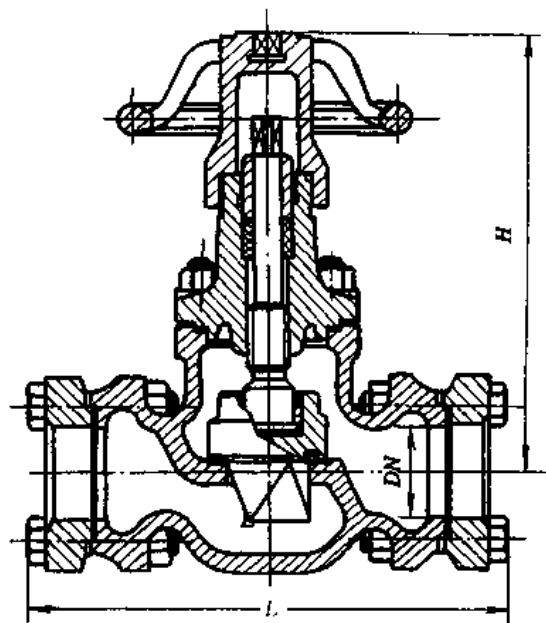


图 20-55(b) 氟利昂节流阀(DN50)

20.6.2 浮球调节阀

浮球阀是一种自动调节蒸发器或其他容器内制冷剂液面的一种机构,如图 20-56 和图 20-57 是一种低浮球调节阀的内部结构和连接安装图。由图 20-56 所示可知,浮球阀的浮球室内装有浮球、杠杆、阀针和平衡块等零部件。在浮球室的上、下两侧通过角阀和平衡管与蒸发器连接,浮球室内的液位与蒸发器内的液位平衡。当蒸发器内的热负荷增大时,制冷剂的蒸发量就增加,液位下降,浮球下沉并驱动杠杆使阀针开启或开大,高压液态制冷剂经阀孔节流后直接从出液管进入蒸发器,当蒸发器中的液位过高时,浮球将驱动杠杆和阀针关小或关闭阀孔,使进入蒸发器内的量减少或完全中止。这样蒸发器中的液态制冷剂进入量就可以随外界负荷的变化而进行自动调节。

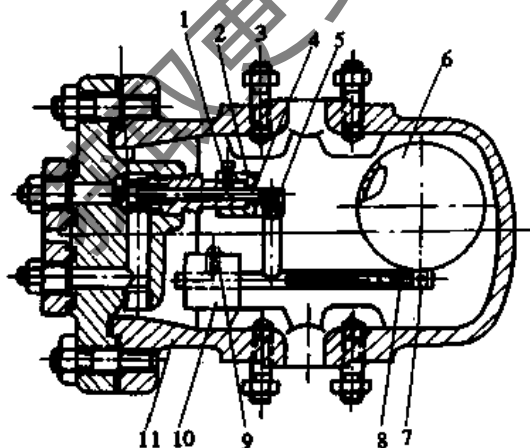


图 20-56 浮球阀结构图

1-阀座;2-螺钉;3-加固管;4-阀杆;5-轴;6-浮球;
7-铆钉;8-杠杆;9-螺钉;10-平衡块;11-壳体

用于氨制冷系统的浮球阀称为氨浮球阀,用于氟利昂制冷系统的为氟利昂浮球阀,其结构基本一样,只是其阀芯部分所使用的材料有所不同。

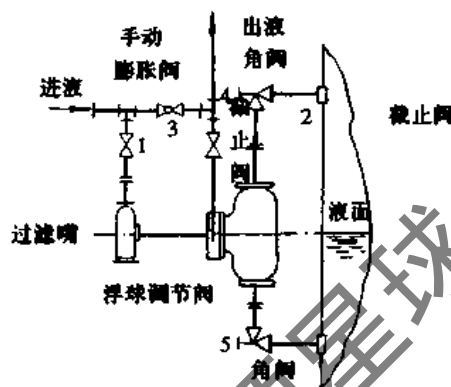


图 20-57 浮球阀接管示意图

20.6.3 热力膨胀阀与毛细管

1. 热力膨胀阀的特点

热力膨胀阀又称感温膨胀阀或自动膨胀阀,是目前在氟利昂制冷系统中使用比较广泛的一种节流机构。它可以根据流出蒸发器的制冷剂温度和压力信号自动调节进入蒸发器的制冷剂的流量,因而它是传感器、调节器和执行器三位组成一体的自动调节机构。热力膨胀阀根据接受信号的不同分为内平衡和外平衡式两种,如图 20-58 和图 20-59 所示。

2. 热力膨胀阀的结构

热力膨胀阀有各种结构形式,按热力头的动力元件区分,有膜片式和波纹管式。在热泵中高温使用的膨胀阀,要求高压性能好,多采用膜片式。国产小型热力膨胀阀一般都采用膜片结构,大型热力膨胀阀都采用波纹管结构。膜片式与波纹管式的功能和动作原理相同,只是在阀的升程上有差别,在过热度调节机构上有所不同。

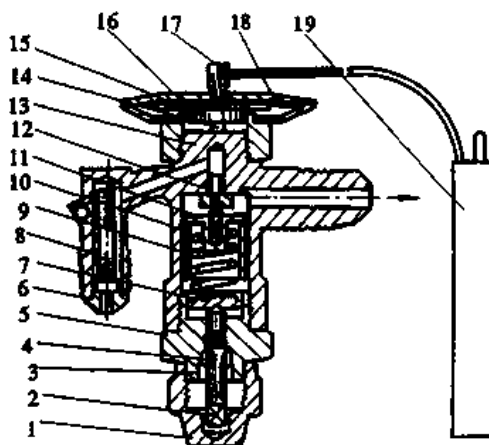


图 20-58 内平衡热力膨胀阀结构图

1-密封盖;2-调节杆;3-垫料螺帽;4-密封垫料;5-调节座;6-喇叭接头;7-调节垫块;8-过滤网;9-弹簧;10-阀针座;11-阀针;12-阀孔座;13-阀体;14-顶杆;15-垫块;
16-动力室;17-毛细管;18-薄膜片;19-感温包

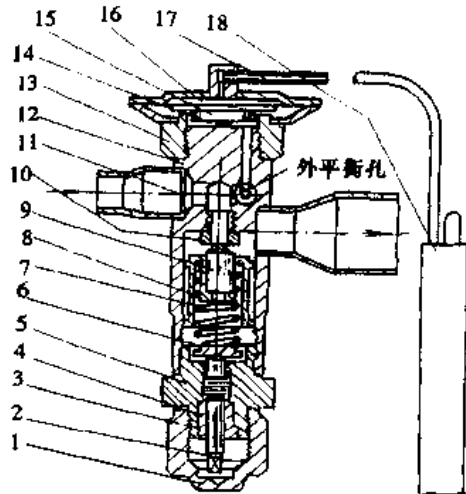


图 20-59 外平衡热力膨胀阀结构图

1-密封盖；2-调节杆；3-填料螺帽；4-密封填料；5-调节座；6-调节热块；7-弹簧；8-阀针座；9-阀针；10-阀孔座；11-过滤网；12-阀体；13-动力室；14-顶杆；15-垫块；16-薄膜片；17-毛细管；18-感温包

热力膨胀阀的主要组成部分有：热力头、阀件、过热调节机构和阀体。

热力头包括感温包、毛细管和动力头（膜片或波纹管）。温包使用导热性能良好的黄铜制作。由于温度的变化而使温包所产生的压力通过毛细管传递到动力头，动力头如果使用膜片式，一般采用 0.1~0.2mm 厚的特殊不锈钢板，其厚度和硬度均匀；如果使用波纹管，则采用磷青铜或不锈钢薄板制作。

阀件由节流孔、阀芯、阀杆和阀座所组成。由于开关动作，制冷剂液体流过时所产生的磨损以及气蚀等因素，因此，阀件一般使用耐腐蚀、刚性好的金属制做。在使用中，由于阀杆受到动力头的推动，带动阀芯的升降，因而使节流孔口开度发生变化，以调节通过热力膨胀阀的制冷剂流量。

过热度调节机构用来改变热力膨胀阀的设定过热度。小型热力膨胀阀，直接用调节杆来改变弹簧的预压缩量来实现调节，中型以上的热力膨胀阀使用齿轮机构来改变弹簧的压力实现调节。

3. 热力膨胀阀的工作原理

(1) 内平衡热力膨胀阀的工作原理。使用内平衡热力膨胀阀在热力系统中的连接方式如图 20-60 所示。膨胀阀的感温包与蒸发器出口管表面紧密接触，感温包内的工质一般与制冷系统中所使用的工质相同，温度等于

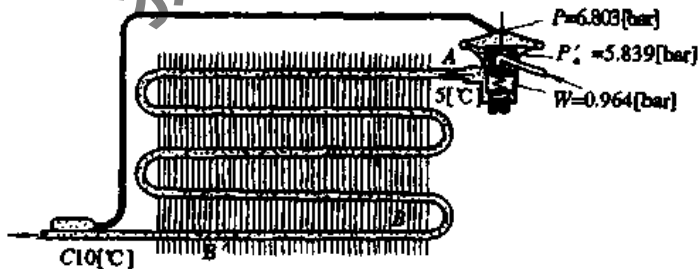


图 20-60 内平衡热力膨胀阀与蒸发器的连接

蒸发器出口处的制冷剂温度，包内压力为该工质在蒸发温度下的饱和压力。膨胀阀通过其膜片上三个作用力的变化而实现对制冷剂流量的自动调节。

在图 20-60 中， P 为感温包内气体压力（即为感温包内制冷剂饱和和气体压力），作用在膜片的上部，其方向指向打开膨胀阀的阀孔， P'_0 为蒸发器内制冷剂的蒸发压力，它通过内平衡孔作用于膜片的下部，其方向是指向关闭膨胀阀的阀孔。

W 为弹簧的等效压力，作用在膜片的下部，其方向也是指向关闭膨胀阀的阀孔。弹簧等效压缩力的大小可以保证蒸发器出口制冷剂得到所需要的过热度。当膨胀阀在正常情况下保持一定开度工作时，作用在膜片上的三个力是处于平衡状态的，即

$$P = P'_0 + W$$

假定在图 20-60 中进入蒸发器的液态制冷剂 R12 的蒸发温度为 +5°C，则相应的蒸发压力 $P'_0 = 0.36\text{MPa}$ 。当弹簧的张力调至 $P_w = 0.06\text{MPa}$ ，则推动膜片向上的力为 $P_0 + W = 0.36 + 0.06 = 0.42\text{MPa}$ （即使阀门关小的力），如果忽略蒸发器内制冷剂的压力损失，则蒸发器内各部分制冷剂的压力均为 0.36MPa，相应的蒸发温度都是 +5°C。如果制冷剂在到达 B 点时全部成为蒸气，从 B 点到 C 点还有一段距离，则制冷剂蒸气在这段距离中，由于其内、外部存在着温差，存在着热量传递（即从外界吸取热量），从而使制冷剂饱和蒸汽在到达 C 点时成为过热蒸气，此时其压力不变温度升高。假设过热度为 +5°C，则在 C 点时制冷剂蒸气为 +10°C。这时在感温包内 R12 的气液混合物的压力 P 应为 10°C 时的相应蒸发压力 $P = 0.43\text{MPa}$ 。压力 P 即为使膜片向下移动也就是使阀门开启的压力。由于 $P = P'_0 + W$ 使膜片处于平衡状态，使膨胀阀保持一定的开度，也就是说可以通过膨胀阀向蒸发器内供给一定的低压液态制冷剂。

如果由于外界情况改变而使蒸发器的热负荷减少，蒸发器中的制冷剂在到达 B' 点时才能变成饱和蒸气，这样将会使蒸发器出口处制冷剂气体的过热度小于 +10°C，感温包内的压力将下降，由于压力差的作用，膨胀阀将向关闭方向动作，使通过膨胀阀的制冷剂流量减少，蒸发压力也随之降低，C 点温度上升，因而膨胀阀将在新的平衡点工作。相反当蒸发器的热负荷增加时，制冷剂将会在 B 点之前蒸发而成饱和蒸气，使蒸发器出口处 C 点的制冷剂温度高于 10°C，温包内工质的压力升高，使 $P > P'_0 + W$ ，膨胀阀将向开启方向动作，制冷剂流量增加，蒸发压力升高，C 点温度下降，膨胀阀又处在新的平衡位置工作。

(2) 外平衡热力膨胀阀的工作原理。外平衡热力膨胀阀与内平衡热力膨胀阀的不同在于，它的平衡压力不是由阀内制冷剂的压力所形成。膜片的下部空间与膨胀阀出口互不相通，而是通过一根细管与蒸发器出口相接。这样膜片下部制冷剂的压力就不是膨胀阀出口处的压力而是蒸发器出口处制冷剂的压力。如图 20-61 所示。这种带有外平衡管的热力膨胀阀，称为外平衡热力膨胀阀。

假定制冷系统仍使用 R12 为制冷剂，其蒸发温

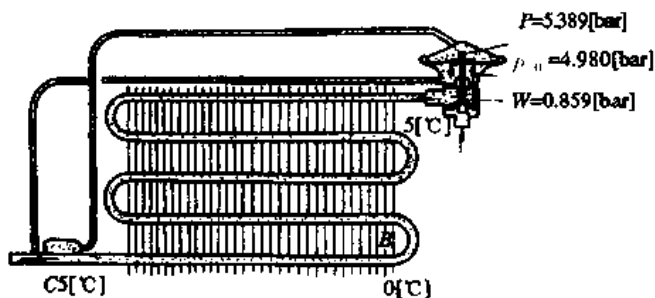


图 20-61 外平衡热力膨胀阀与蒸发器的连接

度为 +5℃, 由于膜片下部制冷剂的压力不是膨胀阀出口处的压力 0.36MPa, 而是蒸发器出口处制冷剂的压力。此时 $P_1 = 0.31\text{MPa}$, 再加上相当于 5℃ 过热的度的 0.054MPa 弹簧的张力 P_2 , 则使膜片向下的的推力 (即使阀门关闭的压力) $P_1 + P_2 = 0.36\text{MPa}$, 与感温包内工质的压力 P_3 相等为 0.36MPa, 则感温包内工质相应的蒸发温度为 +5℃, 而蒸发器出口气态制冷剂的过热度也只有 5℃, 此时膜片上下的作用力处于平衡状态, 外平衡膨胀阀正常工作。

4. 热力膨胀阀的常见故障及排除方法: 见表 20-16。

表 20-16 热力膨胀阀的常见故障及排除

现象	原因	排除方法
1. 蒸发器不结霜或者只在蒸发器入口口上结有少许霜, 并且整个阀体和进液口端部结上冰霜; 2. 低压力表指示值远低于规定蒸发压力值, 并调整过热度阀杆无效	1. 污物阻塞进口处滤网; 2. 系统内有水引起冰阻或使阀芯、阀杆冻结而不能移动; 3. 感温系统内感温剂泄漏; 4. 冷冻油凝点高于蒸发温度而冻结	1. 将制冷剂排出, 拆卸进口管接帽, 清洗过滤网; 2. 拆开阀芯, 清洗干燥或向阀内注入甲醇后, 用氮气冲净, 如制冷剂含水量过大, 可重新处理; 3. 再充加感温剂; 4. 更换冷冻机油
制冷剂充注量过多, 蒸发器不能全部结霜, 低压力表指示值低于规定值	过热度太大	重新调节过热度阀杆, 逐步增大, 直至蒸发器全部结霜
在压缩机进气口处或进气腔机件上结霜, 严重时压缩机有液击声 低压力表指示值高于规定蒸发压力	1. 由于调整不当而使过热度太小, 或无过热度; 2. 阀芯与阀座关闭不严; 3. 所用阀的控制工作范围不当或通径过大	1. 重新调整过热度; 2. 如将阀的过热度调小时也不能使蒸发压力下降到正常值时, 可拆开阀芯检修或更换合适容量的阀

5. 毛细管

在小型氟利昂制冷装置中, 如冰箱、房间空调器等, 由于其冷凝温度和蒸发温度的变化较小, 制冷量也小, 一般均采用毛细管作为系统中的节流装置来代替膨胀阀。所谓毛细管实际上是一根直径很小的紫铜管。因为制冷剂液体在通过管道时, 必须要克服一定的阻力, 产生一定

的压力降, 而且管径越小、管道越长所产生的压力降也越大。同时制冷剂液体在一定管径内流动时, 由于阻力的存在, 因而通过管道流量的大小, 随管道的长短而发生变化。根据此原理选择适当管径和长度的管道代替膨胀阀来控制制冷剂液体的流量和压力降。在冷凝压力一定时, 使蒸发器内保持一定的蒸发压力 (即一定的蒸发温度)。目前我国在房间空调器中所使用的毛细管内径一般在 0.6~2.5mm 之间, 长度在 1~2m 之间。

对于一固定其内径和长度的毛细管, 只能适应一个确定的工况条件, 而不是在任何工作条件下都适用的。同时使用毛细管作为节流元件的制冷系统, 制冷剂的充加量必须严格控制。如果制冷剂的充加量大于蒸发器热负荷所需要量时, 多余的制冷剂将滞留在冷凝器内, 造成冷凝压力的升高 (即冷凝温度提高), 因而使系统制冷量下降; 但如果制冷剂充加量过小, 又不能满足蒸发器热负荷, 使蒸发压力降低 (即蒸发温度降低), 一方面不能使蒸发器充分发挥其性能, 另一方面又使系统制冷量降低。因此对于采用全封闭式压缩机的房间空调器, 在制冷剂的充加时, 过量和不足对其工作都是不利的。

由于毛细管内径小、管路长, 极易被污物及水分所堵塞, 因此制冷系统内部必须保持干净和干燥。

20.6.4 电磁阀

电磁阀是一种用来自动开启或截断管道系统的阀门。当管道内阀门通电时, 线圈产生磁场将阀芯吸起, 使管道通路打开; 当切断通向线圈的电源时, 磁场立即消失, 则阀芯由于重力作用而落下使阀门关闭。电磁阀的电源一般是串接在压缩机电机的控制线路上, 使压缩机启动时, 电磁阀电源接通, 阀门打开, 反之则阀门关闭。

电磁阀种类较多, 但其原理是一样的。一般分为直接作用式与间接作用式。下图 20-62(a) 为直接作用式电磁阀。当线圈通电后产生磁场, 铁芯在磁场的作用下被吸起, 弹簧受压缩, 阀门打开。反之, 当线圈断电后, 铁芯由于自重和弹簧力的作用而下落, 将阀关闭。这种阀结构简单, 但仅适用于小型氟利昂制冷机中。

图 20-62(b) 为 DF-20 电磁阀, 它是间接作用式电磁阀的一种, 一般用于中型制冷机中, 它由套管组、线圈、阀针、铁芯、浮阀、阀体、调节杆和阀帽等组成。

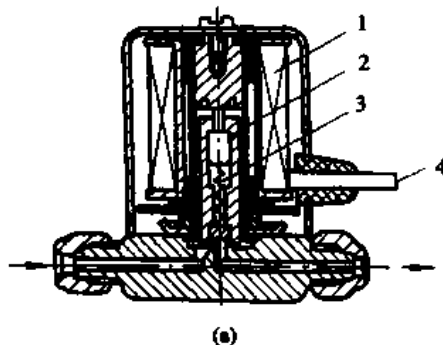


图 20-62(a) 直接作用式电磁阀
1-线圈; 2-铁芯; 3-弹簧; 4-接线

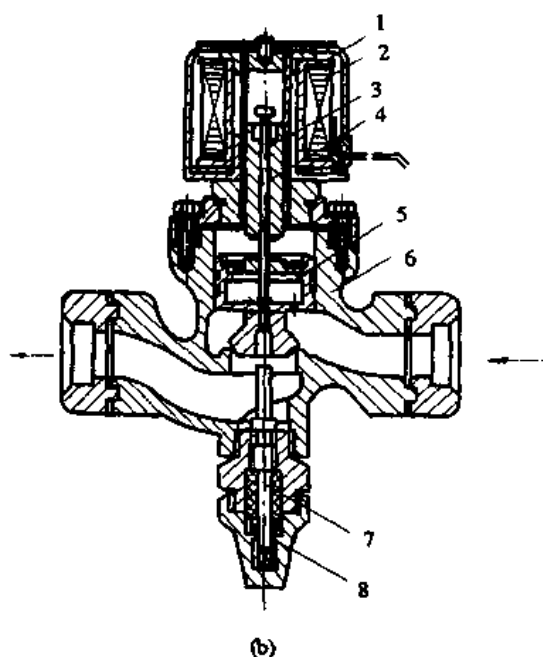


图 20-62(b) 间接作用式电磁阀

1-套管组;2-线圈;3-阀针;4-铁芯;5-浮阀;6-阀体;
7-调节杆;8-阀帽

工作时它以阀针来控制浮阀的浮沉,从而实现电磁阀的开启与关闭。由于电磁阀线圈仅用来控制阀针的起落,因此大大减少了线圈的功率,减少了电磁阀的体积,并实现了不同口径的电磁阀可以使用大小相同的线圈、铁芯和阀针等,因而简化了其生产工艺。

当线圈通电后,铁芯在电磁力的作用下被吸起,从而带动阀针上升,浮阀上的阀孔被打开,此时浮阀上端腔内液体通过直径为 $\phi 3$ 的小孔流向出口端起卸荷作用,即浮阀上、下部形成一定的压差,浮阀在这压差的作用下,慢慢浮起从而开启了电磁阀。反之,电磁阀线圈断电,阀针下落,关闭阀孔,则出口端与浮阀上端的空间隔断,进口端的液体经浮阀与阀体之间 $0.03\sim 0.05\text{mm}$ 的间隙进入浮阀上端的空间,同时在阀芯、阀针和浮阀本身重力的作用下,浮阀下降,关闭电磁阀。

电磁阀下端的调节杆有两个作用:其一,当电磁线圈失灵或粘有污物时,可上旋调节杆顶开浮阀组,随即又使其旋下,这样反复数次利用制冷剂液体将污物冲刷而带走;其二,当制冷系统运行中电磁阀发生故障而不能打开时,可将调节杆旋上使其通路打开(但停机后必须进行修理)。

电磁阀一般用在制冷系统中贮液器与膨胀阀之间的管路上。当压缩机停车时,电磁阀应立即关闭,切断冷凝器至蒸发器之间的供液通路,避免大量制冷剂进入蒸发器,从而延长了制冷系统中冷水泵(或风机)的工作时间,同时还可避免在压缩机再次启动时由于蒸发器还没有来得及蒸发的制冷剂液体进入压缩机的汽缸内,造成液压缩。

20.6.5 主阀与恒压阀

1. 主阀

主阀是导压控制型的自动阀门,在压力差的作用下自动将阀门开启或关闭。主阀必须与导阀配合使用,并由导阀控制启闭,导阀可以是电磁阀或恒压阀等。在系统管路中,主阀作为自动控制的执行元件,控制制冷剂在管路中的流动。主阀按结构组装分为液体常闭、液体常开、气体常闭、气体常开和止逆五种形式。液体常闭型主阀结构如图 20-63 所示。主阀主要有阀体、阀芯、活塞杆、活塞、活塞套、弹簧等。阀体设有手动顶杆,必要时可用顶杆将活塞组件顶起,使阀芯开启。活塞上有 $\phi 1\text{mm}$ 的平衡孔,阀芯由聚四氟乙烯制成锥体,使之能与阀座紧密配合。液体常闭型主阀一般情况下应处于关闭状态。当活塞的上腔降压时,由于压力差的作用,将活塞顶起,使主阀开启。当活塞上下压力达到平衡(经过平衡孔),弹簧推动活塞下行,使主阀关闭。

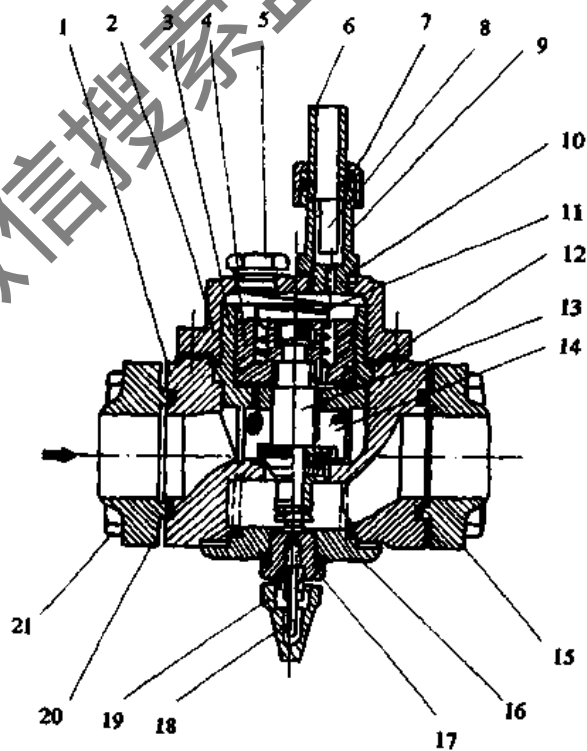


图 20-63 液体常闭型主阀

1-阀体;2-阀盖;3-活塞套;4-活塞;5-塞子;6-连接头;7-连接螺母;8-导管滤网;9-接头;10-垫片;11-弹簧;12-垫片;13-阀芯组件;14-滤网;15-法兰;16-法兰盖;17-顶杆座;
18-顶杆;19-顶杆帽;20-垫片;21-螺栓

2. 恒压阀

恒压阀作为导压式自动阀门的压力导阀,主要用于控制主阀的启闭,恒压阀还可以与电磁导阀或其他导阀联用,共同控制主阀的启闭。恒压阀按作用原理可分为正作用恒压阀(即正恒阀)和反作用恒压阀(即反恒阀)两种形式。HF-Z表示正恒阀,HF-F表示反恒阀。

(1) 正恒阀是常闭型导阀,它用于调节主阀入口侧的压力,使入口压力稳定在调定值。阀口在压力下限关闭,它常被用在蒸发器的回气管路上。图 20-64 为正恒阀结构之一。阀体与阀罩中间由钢质膜片隔开,上半部为弹簧压力调节系统,下半部为气体通道系统。当膜片下面气体压力升高超过弹簧力,将膜片顶起,阀口微开,气体流通;反之,当膜片下面气体压力下降,小于弹簧张力时,膜片落下关闭阀口,气体不能通过。因此,正恒阀是升开和降闭。

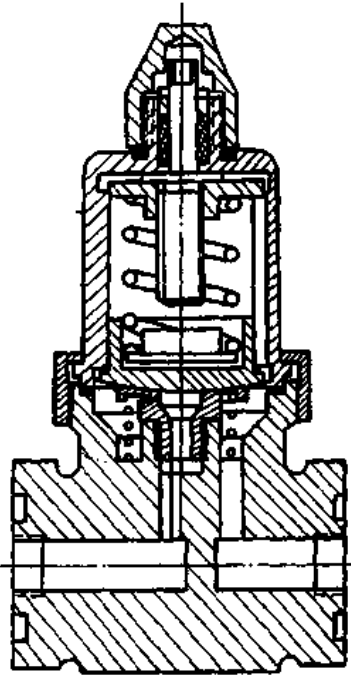
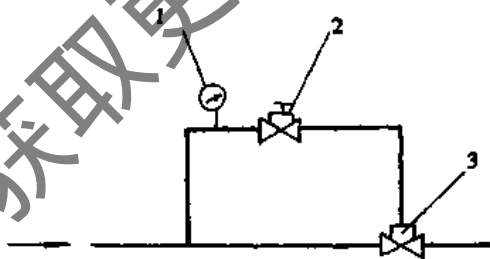
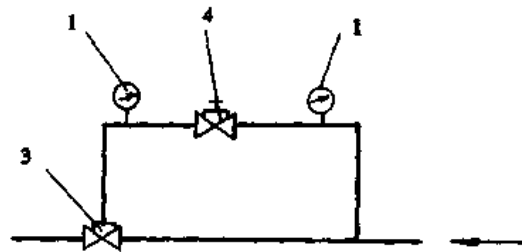


图 20-64 正恒阀结构图

(2) 反恒阀是常开型导阀,其作用和正恒阀相反,即升闭降开。当膜片下面气体压力升高,阀口反而关闭,膜片下面气体压力下降时,阀口打开。反恒阀一般用于调节主阀出口侧的压力,使之不超过调定压力,可以起减压阀的作用。



(a)主阀与正恒阀



(b)主阀与反恒阀

图 20-66 主阀与恒压阀连接示意图

1-压力表;2-正恒阀;3-主阀;4-反恒阀

3. 组合式恒压阀

组合式恒压阀是由压力导阀与主阀组成整体的恒压阀,如图 20-67 所示。主阀阀孔的启闭和调节由压力导

图 20-65 是反恒阀的一种结构形式。

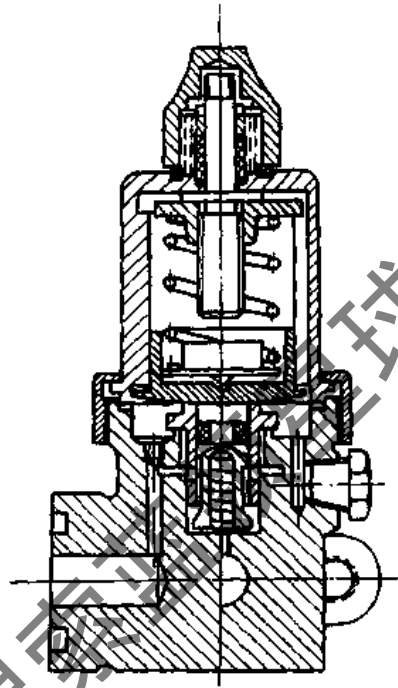


图 20-65 反恒阀结构图

正恒阀和气体常闭型主阀配合使用如图 20-66 所示,用于调节主阀入口侧的压力,以使入口压力保持恒定。当正恒阀膜片下腔气体压力升高到略为超过弹簧张力,如负荷比较小时,阀口微开。当压力增大,阀口按比例开大,同时主阀也随着按比例开大,当压力达到弹簧最大负荷时,膜片向反方向弹跳,阀口大开,主阀也随之全开。调节时,恒压阀必须在管路中原安装位置进行,阀前应加压力表,发现压力表指针突然抖动,此时即为该调节的压力数值。

反恒阀在使用中当膜片下腔压力升高,超过最大负荷,阀口关闭;如压力回降,低于弹簧力最大负荷,阀口开启,低于最小负荷,阀口全开。

阀根据阀前流体压力控制。当来自蒸发器的制冷剂蒸气进入压力导阀膜片下部时,将克服辅助弹簧的弹力把导阀阀孔开启,并进入主阀活塞的上腔,在蒸气压力作用下

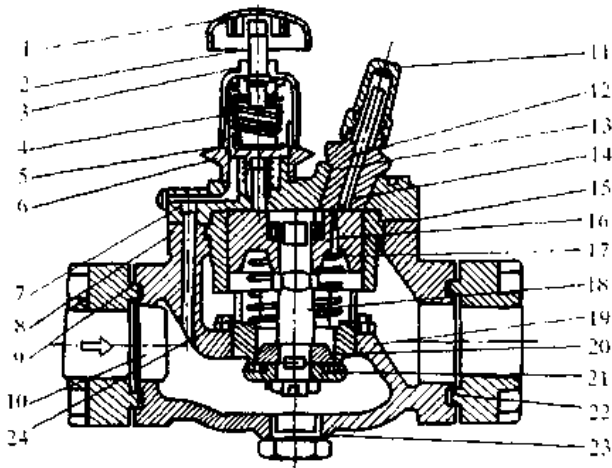


图 20-67 组合式恒压阀

- 1-手轮;2-调节杆;3-密封圈;4-辅助弹簧;5-辅助节流阀;6-膜片;7-垫片;8-辅助孔道;9-进口接管;10-主过滤器;11-手动强开机构;12-辅阀座;13-过滤板;14-止回阀片;15-垫片;16-压力平衡小孔;17-活塞;18-推杆;19-“O”型圈;20-主节流阀芯;21-主阀板;22-垫片;23-泄放塞;24-主弹簧

推动活塞下移,使主阀处于一定的开度,制冷剂经主阀流动。当阀前压力增大,主阀活塞的下移位置增加,主阀开度增大,使制冷剂流量加大,阀前压力(即蒸发压力)下

降。组合式恒压阀的控制压力,可转动压力导阀上的手轮,通过调节辅助弹簧的弹力而获得。当主阀的活塞移动发生故障而无法打开阀孔时,可转动强开机构使阀孔强行打开。

20.6.6 油压及高低压继电器

压力继电器是一种受压力信号控制的电器开关。在制冷系统中使用压力继电器的目的是为了控制压缩机运行时的排气压力和吸气压力及油压力等。因为在压缩式制冷系统的运行中,过高的排气压力不但会增加电能的消耗,影响压缩机的使用寿命,而且还可能发生意外的事故。同样过低的吸气压力,尤其在吸气压力低于大气压力时,外部的空气及水分就可能压力差的作用下进入制冷系统中,从而影响系统的正常运行。同时过低的吸气压力还会影响润滑油泵的供油量,危及压缩机的各摩擦部件,降低压缩机的使用寿命。在制冷系统中使用的压力继电器是一种高低压力继电器。当制冷系统中排气压力过高或吸气压力过低时,压力继电器跳开,使压缩机停车。

制冷装置中的高低压力继电器,是由控制冷凝压力的高压部分和控制蒸发压力的低压部分所组成的。当高压端压力超过额定值或低压端压力低于额定值时,继电器使压缩机停止工作,从而起到保护和控制的作用。

(1) FP型压力继电器。FP型压力继电器的构造原理与在系统中的连接方法如图20-68所示。

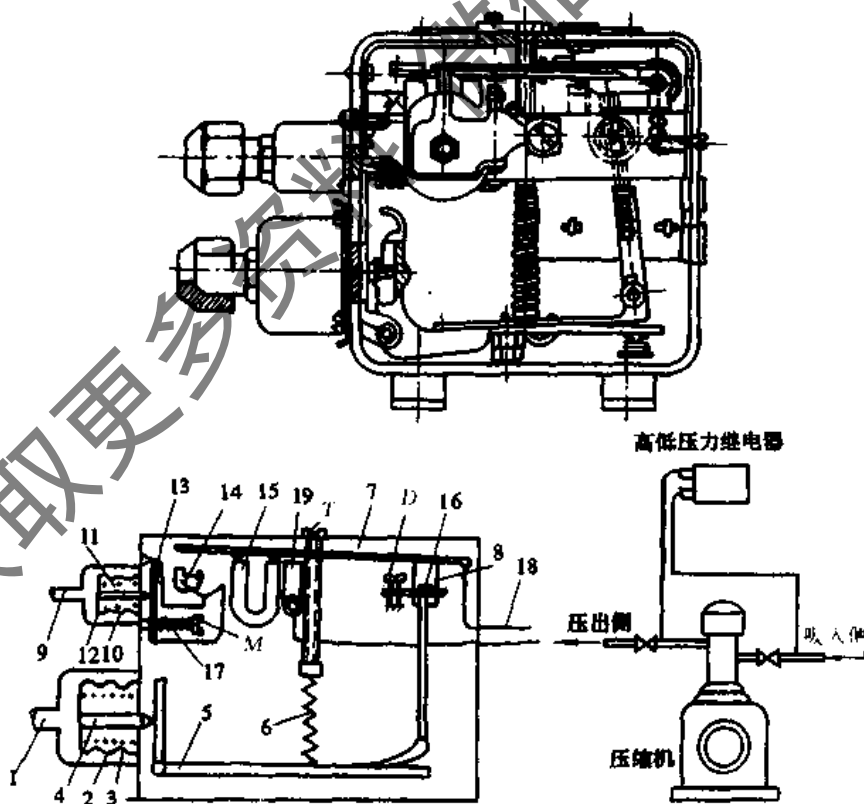


图 20-68 FP型压力继电器构造原理图和系统连接图

- 1-低压接管;2-低压波纹管;3-弹簧;4-低压顶针;5-低压杠杆;6-弹簧;7-触头板;8-支架;9-高压接管;10-高压波纹管;11-弹簧;12-高压顶针;13-杠杆;14-高压断路器;15-磁铁;16-调整器;17-弹簧;18-接磁力启动器电线;19-触头;T-低压调整螺钉;M-高压控制螺帽;D-压力差调整螺钉

低压部分控制原理:低压控制元件是控制蒸发压力不要过低,以免制冷机在不必要的低温下工作而浪费电能。低压接管1和压缩机的吸气管道相连接,当系统蒸发压力低于调定值时,低压波纹管2由于弹簧3的作用而伸张,低压顶针4退进波纹管中,低压杆杆5由于弹簧6的作用而按逆时针方向转动,因此与杠杆连接的触头板7向上运动而使触头19跳开,电路被切断,压缩机停止工作。随着蒸发压力的逐步上升,当蒸发压力上升到一定值时,低压波纹管被压缩,顶针由波纹管伸出,推动杠杆使整个杠杆按顺时针方向转动,并使触头板下落到触头19,接通磁力启动器,电路接通后,压缩机重新工作。

高压部分控制原理:高压控制元件是控制冷凝压力不使其过高,以免造成事故。高压接管9和压缩机排气管连接,当排气压力高于调定值时,高压波纹管10被压缩,高压顶针12推动杠杆13运动,使高压断路器14上翘,顶开触头板,电路切断,压缩机停止工作。随着制冷剂蒸气在冷凝器中的不断被冷凝,排气压力也不断下降,当下降到一定值时,高压顶针和杠杆就向相反方向运动,触头板和触头接通,因而压缩机又重新运转。

高低压继电器中的永久磁铁15,可以使触头板和触头19接通并使断开的速度加快,以免跳火而烧坏触头。

高低压继电器的调整:将低压调整螺钉T按顺时针方向旋转,低压平衡弹簧放松,控制的低压额定值就小,反之则增高。如果将高压控制螺帽M按顺时针方向旋转,高压平衡弹簧被压缩,控制的高压额定值就上升,反之就降低。

(2) KD型压力继电器。KD型压力继电器与FP型的工作原理是一样的。图20-69为KD型高低压力继电器的内部结构。图20-70为KD型继电器的电器控制线路。继电器的高低压接管分别与压缩机的排气阀和吸气阀上的旁通孔(或阀)连接,接受排气压力与吸气压力信

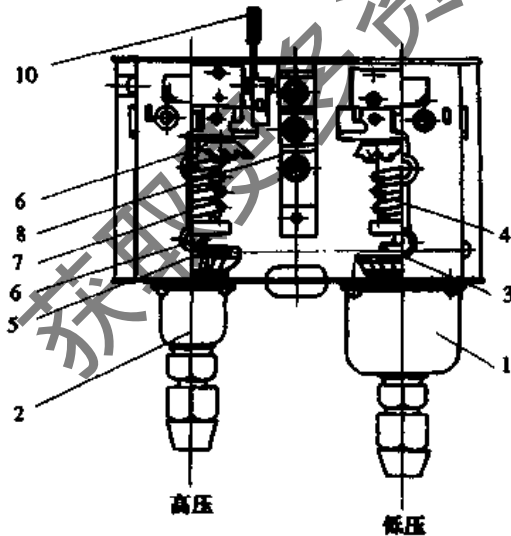


图 20-69 KD型高低压力继电器内部结构图
1-低压管波纹管箱;2-高压管波纹管箱;3-低压压差调节盘;4-低压调节弹簧;5-高压压差调节盘;6-顶杆;7-高压调节弹簧;8-接线板;9-压力调节盘;10-手动复位手柄

号,它的电器线路接入压缩机电机的控制线路,这样压力继电器就能根据接受到的吸、排气压力直接控制制冷压缩机的开停。

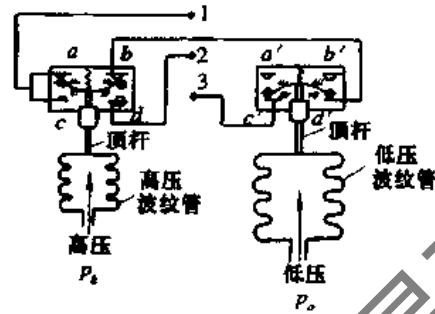


图 20-70 KD型高低压力继电器的电器线路
1-接电源进线;2-接事故报警(灯或铃);3-接电机的接触器线圈

KD型高低压力继电器的压力动作是独立的,互不干扰,而电器线路是互相串接的。当压缩机的排气压力超过设定值时,高压波纹管的胀力大于高压弹簧的弹力,并推动顶杆上移,触及微动开关,使接通 a 、 b 两点的动触点切断,而 c 、 d 两点接通。此时接电机的接触器线圈断电,压缩机停止工作,而接事故报警的红灯闪亮或警铃发出响声,说明制冷系统发生故障。当故障排除后压缩机的排气压力恢复正常,顶杆下移,动触点又使 a 、 b 两点接通,事故信号消失,压缩机重新开始工作。因此在正常情况下,高压控制部分的顶杆不应与微动开关的动触点接触。低压控制部分则正好与高压部分相反,当压缩机的吸气压力处于正常状态时,因低压较高,低压波纹管的胀力大于低压调节弹簧的弹力,顶杆上移并推动微动开关的动触点 c' 、 d' 接通,压缩机电机的接触器线圈通电,压缩机正常工作。当吸气压力过低时,顶杆下移并与微动开关脱离接触,动触点使 a' 、 b' 接通,而 c' 、 d' 断开,这样压缩机即停止工作,事故报警器将发出事故信号。因此在正常情况下,低压控制部分的顶杆应当顶住微动开关的动触点。

KD型高低压力继电器的压力控制值可通过转动各自的压力调节盘而得到调节。顺时针方向转动压力调节盘能使调节弹簧压紧,压力控制值升高,反之则降低。高、低压差调节盘是调节高、低压各自的差动值。当顺时针转动调节盘时,差动值增加,反之则减少。

KD型高低压力继电器有手动和自动复位两种形式。当制冷压缩机运行过程中出现高、低压超出设定值范围时,由于继电器的作用而使压缩机停车。在停车后制冷系统中的制冷剂压力将很快恢复平衡,即高压下降,低压上升。当高低压达到设定值范围时,自动复位的压力继电器中的触点即闭合,压缩机又开始工作。如果此时尚未排除引起超压的故障,压缩机又将停车。这样由于压缩机的频繁启动,就可能烧毁电动机。带有手动复位的压力继电器,当高压触点分离后有一铜片自锁装置,触点不能自行闭合。只有找出和排除故障,并按动复位钮时,压缩机才能重新开始工作。

(3) 油压继电器(压差继电器)。压差继电器是一种

其波动范围进行控制的电开关。根据制冷装置的大小和供冷方式的不同,温度继电器的电控对象亦不同。例如,对于房间空调器,温度继电器可以根据设定温度直接控制压缩机电机的停开;对于一机多用的制冷系统,由于各用冷部位所要求的温度不同,温度继电器不能直接控制压缩机的停开,而只能根据各个用冷部位设定的温度控制该部位制冷剂供液管上的电磁阀;对于设有卸载机构的压缩机,温度继电器也可用来控制卸载油缸前的供油电磁阀,使汽缸处于工作或卸载状态,以达到冷量调节,稳定用冷温度的目的。

温度继电器的种类比较多,但目前使用较多的是以压力作用式原理来推动电触点通断的温度继电器。

1. 房间空调器用 WJ3.5 型温控器

目前在房间空调器上大多采用 WJ3.5 型温度控制器,它是一种波纹管式温控器。图 20-72 为 WJ3.5 型温度控制器的结构示意图。

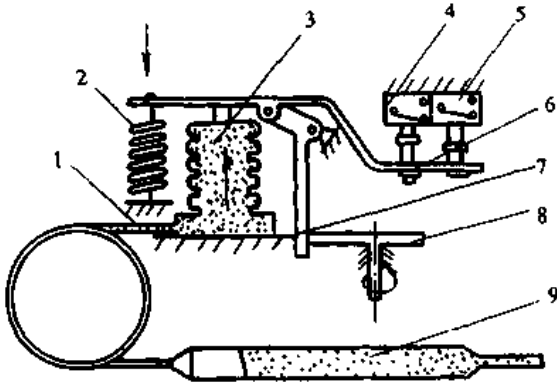


图 20-72 WJ3.5 温度控制器结构图

1-毛细管;2-弹簧;3-波纹管;4-制冷常闭开关;5-制热常开开关;6-杠杆;7-控制板;8-凸轮;9-感温包

WJ3.5 型温控器的工作原理:在感温包、毛细管和波纹管中充满氟利昂,感温包置空调器的回风口处(即回风面板格栅条内侧),即可直接感受室内空气的温度,当室内空气温度上升时,感温包内氟利昂气体受热温度升高,气体密度增大,压力上升,从而使与毛细管连通的波纹管内气体压力也增大,波纹管的体积扩展升高,推动杠杆等传动机构,并通过杠杆将推力传给微动开关,使两个触点接触,则压缩机的电动机电路接通,压缩机启动运行,开始制冷,室内空气流动,温度下降。

当室内温度下降到所需要的温度时,感温包内气体受冷温度也下降。气体密度减小,压力下降,波纹管也开始收缩,高度降低,并通过杠杆等传动机构的作用,使开关两个触点分离,将压缩机电路断开,压缩机停止运转制冷。

室内空气温度高低的控制范围,可以通过温度控制器上的调节凸轮的旋转,改变弹簧的拉力,达到改变温度高低的目。温控器上的调节螺钉,在出厂时已调好,一般使用者不必进行调整。

图 20-72 中的微动开关有两个,有一个常开与一个常闭触头。右边的微动开关是一个常开开关,专供热泵型空调器在制热时使用;左边的微动开关为一个常闭开关,是制冷开关,供冷时使用。

WJ3.5 型温度控制器,温度调节范围为 $15 \sim 27^{\circ}\text{C}$,其动差温差为 $1 \sim 2^{\circ}\text{C}$,触头容量为 220V 时,额定电流为 5A。

2. 热敏电阻式温度控制器

热敏电阻式温度控制器属于电子式温度控制器,它的感温元件是热敏电阻。一旦房间内温度发生变化后,热敏电阻即显示出变化值的大小(负温度系数电阻)。

热敏电阻的工作原理见图 20-73 所示,当 R_1 (温度选择器电位器)的电阻值不变时,在 C、D 两点上输入稳定电压,只有 R_1 (热敏电阻)受温度变化时,阻值才发生变化。

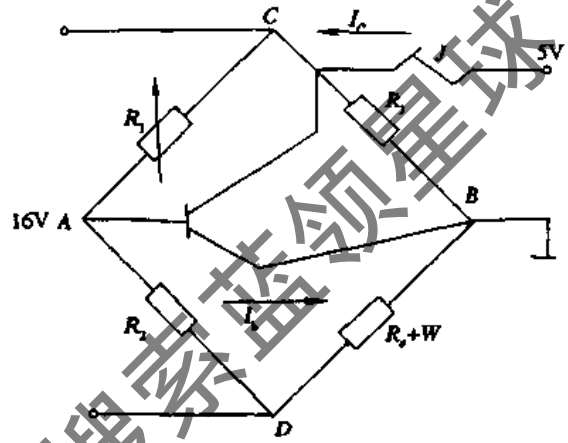


图 20-73 热敏电阻电桥示意图

当房间温度升高时, R_1 值变小, A 点电位升高。在 A 点电位高于 B 点时,则产生了三极管基极电流 I_b , R_1 值越小, I_b 也就越大,集电极电流 I_c 也就越大。 I_c 增大到继电器 J 的吸合电流时, J 动作,使常开触点转为常闭,这样就接通了压缩机的电动机。由于制冷压缩机的运转,空调房间内的温度逐渐下降,必然使 R_1 值增大,引起 I_c 的变小,当 I_c 下降到 J 的释放电流时,触点复位转为常开,这样所控制的压缩机电路又断开,压缩机停止工作,制冷停止。过一段时间以后,由于各种条件的影,房间内温度又逐渐上升,热敏电阻又开始工作,如此反复的进行,以达空调房间内所要维持的温度。

如果要调整空调房间内的温度,只要调整电位器 W 的电阻值即可。当电位器的阻值增大时, B 点电位相对升高,待 A 点的电位高于所升高的 B 点电位时,制冷压缩机才开始运转;相反,如果要将温度调低,只要将电位器的电阻值调小即可。

20.7 制冷系统及试运转

20.7.1 制冷系统

我们已经知道,要完成一个制冷的全过程必须具有制冷压缩机、冷凝器、节流阀、蒸发器及其他设备组成。根据制冷压缩机的制冷能力,经过计算选择配备必要的附属设备进行组合,并用适当的管道、阀门将它们连接起来,以完成制冷的全过程,即为一个制冷系统。根据制冷系统所使用的压缩机的不同,可分为活塞式制冷系统、离心式制冷系统、螺杆式制冷系统。根据制冷循环中所

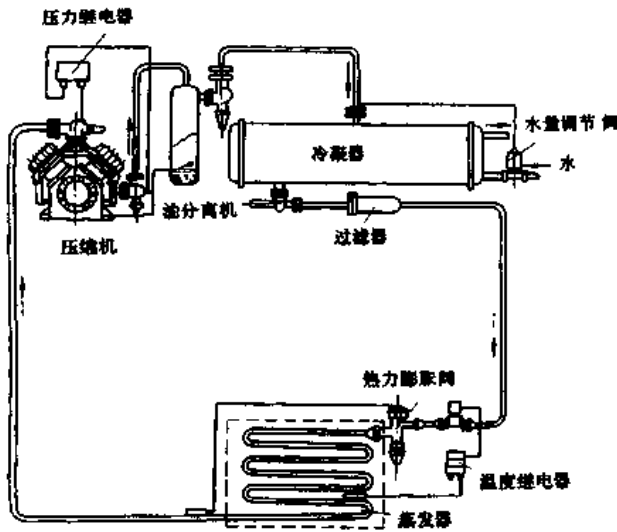


图 20-74 氟利昂制冷系统流程图

使用的制冷剂的不同分为氨制冷系统及氟利昂制冷系统。图 20-74 为氟利昂活塞式压缩制冷系统。

20.7.2 冷水机组

目前在空调制冷系统中,一般都采用制冷机组向空调的空气处理部分提供冷量。制冷机组是根据一定的制冷能力和要求,将制冷系统中全部或部分的设备组装成一个整体,为空调提供一定流量和温度的冷媒水或空气。制冷机组具有结构紧凑、使用灵活、管理方便、质量可靠、安装简便的特点。

1. 活塞式冷水机组

活塞式冷水机组由活塞式制冷压缩机、卧式壳管式冷凝器、热力膨胀阀和干式蒸发器等组成,并配有自动能

量调节和自动安全保护装置,常用的制冷剂为 R12 和 R22。目前国产活塞式冷水机组的压缩机为 70、100、125、170(缸径 mm)系列压缩机较多。其中 70 系列为半封闭式压缩机,100、125、170 系列为开启式压缩机。当冷凝器进水温度为 32℃,出水温度为 36℃,蒸发器出口冷媒水为 7℃时,冷量范围为 35~580kW。15kW 以下的小容量压缩机大多采用全封闭式。活塞式冷水机组常由多台压缩机组成,以扩大冷量的调节范围,提高制冷效率,实现省能调节。活塞式冷水机组外形结构如图 20-75 所示。

2. 离心式冷水机组

离心式制冷机组由离心式制冷压缩机、壳管式冷凝器和蒸发器以及其他辅助设备和自动安全保护装置等组成。机组中的离心式压缩机本体包括高速旋转的叶轮、扩压器、进口导叶、传动轴和控制等部分。离心压缩机和增速器、电动机之间的联接分为开启式、半封闭式和封闭式。

(1) 开启式。包括有增速装置外装式和主电动机外装式两种。增速装置外装式是指机组中的增速箱与压缩机、主电动机各自分开,其间采用联轴器连接,这种型式一般为早期分散型空调用离心制冷机组中,如图 20-76 所示。

主电动机外装式是指机组中离心式制冷压缩机与增速箱装在同一机壳体,主电动机与增速箱一端之间采用联轴器连接,如图 20-77 所示。

(2) 半封闭型。包括单级压缩式和双级压缩式两种。单级压缩式是将单级离心制冷压缩机、增速装置、主电动机装在所联接的封闭壳体之内。单级离心式压缩机的进、出口分别与蒸发器、冷凝器的顶部相通。对主电动机的冷却方式采用制冷剂直接喷射主电动机绕组而蒸发冷却或主电动机的外壳装以水套冷却两种冷却方式,如图 20-22 所示。

(3) 全封闭型。指整个制冷机组封闭在同一壳体内,一般用于小型空调用离心制冷机组。其优点是气密性好,因取消增速装置而使结构简单、噪声低、振动小。

离心式冷水机组与水系统如图 20-78。

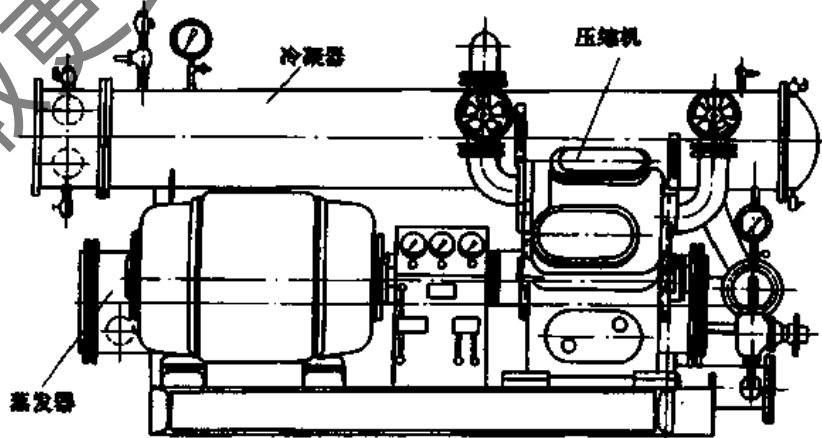


图 20-75 活塞式冷水机组外形结构

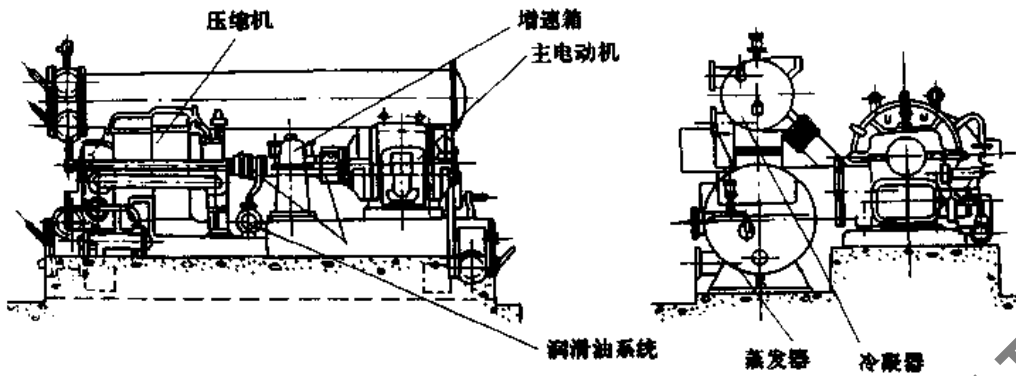


图20-76 国产分散型离心式制冷机组外形图

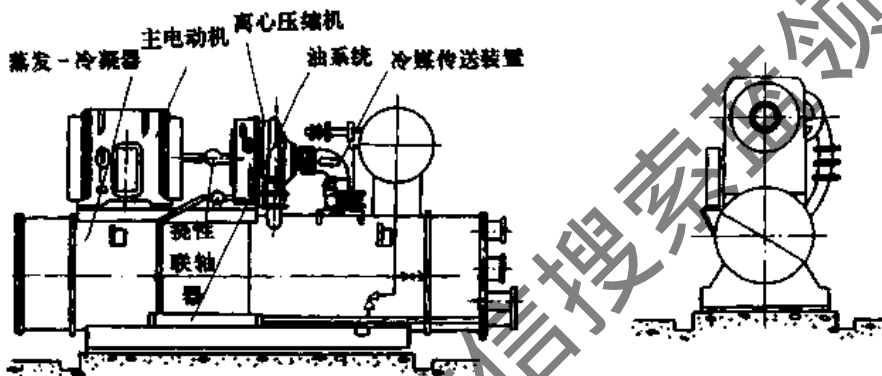


图 20-77 国产 BF240XO 型 (R12) 离心式制冷机组外形图

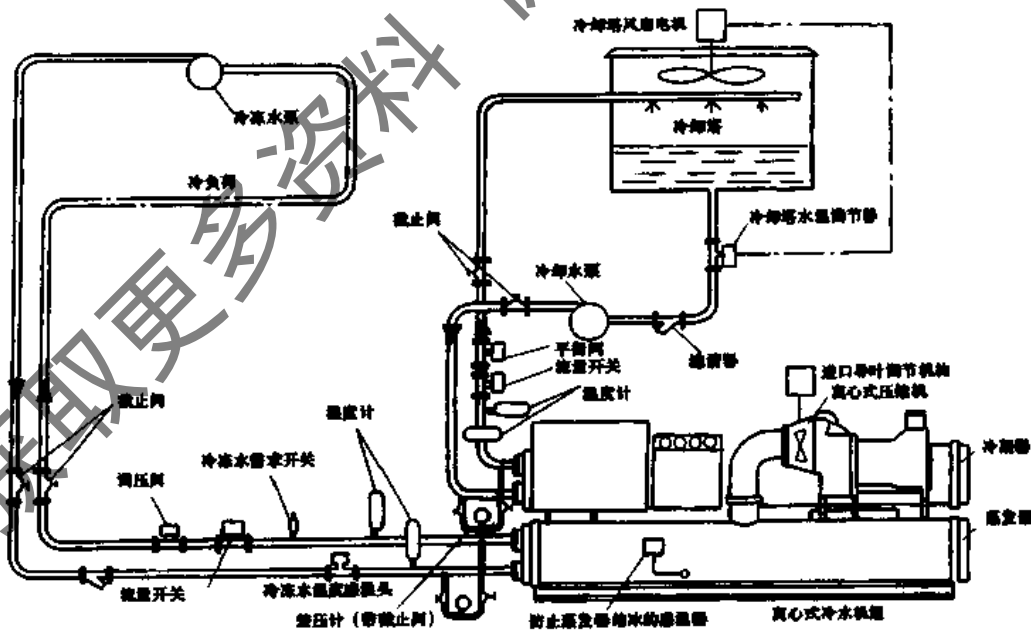


图 20-78 离心式冷水机组与水系统图

3. 螺杆式冷水机组

螺杆式冷水机组是由螺杆式制冷压缩机、冷凝器、蒸发器、油分离器以及自控元件和仪表等设备组成一个完整

的制冷系统。由于螺杆压缩机运行平稳,机组安装时可直接放在具有足够强度的水平地面或楼面上。机组安装后(包括机组、连接水管、电源),正常情况下只要加足润滑

油、抽真空、加制冷剂进行调试。

螺杆式冷水机组结构紧凑、运转平稳,冷量能无级调节、节能性好,易损件少,一般使用R22作为制冷剂。空调工况冷量范围约为121~1119kW(10.4~96.2×10⁴kcal/h)。它的外形结构见图20-79。

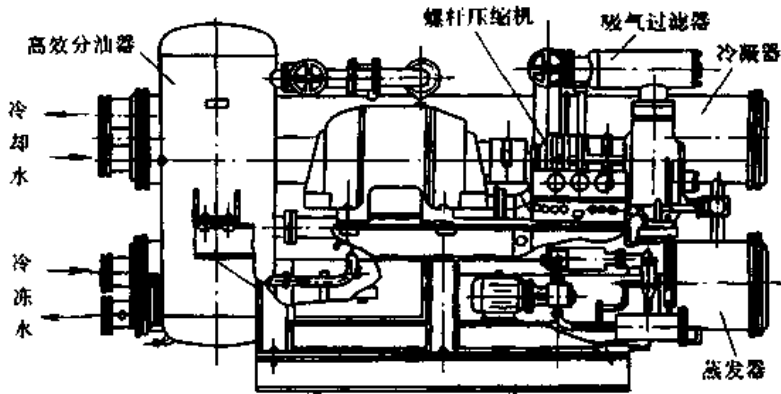


图 20-79 螺杆式冷水机组外形结构

4. 模块化冷水机组

模块化冷水机组是不同于一般活塞式压缩机的冷水机组,它具有各个相互完全一致的单元,单元中有全封闭压缩机和高效率的换热器组成的两个独立的制冷系统,其中包括两个标准的封闭式制冷压缩机、不锈钢板式换热器。

单元的型号为R130,额定容量为130kW。最多可并联成13个一组,1~13单元的制冷量为65~170kW。每个单元的外形尺寸为1250×460×1622mm,重量为510kg。

模块化机组具有如下特点:

选用灵活、方便,可以根据需要选用不同数量的模块进行组合;机组容量可以根据需要而扩大,安装、保养和维修均简单方便;采用电脑化的控制、检测和记录,备有电视监视器和楼房管理系统;机组可在任何负载下均能维持最高效率。

20.7.3 活塞式压缩制冷系统的试运转

1. 压缩机的单体试运转

这里提到的制冷压缩机的试运转,主要是指单级开启式、半封闭式制冷压缩机的试运转,对于小型全封闭式制冷压缩机不在此列。

制冷系统在安装完毕后,(不论是现场组装系统还是定型的冷水机组),均应进行必要的检查和试验,方可将系统投入运行,否则将会造成一些不可预料的事。

(1) 试运转前的准备。

- 1) 清扫现场,擦洗设备。
- 2) 压缩机与电机采用弹性联轴器联接的可将压缩机与电动机断开,对电动机进行单体试运转(试运转有关事项参照有关规定),在确认电动机没有问题且与压缩机转动方向一致时,方可与压缩机用弹性联轴器联接。

3) 向压缩机曲轴箱加润滑油至适当位置。

4) 对于采用水套冷却的向水套供水。

5) 关闭压缩机吸、排气阀。

6) 打开压缩机吸气侧吸气口并加滤网。

7) 检查压缩机电源电压及接线和控制部分是否正确和转动灵活,高低压继电器及油压继电器调在规定范围内。

(2) 压缩机的单体试运转。

1) 压缩机与电机采用弹性联轴器联接的,用手盘动联轴器数圈,无异常时,可将能量调节机构置于最低档。

2) 对压缩机进行点动两三次后,即可合闸运行。

3) 在压缩机启动后可缓慢打开压缩机排气侧放空阀。

4) 在正常情况下可每隔15min左右将能量调节加大一档,最后采用满负荷运转一段时间,直到认为无异常时为止。

(3) 压缩机的停车。

1) 关闭压缩机电源停压缩机。

2) 关闭压缩机吸气侧通大气吸气口和排气侧的放空阀。

3) 关闭向压缩机冷却水套供水阀门。

2. 蒸发式冷凝器的单体试运转

对于采用卧式壳管式冷凝器的制冷系统,则打开冷却水进、出阀,开动冷却循环泵,冷却塔试运行一段时间,只要循环水泵本体、压力及冷却塔风机无异常即可。

对于采用蒸发式冷凝器的制冷系统可按以下程序进行试运转。

(1) 试运转前准备。

1) 向冷凝器底部水槽供水,直至水接近满槽为止,此时可打开浮球阀供水阀进行自动补水,并打开水槽的溢流阀。

2) 打开冷凝器循环水泵吸水阀。

3) 检查电源电压及接线是否正确。

(2) 启动循环水泵。

1) 合上循环泵电源,启动循环泵。

2) 循环泵启动后注意水泵出水口的压力及冷凝器顶部的喷淋水情况,泵运转时声音是否正常,在正常情况下可连续运转4~8h左右。

(3) 循环泵的停车。

1) 关闭循环泵电源,关闭浮球阀供水阀。

2) 从冷凝器底部排污阀处排除底部水槽积水(尤其冬季须防冻结)。

3) 排除循环泵体内存水。

4) 如果在冬季停车后,应将冷凝器冷凝蛇管上的冰用蒸汽吹除,以防冻裂。

(4) 冷凝器轴流风机的试运转。

1) 检查轴流风机电源电压、接线、旋转方向是否正确;检查风机及风机罩是否牢固。

2) 启动轴流风机使其运转。

3) 检查轴流风机的叶片与风机罩是否有碰击声及风机润滑情况。

4) 在无异常情况下可运转4~8h左右(与循环水泵

配合)。

(5) 停车、关闭电源。

3. 制冷系统的排污

制冷系统应是密封而洁净的系统。但在设备的制作及安装过程中,不可避免地会残存一些铁锈、焊渣等污物,因而在系统运行前需进行排污处理,否则这些固体污物在运行中会随着制冷剂或冷媒的高速流动对汽缸、阀芯等造成严重的划伤和撞击而损坏阀片等。处理的方法是:打开系统中(除通往大气的阀外)所有阀,用压缩空气(或氮气)将系统加压至0.6MPa(约6kgf/cm²),然后将系统中蒸发器、贮液器、冷凝器(卧式壳管式冷凝器)等底部排污阀迅速打开,使系统中残留的铁锈、焊渣等污物随同压缩空气的气流排出。排污次数可根据情况而定,直至系统中污物排净为止。

4. 制冷系统的试漏

由于制冷系统中的所有设备在出厂前均已经过液压和气压的气密性试验,因此在系统运行前只需对系统进行空气压力试验即可。系统在进行气压试验时,可先使用压缩空气将系统升压至0.6MPa(约6kgf/cm²),再用氮气使系统升压至规定的试验压力,检查系统的气密性并进行处理,然后关断低压侧将高压侧升压至要求压力,再检查气密性,并进行处理。低压侧和高压侧均需在24h内压力无下降为合格。

对于有些制冷系统,也可采用系统中的压缩机进行气密性试验,其方法可参照有关说明书。

对系统的检漏,一般采用肥皂水检漏和浸水检漏两种方法。

(1) 肥皂水检漏。对于大中型制冷系统一般采用肥皂水检漏法。用肥皂或肥皂粉调成肥皂水,肥皂水溶液不能过稠,否则会因粘度过大而难以流动,检漏的灵敏性差,但肥皂水也不能过稀,否则会流动性过大而不易粘附在设备或管路焊口表面,难以形成气泡。肥皂水可使用毛刷直接涂抹在易漏处,观察其部位是否起泡。对于不宜直接观察的部位,可使用镜面反射和手电筒检查。检查结束后,应将所涂的肥皂水擦干,以防腐蚀。

对于中、大型制冷系统,在用肥皂水检漏时,发现泄漏则应在压力放空后进行修补处理,修补处理后系统试漏应重新进行直到完全不漏时为止。

系统应保压24h,在前6h内允许压力下降为0.02MPa(约0.2kgf/cm²)左右,在后18h内压力应保持不变。

(2) 浸水检漏。浸水检漏的灵敏度高于肥皂水检漏,但这种方法一般只适用于小型氟利昂制冷机组。采用浸水检漏前应拆除系统中不允许接触水的设备(如各种继电器、电器控制设备等)。浸水最好使用清洁的温水,因为温水的表面张力小于冷水,容易形成气泡。浸水检漏后,应立即用压缩空气将表面吹干,防止腐蚀金属。

5. 制冷系统的真空试验

制冷系统经压力检漏后,还需进行真空检漏,因为有些部件可能存在单向泄漏,只有经过压力和真空检漏均符合要求后,才能确保制冷系统的密封性。同时真空试验也是检查系统在真空状态下的密封性,也为系统充加制冷剂做好准备。系统的真空度应按有关规定进行,在

无明文规定时,其真空度一般为当地大气压值与5mmHg之差值,即系统的绝对压力为5mmHg以下。经过大气压和环境温度的变化,对于小型制冷机组内的真空度应在24h内基本无变化,对于中、大型系统的真空度在24h内真空度的回升不超过5mmHg。真空度可用U型水银压力计测量或使用压力真空表。

(1) 使用制冷系统中的压缩机进行真空试验的操作方法:

1) 清洗压缩机的吸气滤网,打开排气管上的放空阀。

2) 检查并拧紧系统中各阀的填料,除通大气各阀关闭外,开启系统各阀。

3) 开启压缩机吸气总阀,关闭排气总阀。

4) 采用水冷却压缩机缸套的,向水套供水。

5) 将压缩机能量调节置于最小一档,启动压缩机,将系统内空气抽出,当抽到其真空度为300mmHg时,可将能量调节置于最大一档,继续运转到放空阀没有空气排出时为止,在抽真空过程中必须注意使油压保持在约0.15~0.2MPa(1.5~2kgf/cm²)。

6) 关闭放空阀后停压缩机。

(2) 使用真空泵进行真空试验。制冷系统使用真空泵进行抽空,尤其是对封闭式制冷压缩机特别适用。这样不但可以达到较高的真空度,去除系统中的空气和水分,而且还能保护压缩机和电机。

6. 制冷剂的充加

在制冷系统进行真空试验后即可加入符合有关质量标准规定的制冷剂。加入制冷剂前后应将制冷剂钢瓶顺序过秤,以便统计加入制冷剂的量。对于中、大型制冷系统,充加制冷剂可分为两步,利用系统真空度充加和开动制冷系统充加。

(1) 利用系统真空加制冷剂。

1) 关闭制冷压缩机的吸、排气总阀,系统中除通大气各阀外,其余均应开启。

2) 用铜管将制冷剂钢瓶连接于贮液器(或冷凝器)加制冷剂接头。氨系统制冷剂钢瓶阀门应向下斜放,氟利昂系统制冷剂钢瓶阀门应在上面直放。

3) 稍许松开贮液器(冷凝器)的加制冷剂接头,再将制冷剂钢瓶的阀门稍打开,利用制冷剂挤出接管内的空气,然后将松开的接头接好,注意每次更换制冷剂钢瓶时应将软管中空气排出。

4) 将贮液器(或冷凝器)上的充制冷剂阀及制冷剂钢瓶上的阀门打开,制冷剂将利用压差进入系统中。

(2) 开动制冷压缩机加制冷剂。

1) 此项应在利用系统真空充加制冷剂后进行。

2) 向压缩机水套、油分离器水套、冷凝器供水,启动蒸发器的冷水泵。

3) 除关闭贮液器(或冷凝器)上的出液阀外,系统中其他各阀应按正常工作时开启或关闭。

4) 将制冷剂钢瓶与制冷系统中贮液器(或冷凝器)出液阀之后与干燥过滤器之间的充液阀用铜管连接起来,连接方法同1项。

5) 将制冷压缩机能量调节阀置于最低一档,打开压

示。

5) 启动冷却水泵、冷却塔风机、冷却水泵、冷却风机运行指示灯应显示。同时调整冷却泵出口水压,使冷却水系统运行正常。

6) 启动系统中冷水泵,此时冷水泵运行指示灯显示。同时调节冷水泵出口压力,使冷水系统正常运行。

7) 启动压缩机,压缩机启动运行指示灯应显示。

(2) 系统的试运行。

1) 压缩机启动后,如无异常则应打开制冷系统中的供液阀,同时缓慢地打开压缩机吸气阀。通过调节油压调节器,调节油压力,且使油压比吸气压力高 0.15~0.3MPa。使压缩机平稳地运行。

2) 通过调节系统中的浮球阀,或手动调节阀,或热力膨胀阀来调节压缩机的吸气压力(即制冷剂的循环量)使系统进入正常运行状态。

3) 系统进入运行状态后,随时注意检查贮液器、蒸发器之液位的变化;吸气压力、排气压力、冷却泵及冷水泵出口水压变化和各运转设备之电动机电流变化。如发现异常应及时处理甚至停机。

4) 运行中还必须注意压缩机曲轴箱油位、压缩机运转中的油压及油温等的变化,在出现异常时随时进行调整甚至停机处理。

5) 压缩机运行正常后,可每隔 15min 左右将能量调节机构增大一档。能量调节机构增大一档后应密切注意压缩机此时运行的油压力和吸气压力,并注意调整。在油压力和吸气压力稳定且符合要求后方可将能量调节机构再增大一级,直至能量调节机构处于 100% 位置,压缩机处于满负荷运行为止。在此过程中如发现设备故障或

运行参数超标,都应认真处理调整,直至停机排除。坚决避免设备和系统的带故障运行,防止由于故障运行而造成的更严重损坏。

(3) 系统的停车。

1) 在制冷压缩机停车前首先关闭制冷系统中的供液阀,尽量将蒸发器和管路中的液态制冷剂回收贮液器或冷凝器内。在吸气压力接近于 0MPa 时,可关闭吸气阀,停制冷压缩机。停机后压缩机内压力与机外压力基本平衡。如果压缩机停机后其内部压力过高,使机体及机件一直处于应力的作用将降低其寿命,同时还会使压缩机下次启动时启动负荷过大;如果压缩机停机后其内部处于负压状态,由于机外气压的作用,有可能使外界空气进入机内而影响系统的运行。

2) 在压缩机停车后 10min 左右即可停冷却水系统(包括冷却水泵、冷却塔风机等),使进入冷凝器内的高压高温制冷剂气体得到充分冷却而凝结。

3) 在压缩机停车 15min 左右可停冷水系统(包括停冷水泵、关闭水泵出口阀),使进入蒸发器内的液态制冷剂得到充分蒸发,避免因冷水系统停止运行后蒸发器内残存的制冷剂液体的再蒸发而造成蒸发器内局部温度过低而出现冻裂现象。

20.7.4 螺杆式压缩制冷系统的试运转

1. 螺杆式制冷压缩机机组试运转的准备

对于新安装或经过大修后的螺杆式制冷压缩机,必须进行试运转和运行调整才可正式投入使用。

螺杆式制冷压缩机机组的外形如图 20-81 所示。

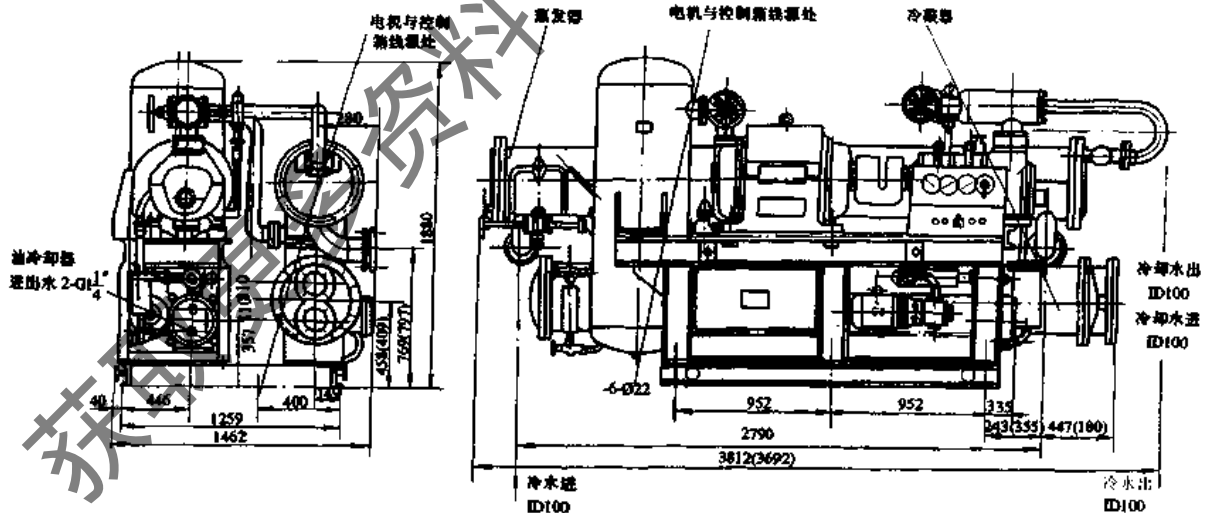


图 20-81 (LSLGF300) 螺杆冷水机组外形图

(1) 电动机与压缩机的联接。螺杆式制冷压缩机与电动机的联接是采用联轴器实现的,同时必须使压缩机与电动机的同轴度、平行度符合要求,且尽量使电动机与压缩机的轴线同心。在进行调整时可使用指针或百分表及连接工具装在压缩机的联轴节上。校正后的同轴度和端面跳动应不大于表 20-17 所规定的数值。

表 20-17 压缩机、电动机联轴器端面跳动和同轴度

压缩机型号	LG10C _F ^A	LG12.5C _F ^A	LG16C _F ^A	LG20C _F ^A	LG25C _F ^A
端面跳动(mm)	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06
同轴度(mm)	0.08	0.08	0.08	0.08	0.10

(2) 制冷压缩机及系统的排污和检漏。制冷压缩

机组在进行大修或新安装结束后,应使用0.6MPa压力的干燥空气或氮气对系统管路和各容器内部进行吹除,使系统中残存的氧化物、焊渣及其他污垢由设备底部的排污口排出,同时应严防杂质、污物进入压缩机内。

系统排污后,可进行检漏。检漏时可关闭系统中所有与大气相通的阀门,打开系统中各设备间连接阀门,将氮气或干燥空气充入系统内,使系统内的气体压力(表压力)达到0.6MPa。此时可对阀门、焊缝、螺纹接头、法兰连接部位等处进行气密性检查。如发现有泄漏现象时,必须将系统内泄压再进行修补。如上述部位无发现泄漏现象(或经过处理后无泄漏现象)时,可继续使用氮气或干燥压缩空气向系统内充入,使系统内气压(表压)达到1.4MPa,此时可使用肥皂水进行检漏。如果在向系统充入氮气或干燥压缩空气同时,充入少量氟利昂,则可使用卤素灯或卤素仪进行检漏。检漏后可使系统在1.6MPa表压力条件下保持24h,且在24h内外界温度变化不大情况下,前6h允许容器内的压力降为0.03MPa,在以后的18h内除环境温度变化引起容器内压力的微小波动外,其系统内的压力基本保持不变。应注意的是,在对机组进行气密性试验时,禁止将制冷压缩机作为空气压缩机使用。气压试验符合要求条件后,可将系统内的气体由放空阀排除,在系统内压力降至0.6MPa时,可关闭放空阀,对机组再次进行排污。

气压试验后,可将水、电、制冷剂管、线路进行连接,并拆下联轴节上的螺钉和压板,取下传动芯子,将飞轮移向电机一侧,使电机与压缩机分开,启动电机,检查电动机的转动方向是否正确;启动油泵,检查油泵转动方向是否正确,其转动方向应与泵体上箭头所示方向一致。检查后可装上联轴节上的传动芯子和压板,装上螺钉并紧固。

(3) 冷冻机油的充加。对螺杆式制冷压缩机进行冷冻机油的充加时,必须严格按照有关技术文件所规定的冷冻机油牌号及油量进行。在没有搞清所要充加的冷冻机油的牌号时,一概不得使用。每次加油时,应保证油冷却器内充满油,且在加油前不得启动压缩机。

1) 机组进行首次加油。螺杆式制冷压缩机组的管系如图20-82所示。

在制冷压缩机组未充入制冷剂时,可采用下述方法加油。

① 使用外油泵加油。将外油泵油管的一端接在加油阀20上,另一端置于油桶(箱)内,关闭阀19、21,开启阀9、20,开启油泵,冷冻机油将由外油泵经阀20、阀9进入油冷却器内,冷冻机油充满油冷却器8后,将自动流入油分离器7内。

② 使用机组油泵进行加油。使用机组油泵进行加油时,可将加油管一端连接在加油阀20上,另一端置于油箱(桶)内,开启阀19、20、21、39,启动油泵,则冷冻机油经阀20、油压调节阀13、阀21进入油冷却器内。充满

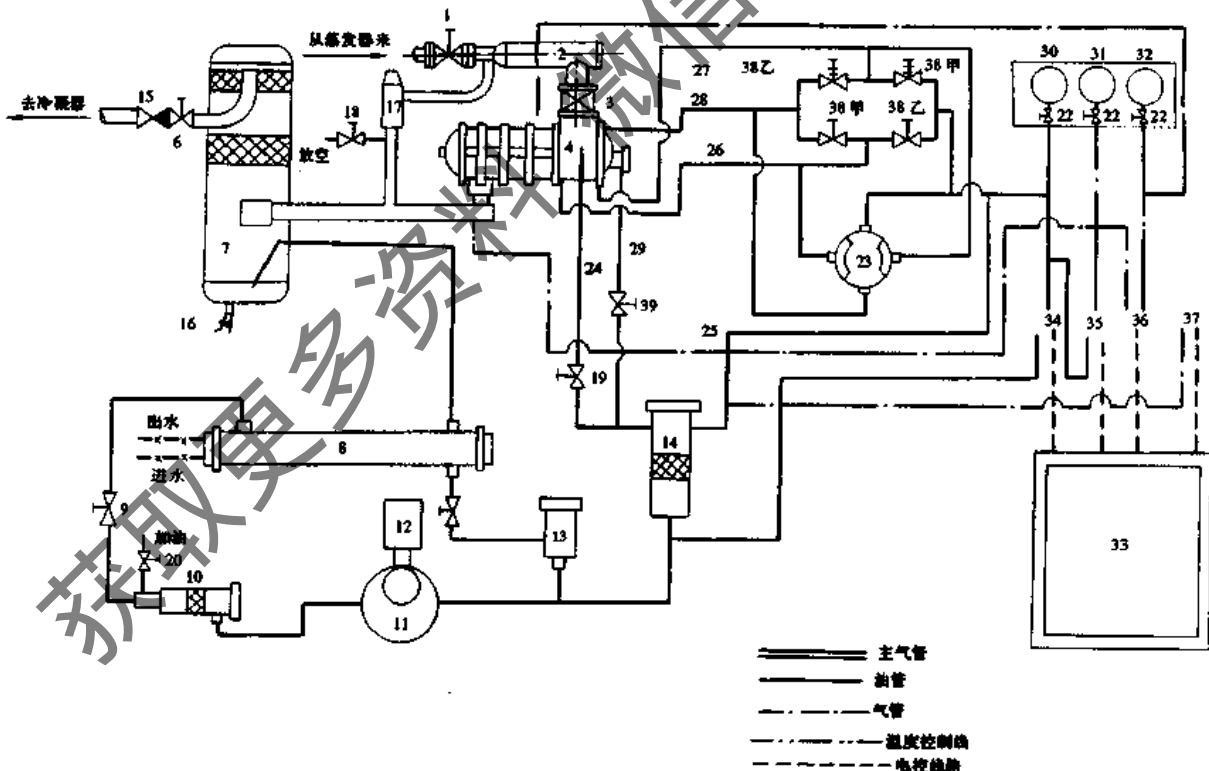


图 20-82 螺杆式制冷压缩机组管系图

1-吸气阀;2-吸气过滤器;3-吸气止回阀;4-压缩机;5-排气接管;6-排气阀;7-油分离器;8-油冷却器;9-截止阀A;10-油粗滤器;11-油泵;12-油泵电机;13-油压调节阀;14-油精滤器;15-排气止回阀;16-电加热器;17-安全阀;18-截止阀B;19-截止阀C;20-截止阀D;21-截止阀E;22-表阀;23-四通阀;24-油管;25-控制油管;26-增荷油管;27-减荷油管;28-回油管;29-喷油管;30-油压表;31-排气压力表;32-吸气压力表;33-电控箱;34-油精滤器前后压差控制器;35-油压差控制器;36-高、低压力控制器;37-油温控制器;38-电磁阀组;39-喷油阀

油冷却器后流入油分离器。另一部分经阀 19、39 进入螺杆压缩机而至油分离器。

③ 真空加油法。真空加油是利用制冷压缩机组内的真空进行冷冻机油的充加。在进行真空加油时,首先将系统内抽成一定的真空度,将加油管连至加油阀 20,另一端置于油箱(桶或盆内),打开阀 9、20,则冷冻机油即可依靠机组内外的压力差被压入机组内,充满油冷却器后再进入油分离器。

机组加油后,可启动油泵,通过油压调节阀调节油压,且使油压维持在 $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ 。转动四通手柄,检查能量调节装置在增载和减载时是否正常,正常后可减载至零位,关闭油泵。

2) 系统的补充加油。制冷机组在运行中,如果发现润滑油不足时,则应进行补充。在进行润滑油的补充时,必须使压缩机组停止运转,关闭系统中的排气阀、吸气阀。如果制冷机组以氨为制冷剂时,则应通过放空阀处将氨气体排放出去(其排放方法及注意事项可参阅本书有关部分内容)。如果系统以氟利昂为制冷剂时,则应将氟利昂制冷剂抽至系统中的冷凝器内,使机组内压力与外界压力相平衡,而后则可进行润滑油的补充。

在进行润滑油的补充时,可启动油泵进行。其方法与机组的首次加油方法相同。同时,在加油时,应不断地盘动机组的联轴节,使螺杆转动将润滑油顺利排入油分离器内。

3) $\text{LG10}_{\text{FZ}}^{\text{AD}}$ 型螺杆式制冷压缩机组可按下述方法进行冷冻机油的充加。在进行螺杆式制冷压缩机组加油前,即在无油状态下严禁启动。

① 从吸气过滤器上的储油隔套加油。此时可将隔套上部接头卸掉,加满油后重新装好,供开机前润滑轴封用。

$\text{LG10}_{\text{F}}^{\text{A}}$ 压缩机组上的吸气过滤器如图 20-83 所示。

② 直接加油 所谓直接加油,是指从吸气过滤器处直接加入的方法。

采用直接加油方法时,关闭压缩机至油分离器出口

排气阀,油分离器至油过滤器之间的截止阀,打开吸气过滤器的法兰盖,直接将润滑油加入,同时用手按压缩机的转动方向盘动压缩机联轴器,使冷冻机油顺利加入。待润滑油加至吸气口部后,可停留 $3 \sim 5 \text{ min}$,继续盘动联轴器,以便润滑油能充分进入压缩机各需要润滑的部位。然后打开油、气管路上的所有阀门,正向盘动压缩机联轴器继续加油,同时观察油分离器上的液面计,待油面上升至标志线处 $0^{+2.5}_{-0} \text{ cm}$ 时,可停止加油,其总加油量约为 45 kg 。

③ 机组运行中润滑油的补充

机组在运行中进行润滑油的补充时,可将机组上的压力控制器调到“抽空”位置,用软管连接吸气过滤器上的加油阀,将软管的另一端插入油桶(箱)内油面以下,但要注意不得将油管插入到油桶底部。之后关小吸气阀,使吸气压力至真空状态,此时可缓慢开启加油阀,可按 5 L/min 的速度吸入压缩机内,适量后关闭加油阀,调节吸气阀使机组进入正常工作状态。

(4) 系统的真空。在制冷压缩机组中加入适量的润滑油后,可使用真空泵将系统抽成真空状态。使系统内的绝对压力为 5.33 kPa (40 mmHg) 左右。一般情况下不得使用本机进行抽真空,因为使用本机抽真空时,在油分离器内将会残存一部分空气而无法排出。

(5) 制冷剂的注入。系统在进行抽真空后,且无泄漏时,即可充入符合质量指标的制冷剂。

在进行制冷剂注入时,首先应打开系统中冷凝器、蒸发器的进、出水阀门(一般情况下此四个阀应处于常开状态),启动冷水泵、冷却水泵、冷却水塔,使冷凝器、蒸发器的水路系统处于正常工作状态。

将制冷剂钢瓶置于磅秤上称重,并做记录。用铜管连接钢瓶上的出液接头与系统的制冷剂注入阀。稍稍松开系统制冷剂充加阀的螺母,打开制冷剂钢瓶上的出液阀,排除连接管路中的空气后再拧紧制冷剂充加阀的接头螺母。打开冷凝器的出液阀,制冷剂注入阀,节流阀,关闭压缩机吸气阀,制冷剂将在钢瓶与系统内压差的作用下进入系统中。当机组内压力升至 0.4 MPa 时,可关

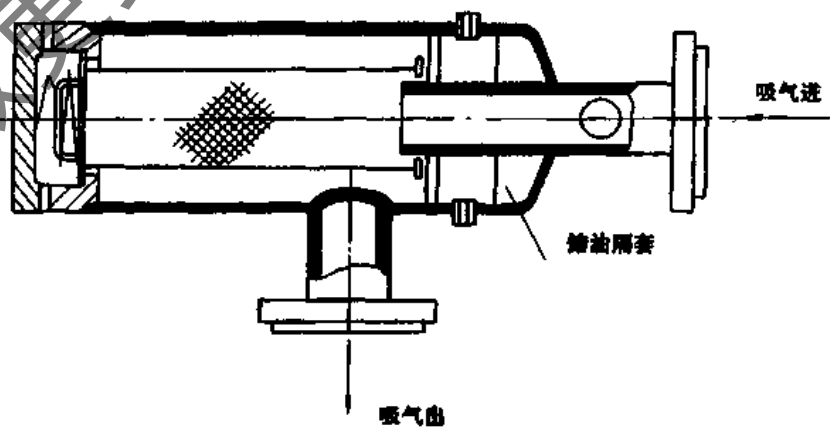


图 20-83 $\text{LG10}_{\text{F}}^{\text{A}}$ 压缩机组上的吸气过滤器结构图

闭系统中的制冷剂注入阀,使用卤素检漏灯对系统进行检漏,在确定系统无泄漏后方可继续充加。当系统内制冷剂压力与钢瓶内制冷剂压力达到平衡后,可稍开压缩机的吸气阀,使制冷剂气体进入机组,直至压力平衡。此时可启动压缩机,按正常开车程序,使机组处于正常的减载运行状态(并关闭冷凝器的出液阀),直至使制冷剂达到规定的数量时为止。

2. 螺杆式制冷压缩机组的试运转

(1) 螺杆式制冷压缩机组的启动准备

1) 检查机组控制系统中各自动保护继电器的调定值是否符合下述要求(见表 20-18)。

表 20-18 螺杆式制冷压缩机组各自动保护继电器的调定值

保护装置名称	调定值	备注
高低压继电器	高压 1.6MPa 低压 0.05MPa	高压高于高压值,低压低于低压值时机组自动停车
压差继电器	0.1MPa	油压与高压压差低于该值时自动停车
压差继电器	0.1MPa	油过滤器前后压差大于该值时自动停车
温度控制器		油温高于该值时自动停车

2) 检查系统中各有关开关装置是否处于正常位置。

3) 检查油位是否正常。正常油位应保持在视油镜的 1/2~1/3 处。

4) 检查系统中的所有阀门的开、关状态是否正常。吸气阀、加油阀、制冷剂注入阀、放空阀及所有的旁通阀均应关闭。其他位于油、气循环管道上的阀门则应处于开启状态,尤其是位于压缩机排气口至冷凝器之间管路上所有阀门必须打开,油路系统必须畅通。

5) 检查冷凝器、蒸发器、油冷却器之水路排污阀,排气阀应关闭外,其余均应打开,检查冷却水泵、冷水泵及其出口调节阀、止回阀是否能正常工作。

(2) 机组的启动程序及运转调整

1) 启动冷却水泵、冷却塔风机,使冷却水正常循环。

2) 启动冷水泵并调整水泵出口压力使之正常运转。

3) 用手盘动压缩机与电动机联接之联轴器,以检查压缩机转子的转动是否灵活,如用手能较容易的使其转动则可,否则应检查处理。或先启动机组油泵,使油路循环几分钟后关闭油泵,再用手盘动联轴器。

4) 检查电源的电压是否符合要求。

5) 检查系统中所有阀门所处的状态是否符合要求。

6) 合机组电源控制开关,检查电源指示灯是否亮,如电源指示灯不亮,则应进行检查处理。

7) 启动油泵,用油压调节阀调节油压,使之达到 0.5~0.6MPa,同时将手动四通阀之手柄分别转到增载、停止、减载位置,检查能量调节显示是否发生相应的变化。

8) 将手动四通阀手柄置于减载位置,使滑阀退到零位。启动压缩机,开启吸气阀。对于以氟利昂为制冷剂的系统,如果油温低于 30℃ 时则应启动电加热器,使油温升至 30℃ 以上后关闭电加热器,之后再启动压缩机。

9) 压缩机启动后应检查油压,且使油压高于排气压

力 0.15~0.3MPa。

10) 可分数次增载,同时调节制冷系统中的节流阀,并注意观察吸气压力、排气压力、油温、油压、油位及机组的运转声音等是否正常。如无异常,可对压缩机继续增载直至满负荷运行。

(3) 机组的停机

1) 机组的第一次试运转时间一般以 30min 为宜,然后减载,关闭系统供液阀,适当关小吸气阀,待滑阀回到 40%~50% 位置时,停止主机运转,同时关闭吸气阀。

2) 待滑阀退到零位时关闭油泵。

3) 关闭冷却水系统中之冷却水泵、冷却塔之风机。

4) 5~10min 后关闭冷水系统中之冷水泵。

5) 关闭控制电源。

20.7.5 离心式制冷系统的试运转

1. 运转前机组的准备试验

(1) 对于制冷机组的气密性试验。气密性试验的目的是检查机组在运转中是否有外泄和渗漏现象,为保证机组的正常运行,则必须排除所有泄漏现象。

1) 机组运转后停机时的泄漏试验。有时在制冷机组停运一段时间后(如对有些空调系统,夏季运行制冷,冬季则停机保养),再启动运行前则必须检查机组是否有泄漏现象。此种情况是:往往是机组内贮存有一定量的制冷剂。为了判断机组内部是否有空气漏入,一般是采用下述办法:

当机组内温度与机房内室温达到平衡时,使用经校准过的压力表(或标准压力表)和温度计,读取冷凝器中液体制冷剂的压力和温度。根据制冷剂热力性质表中制冷剂对应压力下的饱和温度与测定值相比较,如果饱和温度大于测定温度,且 $\Delta t \geq 0.5 \sim 1.0^\circ\text{C}$,则可判定系统内有空气漏入。

此时空气的排除可采用机组本身的抽气回收装置进行。其泄漏位置的检查方法是:对于 R11 机组的高压部分及 R12 机组,可使用卤素检漏灯或电子检漏仪进行检漏。对于 R11 机组的负压部分,可在停机后充以干燥氮气或二氧化碳使其升压 0.1MPa(表压)后再使用检漏仪检查。

2) 机组大修后的泄漏试验

① 使用铜管,一端与机组浮球室制冷剂补充阀相连,另一端连在装有减压阀和压力表的氮气瓶上(接管禁止使用聚氯乙烯材质的管)。

② 开启制冷剂充灌阀至 100% 开度,而后缓缓打开氮气瓶上的减压阀,按蒸发器或冷凝器上的压力表读数至 0.1~0.15MPa(1~1.5kgf/cm²)(表压),则关闭减压阀,停止向系统内充氮。

③ 关闭充灌阀,拆除充氮管路。

④ 如果使用卤素检漏灯等检漏仪检查时,可预先通过制冷充灌阀向机组内充入少量(约 4~5kg)纯净制冷剂。待充油通水(蒸发器水路系统启动)后,点动主电动机,使制冷剂进入机组内各部位,即可使用卤素灯等仪器检漏。

⑤ 一般可采用涂刷肥皂水或水溶发泡剂(如十二烷基硫酸钠水溶液)至机组各管路、法兰接头部位,并仔细

观察有无泄漏现象。待全部检查完一并处理。

③ 如机组上的压力表或连通现场的 U 型水银压力计,在 12h 内无明显下降,即可认为合格。

(2) 机组的干燥处理。我们知道,如果制冷系统中有水分存在时,系统在运行中蒸发温度 $t_0 \leq 0^\circ\text{C}$ 时,在机组内的小孔槽(如蒸发器底部喷射孔、肋片换热管表面沟槽处、浮球室的节流孔等)内有可能造成“冰塞”现象,同时由于水在氟利昂中的水解还会对设备造成腐蚀,因此必须对系统进行干燥处理。

制冷机组的干燥处理有如下两种方法:

1) 真空干燥法。真空干燥法的原理是利用水的沸腾温度随机组内绝对压力的下降而下降,使机组内部保持一定的真空度,水在机组内沸腾、汽化,再利用真空泵排出机外。

真空干燥法的具体操作程序为:

① 将 U 型水银压力计的一端连接在冷凝器顶部的波纹管阀上,使其与机组内部接通;

② 将真空泵的吸入口与机组的接口用管连接好,系统中除通往大气的阀门关闭外,其余全部打开,尔后开动真空泵,使机组内真空度达到 $5 \sim 10\text{mmHg}$ ($0.67 \sim 1.33\text{kPa}$) 的绝对压力。此时由于系统真空度较高,同时还可能有一些死角,因而 U 型压力计上的水银柱高度差可能不稳定,故可再继续运转 1h 以上。

③ 关闭连接冷凝器顶部的波纹管阀,停真空泵,同时记录停泵时的压力值。

④ 抽真空后停 2h,可观察压力计的真空度值。如果机组内仍有残存的水分,将会在此真空状态下汽化而导致机组内真空度的下降,故可再次启动真空泵抽空,如此反复数次后,在机组内的压力(真空度)基本保持不变时,即可认为干燥处理合格。

如果经真空泵反复数次的抽空后,机组内真空度不断降低,则表明有泄漏现象,则须停止干燥处理,重复进行机组及系统的泄漏试验,在泄漏试验合格后再进行干燥处理。

2) 干燥气体置换法。利用真空泵将机组内抽成真空状态后,充入干燥氮气,促使机组内水分汽化。观察 U 型压力计水银柱高度的增加情况,可再次抽空再次充氮气,如此反复 2、3 次,即可达到机组内干燥的目的。

(3) 制冷运转前的真空试验。空调用离心制冷机组为封闭循环系统,在运转中系统内不允许混入其他任何无用气体和液体(如空气、水分、不凝结气体等),否则会造成种种危害并影响机组在正常制冷工况下的运行。为此,国家标准 GBJ66-84《制冷设备安装工程施工及验收规范》中规定,系统内的剩余压力小于 5.332kPa (40mmHg)。

机组的真空试验应在制冷系统运转前进行。进行真空试验的机组状态为:完成机组的气密性试验和干燥处理并合格;机组内未充灌润滑油和制冷剂;关闭机组上的所有水通路,且排除蒸发器—冷凝器内的存水;机组中除对大气外的所有阀门应打开,管路应畅通。

机组真空试验的程序与系统真空干燥的抽真空基本相同。只是在真空泵关闭 2h 后,如机组内压力值不再增

加,则可继续停放 24h。24h 后机组内真空度的下降总差值不超过 0.67kPa (5mmHg 柱)可认为合格。如果机组内的真空度下降超过规定值,则认为不合格,应继续进行泄漏试验找出泄漏处,直至合格为止。

(4) 润滑油的充加和排出。在对制冷机组进行润滑油的充加时,必须严格使用要求型号的润滑油,不得混用。因为不同的润滑油相混合后其性能(如粘度、闪点、凝固点及酸度等)将会发生变化,如果混用,可能对制冷系统的运行造成难以预计的损坏而无法保证系统的正常运行。

对制冷机组进行泄漏和干燥处理及真空试验后方可进行润滑油的充加。

1) 润滑油的充加程序为:

① 将软管的一端接在油泵油箱(或油槽)上的润滑油充灌阀上,在软管的另一端包扎一层 300 目的铜丝过滤网,浸入油灌(或桶)中。开启充灌阀依靠机组内的真空度将油吸入系统中。

② 如果机组内已经充加制冷剂或机组内压力等于或大于当地当时的大气压时,可使用加油泵进行加油。

③ 在进行加油时所使用的软管和接头必须干净,同时还须防止空气、水分及杂质等进入系统。

④ 润滑油的初次充灌量可占应加油量的 50% ~ 60%,或在机壳下部油槽的油位镜可看到 $5 \sim 10\text{mm}$ 的油位高度。当制冷剂充入机组后,制冷剂在一定的温度、压力下溶于油中而使油位上升。如油位过高,可能会淹没增速箱及齿轮,造成油溅而使油压波动,机组无法正常运行。

⑤ 润滑油初次充加后,可立即接通油槽底部的电加热器,使油温升至 $50 \sim 60^\circ\text{C}$ 后,将电加热器投入“自动”操作。润滑油温度升高后,溶入油中的制冷剂将逐渐气化而逸出,油位趋于平衡状态,此时油位应在视镜刻度中线 $\pm 5\text{mm}$ 位置上。如果油量不足,可再次充加。

2) 润滑油的排放。如果对机组要进行解体大修时,机组内的润滑油则须排出,排出的方法为:

① 润滑油的排放应在制冷剂排出之后进行。

② 按润滑油的充灌方式连接。对机组内部充 $0.1 \sim 0.15\text{MPa}$ ($1 \sim 1.5\text{kgf/cm}^2$) (表压) 的干燥氮气将润滑油压出,回收油到油罐(或油桶)之中。

③ 对回收的油进行取样分析,以决定是否可以继续使用。

(5) 制冷剂的充加和排放。制冷机组在进行泄漏试验、干燥处理、真空试验和润滑油充加之后可进行制冷剂的充加。

1) 制冷剂充加的操作程序。

① 首先应核对所要充加的制冷剂牌号无误,且各项指标符合要求,起码应有合格证书。

② 使用铜管或聚氯乙烯塑料管(但不得使用橡胶管)的一端与浮球室的右侧的充灌阀相接(如果使用聚氯乙烯塑料管时,可将塑料管先套在铜管上,再用套接螺母将铜管与充灌阀相接且锁紧)。接管的另一端与制冷剂钢瓶顶部连接并保证紧固和密封,接管尽可能短。常压下 R11 的蒸发温度为 23.8°C ,如果室温高于 23.8°C ,切不可打开制冷剂钢瓶上的出口阀和机组上的充灌阀,避

免氟利昂的损失和空气进入机组内。将 U 型水银压力计一端与冷凝器顶部的波纹管阀相接,并保证接头密封。

③ 将机组油槽中的润滑油加热至 50~60℃。

④ 将制冷剂钢瓶置于磅秤上。松开充灌管与充灌阀连接的锁紧螺母,稍打开钢瓶上的出口阀,当连接管的另一头有制冷剂喷出(即空气排出)时,关闭钢瓶上的出口阀同时迅即上紧充灌阀与连接管的锁紧螺母。启动冷却水泵,使水通过蒸发器进行循环。打开机组上的充灌阀,依靠机组内的真空度将制冷剂充入。开始时充加速度较快,随着制冷剂的加入量增多和蒸发,机组内的真空度下降,当 U 型压力计两边水银柱基本平衡时,则停止自动充加,可记下充加量。此时制冷剂在蒸发器内浸没两排传热管以上时,启动冷却水系统和冷水系统泵,使冷凝器和蒸发器投入运行,并按正常操作程序启动压缩机,且使离心压缩机进口导叶开度调至 15%~25%,避开喘振点,但也不宜开度过大,使机组投入运行。在机组内保持 300mmHg(40kPa)左右的真空度,使制冷剂继续充入,此时由于机组内制冷剂的不足,蒸发温度较低,可调节进口导叶,确保系统中水不致结冰。

⑤ 制冷剂在初次充加时,一般按额定充加量的 50%~60% 为宜,以制冷剂在蒸发器内淹没 1/3 的传热管即可,在机组运转后,可根据制冷剂在蒸发器内的沸腾情况考虑是否再行充加。制冷剂充加太多,不易排出,且还会引起压缩机内“带液”,使主电机超负荷运行;如果制冷剂充加量过少,则会造成机组运行中供液量的不足,蒸发温度过低而保护系统动作使之停车。

2) 制冷剂的排放。由于空调用离心制冷机组大部分为季节运行,在机组停运季节(且停运时间较长),或需进行机组大修时,均应将机组内的制冷剂排出。

制冷剂的排放方法:

用铜管或聚氯乙烯软管将浮球右侧的充灌阀与制冷剂空钢瓶连接,连接方法与制冷剂充加时相同。由蒸发器或压缩机进气管上的专用接管口向机组充灌干燥氮气,对机组内制冷剂液面加压至 0.1~0.15MPa(1~1.5kg/cm²)(表压),则液体制冷剂将迅速被排放至钢瓶中。当机组内液态制冷剂全部排完时,迅速关闭浮球室右侧的排放阀,以避免氮气(或空气)混入制冷剂钢瓶中。如果在靠近排放阀处连接一段透明软管,则可直接观察到液体制冷剂的流动状态。

回收制冷剂的钢瓶不得充注过满,一般应有约 20% 的空间。钢瓶充注后密封并置于阴凉、干燥、通风处。

如果机组内的制冷剂混入了润滑油,且又大量飘浮于制冷剂液体表面时,可在蒸发器下部的制冷剂液体回收到一定液位时,脱开制冷剂钢瓶接头,将机组内剩余的制冷剂与润滑油的混合物排入专用的分离罐中,再对回收罐进行加热使制冷剂从润滑油中气化而分离的方法回收其中的制冷剂。如果不具备回收条件时,也可将制冷剂与油混合物排入污水沟。如果机房内有少量制冷剂逸出时,应设法用通风的方法将其排至室外,切忌烟火。

对于已回收的制冷剂应取样进行成分分析,以决定能否继续使用。如其中含油量大于 5% 或含水量超出 25ppm 时,则可进行加热分离处理。

2. 试运转前对制冷系统的检查

系统在运转前,应对系统进行检查的项目如下:

(1) 检查主电源(380V 或 6000V)、控制电源、就地控制柜、集中控制柜、启动柜之间的电气线路和控制管路是否符合有关规定,并能保证系统正常投入运行。

(2) 按照有关文件检查和整定控制系统中各调节、保护、延时项目等使其动作灵活、正确。

(3) 在有轴承温度测温计的,则应注意轴承温度的变化。

(4) 检查油槽油位。手动运转油泵,油位镜上的油面应处于视镜水平刻度中线(允许误差为±3mm),主电机尾端径向轴承位下部应可见回油。同时检查油泵的转向,正常后可关闭油泵。

(5) 检查油槽油温不低于 40℃,如果低于 40℃ 时则应用电加热器自动调节油温在 50~60℃。

(6) 检查蒸发器中制冷剂液位是否符合要求,否则应加以处理。

(7) 检查抽气回收装置中小活塞压缩机的油位。如无油时则应关闭小压缩机与蒸发器、冷凝器相通的两个阀门,启动油泵进行加油至视镜水平中线处,然后关闭加油阀。

(8) 采用手动运行方式使抽气回收装置运转 5~10min(同时检查小压缩机的转向是否正确),以排除机组内残存的空气。运转时间不得过长,由于此时回收装置中的冷凝器尚无冷却手段(机组未运转不能提供冷水或制冷剂),否则将会造成制冷剂的损失。

(9) 检查机组系统中蒸发器、冷凝器两条水路上的阀门是否打开;冷却水池和冷水池则应充满水;冷却塔风机、冷水泵、冷却泵电气、控制部分是否正常。

(10) 启动系统中的冷水泵,开启冷水系统中的排气阀,检查冷水池的水位状况,调节水泵出口阀门开度,使之达到额定流量(如冷水管路中有流量计时,以流量计为准。如无流量计可按水泵流量曲线进行调节,也可按蒸发器进、出水温度为 5℃ 时调整流量)。

用同样方法启动、调整冷凝器冷却泵和开启冷却塔风机。

(11) 检查并关闭油冷却器用冷却路上的节流阀,否则会影响油系统的升温。待机组运转后,再打开节流阀,调整供油温度。

(12) 检查并使压缩机进口导叶处于关闭状态(可使用手电筒照光,在机组进气管上观察视孔处),以避免主电动机启动时过高的启动力矩。电动机启动前,进口能量调节机构转换旋钮宜处于“手动”位置。

(13) 抽气回收装置未投入运转或机组处于真空状态时,其与蒸发器、冷凝器顶部相通的两个波纹管阀应处于关闭状态,否则小压缩机内润滑油会被“吸”入蒸发器。

(14) 检查控制柜上各种仪表指示值是否正常,指示灯是否亮。同时闭合电源开关。

(15) 检查润滑系统,各阀门应处于规定的开闭状态,高位油箱(罐)和油泵油箱的上部与压缩机进口处相通的气平衡管应处于贯通状态。油注射器两端波纹管阀应暂时关闭。

(16) 检查浮球阀是否处于全闭状态。

(17) 检查主电机冷却供回液管上的波纹管阀,抽气回收装置中回收冷凝器冷却供液管上波纹管阀等供制冷的各阀是否开启。

(18) 检查各引压管线阀门、压缩机及主电动机气封引压阀门等是否处于全开状态。

3. 试运转的启动

(1) 机组的运行方式。空调用离心制冷机组的启动有“全自动”运行方式和“部分自动”运行方式。机组运行方式的选择与机组的不同场合、不同要求的使用条件有关。

1) “全自动”运行方式。即机组在启动、运行和停车;冷量(冷水出水温度)调节;油槽油温调节;机组冷凝器顶部与回收冷凝器顶部的压差调节在机组的正式运转过程中全部投入自动运行。采用这种运行方式的条件是:蒸发器水流量、进水温度不变;此种运行方式具有以下功能:制冷站供水系统具有断电 2s 又恢复供电自动启动水泵功能;具有故障自动停车,机组负荷过小自动停车功能;机组负荷回升或断电不超过 2s 又恢复供电时主电动机自动启动功能;制冷量随空调冷负荷自动调节,油槽油温自动调节功能;冷凝器顶部与回收冷凝器顶部压差使抽气回收装置的小压缩机自动起停功能。

2) “部分自动”运行方式。“部分自动”运行方式指机组的启动、运行、停车,机组的制冷量调节、油温调节、机组冷凝器顶部与回收冷凝器顶部压差调节四项在机组运转过程中有部分项目投入自动运行的方式。此种方式适用下述条件之一:新安装机组的试运转;机组大修解体再组装后投入运转;蒸发器冷水水温和冷水出水温度变化频繁;此种运行方式具有以下功能:故障自动停车、油温自动调节、抽气回气装置中的小压缩机自动起停和制冷量随外界热负荷手动调节。

(2) 机组运转的启动程序。无论机组“全自动”运行方式还是“部分自动”运行方式,其起动联锁条件及操作程序都是相同的。

1) 单独运转油泵,点动主电动机检查其旋转方向是否正确,即停转油泵。

2) 排除故障,对就地控制机组(A型),按下“消除”按钮,检查是否除“油压过低”指示灯亮外还有其他故障指示灯亮,如果有,则须查明原因并排除。

对于集中控制(B型)机组,待“允许启动”指示灯亮,则表示全部故障已排除,此时方可使机组启动。

3) 在就地位置启动主电动机。主电动机与油泵电动机为联锁控制,油泵电机启动运转延时 20s 后,主电动机启动。此时注意启动电流和启动时间。

4) 主电动机完成启动过程后,应迅速按动“导流叶片开关”按钮,以手动方式迅速点动按钮开启导叶角度。在开启导叶角度时应注意:

① 导叶的开启速度不得过快。因为机组刚启动时,蒸发器与冷凝器的进、出水温差较小,如果导叶开启过快,会引起主电动机电流值急增而造成超载状态。同时会产生油压下降较多,有可能导致油压过低保护装置动作而停机。

② 导叶开启速度如果过慢,会延长冷水降温过程,或冷水温度已降但导叶开启角度过小而使压缩机进入喘

振区,无法运行。同时在导叶开度过小时,充气油封的引气压力较低,有漏油的可能。导叶开启过慢,通过压缩机上部气相平衡管的漏油现象也将继续下去。

③ 导叶以稳定速度开启后,同时严格监视主电动机运转电流值和供油压力值,电流值不得超过额定值,供油压力不低于 $0.1 \sim 0.12 \text{MPa}$ ($1 \sim 1.2 \text{kgf/cm}^2$) (表压)。导叶角度每开启 5%~10%,应稳定 3~5min,待油压力回升后,再继续开导叶。以主电机运转的额定电流值和最低供油压力值,使机组尽快脱离喘振区,稳步递增至 20%~30% 为止。

5) 开启油泵油箱与压缩机油槽之间的外引平衡气管上的阀门。

6) 对系统进行制冷剂充加时使用的制冷剂钢瓶及连接管可暂不拆除,以备制冷剂不足时补充。

7) 机组启动后,投入额定工况时可将导叶开度调节投入“自动”方式。系统中的自控系统工作,调节冷水出口温度保持要求值。在主电机设有限流装置的,它可以根据系统负荷的大小调节进口导叶开度,以限制电机电流不超过额定值,同时它不受蒸发器出水温度调节器指令控制,因而可以防止电动机超负荷运行。

8) 对于有多台机组同时使用的状况,可在每台机组完成启动后,再进行并网运行。

9) 完成机组的启动程序后,可使机组投入运行。

(3) 机组试运转中注意事项。机组在试运转中必须注意监视以下各项:

1) 冷凝压力。在试运行中,冷凝压力不允许超过 0.08MPa (0.8kgf/cm^2) (表压), (由于冷凝压力值整定在 $0.08 \sim 0.1 \text{MPa}$ ($0.8 \sim 1.0 \text{kgf/cm}^2$) 表压时报警, 0.11MPa (1.1kgf/cm^2) 表压时停机), 因此必须停机。采用手动运转方式使抽气回收装置运行 30min, 以排除机组内的空气及其他不凝性气体。在导叶开度 30%~50% 以上时, 冷凝压力上升较快(尤其在冷却水进水温度大于等于 32°C 时), 必要时可短时间内加大冷却水量。

2) 供油压力。进口导叶由关闭状态开启至额定制冷量工况的开度(100%)过程, 前后油压总下降约 $68.6 \sim 78 \text{kPa}$ (表压)。如果油压下降幅度过大, 可调整油压调节阀(溢流阀), 在 157kPa 表压时稳定 30min 左右, 待机组工况稳定后, 再将油压值调至规定值 $98 \sim 147 \text{kPa}$ (约 $1 \sim 1.5 \text{kgf/cm}^2$) 表压的上限。同时应注意使压缩机出口气压略高于轴承处的油压值。

3) 油位。随着进口导叶开启角度的增大而使压缩机负荷增大, 轴承温度上升。为了保证润滑油对各部位轴承、齿轮对、齿式联轴器等摩擦得到充分的润滑和冷却, 必须保证有足够的润滑油进行循环。因此, 如发现油槽油位下降, 轴承温度正常可暂不加油, 但随着导叶开度 $\geq 30\%$ 以上, 油位仍不见回升时, 则必须补充润滑油。如果润滑油补充后, 油位仍继续下降, 则应停机查明原因并进行处理。

在制冷机组启动前后, 制冷剂可能较多地溶解于油中而造成油位的上升假象。但随着导叶开度的加大, 轴承回油温度上升和油槽中油温的稳定, 这种气泡的产生则为机组启动及运行中的正常现象, 随着机组运转的稳

定,气泡会逐渐消失,气泡消失后的油位,才是油槽内的真实油位。如果油面上产生大量的气泡后,油压不稳定且缓慢下降,同时关闭油压调节阀仍不起作用时,则必须在油压下降到 78kPa(约 0.8kgf/cm² 表压)时紧急停车。如果已发现机组有异常声响时(尤其是金属摩擦声)则必须立即停车。

4) 油槽油温。机组在启动和运行的全过程中,油温应一直保持在 50~60℃。如果油温过高可关闭电加热器,或加大油冷却器供水量,降低轴承温度,使其下降;反之亦然。

5) 供油油温(或油冷却器出口油温),应严格控制在 35~50℃ 范围之内,与油槽油温的调节方法相同。

6) 轴承温度。各轴承最高温度必须控制在 ≤65℃。与油槽油温、供油油温同时调节且方法相同。

7) 浮球室液位。机组运转时,浮球室内制冷剂的正常液位应处于浮球室侧面上圆视镜水平中央,以此判断浮球式节流阀动作是否灵活,如发现异常,则应按有关规定进行处理。

8) 主电机外壳表面温度状况随时调节主电动机冷却用的供制冷剂液阀的开度,以手触主电动机外壳上部较高温度区无冷感为正常。

同时也应注意打开抽气回收装置中回收冷凝器的供液阀。

9) 抽气回收装置中冷凝室液位计与小压缩机的油位视镜上,液(油)供应处于视镜水平中线为正常。如果冷凝室液位计上升充满油(颜色深黄),则应关闭与蒸发器相通的阀门,并开动抽气回收装置将油抽回油槽中。

10) 机壳下方的油回收引射装置在机组启动过程中应关闭前后波纹管阀。在机组正常(即压缩机出口压力达到额定值)再投入使用,否则会引起润滑油的倒灌。

4. 试运转

离心制冷系统启动结束,且正常后即进入试运转阶段,此时应认真、及时地进行巡视检查,以便及时发现问題,及时处理,避免发生一切事故。机组在试运行中,各部位运行参数如表 20-19。

表 20-19 空调用离心制冷机组正常运行时各部位参数

序号	项 目	单位	要求值
1	油槽油位	mm	视镜中线 ± 5.0
2	油槽油温	℃	50~60
3	轴承供油温度	℃	35~50
4	轴承供油压力(表压)	kPa	98~147
5	全部轴承温度	℃	≤70(不低于 45)
6	机壳顶部轴承部位振动	mm	≤0.03(双振幅)
7	主电机端盖轴承部位振动	mm	≤0.03(双振幅)
8	冷凝压力(表压)	kPa	≤78
9	蒸发器出水温度	℃	5±0.5
10	冷凝器进水温度	℃	32±1.0
11	冷凝器与回收冷凝器压差	kPa	13.7~27.0
12	主电机电流	A	
13	蒸发器中制冷剂液位	mm	视镜水平中线下 20~30
14	进口导叶开度	%	100

机组在试运转中应注意的事项:

(1) 随时监听机组内部的声音和振动情况,尤其是压缩机转子、齿轮的啮合、油泵、主电机径向轴承等部位,以判断机组中机械部分的运转是否正常。如发现有金属的撞击声、摩擦声或其他异常声音时,以及油压、油槽油位、电动机运转电流、浮球室的液位等摆动及波动情况过大时,应立即停车进行检查处理,同时记录此时运行中各主要参数(主要运行参数为冷凝压力、导叶开度、冷水出水温度、冷却水进口温度、油压、油槽和轴承温度、主电机冷却情况、电流值、浮球室与蒸发器中制冷剂液位等)。

(2) 检查主电动机外壳、蜗壳出气管、冷凝器筒体表面有无过热现象。

(3) 控制蒸发器出水温度不低于 3℃,尤其在手动操作进口导叶开度时更应注意。如果空调系统的冷负荷比较小,尽管导叶开度又不大,蒸发器出水温度仍迅速下降;或者已采取了必要的措施(如加大蒸发器冷水流量、进口导叶关小以致接近压缩机的喘振点等),仍无法阻止蒸发器出水温度迅速下降时,可采取紧急停车(以压缩机不致发生喘振为条件)。

(4) 注意油槽内油位和油温(尤其是小齿轮推力轴承)。打开油冷却器供水阀同时缓慢调节(一般采用微微旋转阀柄,待油温稳定之后再行微调),直至油温达到要求的范围之内。如果轴承温度接近 70℃,则将供油温度和油槽温度调至下限。反之,如果轴承温度低于 45℃,则可将供油温度和油槽温度调至上限。

20.8 制冷系统的运行管理

目前,尽管在空调用制冷系统中,根据其所使用的制冷机组的结构型式不同,有活塞式制冷压缩机组,离心式制冷压缩机组、螺杆式制冷压缩机组,以及溴化锂吸收式制冷机组,同时,压缩式制冷机组又分为开启式,半封闭式和全封闭式。但它们的任务都是为空调系统在运行中对空气的(冷却降温、降温去湿)处理提供必要的冷量,以满足空调系统在运行中所要求的有关参数(如机器露点、送风温度、送风含湿量,以及空调房间内的温度和相对湿度等)。因此,在某种程度上,空调系统在运行中能否达到所要求的有关指标,依赖于制冷系统的运行好坏。

为满足空调系统运行中用冷量的需要,同时又要做到制冷系统的安全、可靠、高效率、低消耗(节能)的运行,对制冷系统的运行管理是十分重要的。

制冷系统的运行管理与空调系统的运行管理具有同等的重要性,前者是后者的保障,后者又是前者的具体体现。

20.8.1 制冷系统运行操作规程的制定

1. 制冷系统运行操作规程应包括的内容

在制定制冷系统的运行操作规程时,其规程中应包括以下内容:

(1) 试运行程序。

1) 单体试车程序。

2) 主机润滑油的充加(包括润滑油的牌号、主要技

术指标的确认等)。

- 3) 系统中制冷剂的充加。
 - 4) 系统的启动程序。
 - 5) 系统启动运行中应注意事项。
 - 6) 系统启动及启动运转中的检查、调整内容及方法。
 - 7) 系统的停机及停机后的处理。
- (2) 制冷系统的正常启动程序。
 - (3) 制冷系统正常启动中的注意事项及检查内容和调整。

(4) 制冷系统的正常运行。运行中的巡检内容应包括:运行调节方法、正常运行时各部位参数是否在要求范围,运转设备的声音、振动等是否正常。

- (5) 系统运行中故障的排除方法。
- (6) 系统的正常停车程序及停车后的处理。
- (7) 系统运行中的故障程序及停车后的处理。
- (8) 系统的紧急停车程序及停车后的处理。
- (9) 运行中的安全防护。

2. 运行操作中主要问题的规定

(1) 启动前的准备。系统在启动前的准备应包括下述内容:

1) 设备场地周围环境的清扫,及设备本体和有关附属设备的清洁处理。

- 2) 电源电压的检查。
- 3) 系统中各有关阀门通、断及阀位的检查。
- 4) 能量调节装置应置于最小档位或“0”位,即启动时做到空负荷。

- 5) 系统内空气及其他不凝性气体的排放。
- 6) 润滑油的补充。
- 7) 系统中制冷剂的补充。
- 8) 向油冷却器、压缩机水套供水。

(2) 制冷系统的启动运行。制冷系统在启动运行中应对启动程序、运行巡视检查内容、周期以及运行中的主要调节方法作出明确的规定,以指导正确的启动和运行。

1) 启动程序。

① 首先应启动冷却水泵、冷却塔风机,使冷凝器系统投入运行。

- ② 启动冷水泵,使蒸发器中的冷水系统投入运行。
- ③ 启动制冷压缩机的主机,调节油压。
- ④ 根据用冷情况进行负荷调节。

2) 启动过程中应注意的问题。

① 在系统启动过程中,必须在前一个程序结束,且各部分运行稳定正常后,方可进行下一个程序。切忌在启动过程中,前一个程序还未结束,运行还未稳定即进行下一个程序的启动,以避免事故的发生。

② 启动时应注意各部分运转声音是否正常,油压、油温及各部分的油面液位、制冷剂液位的液位是否正常,如有异常情况产生时,则应停机处理后再开机。

3) 正常运行中的巡检和注意事项。

① 正常运行中的巡检内容一般应为:制冷压缩机运行中的油压、油温、轴承温度、油面高度;冷凝器进口、蒸发器出口水的温度;压缩机、冷却泵、冷水泵运行电机的

电流;冷却水、冷水流量;压缩机吸气、排气压力;蒸发器(器)、冷凝(器)压力;各运转设备的声音、振动等情况。

② 正常运行中应注意事项。对于离心式压缩机组,在正常运行中导流叶片的开度应避免喘振区。对于活塞式制冷压缩系统,在正常运行中,切忌蒸发压力过大而导致大量制冷剂液体进入压缩机的吸气腔造成液击(液压缩)现象,而产生重大事故;也要避免吸气压力过低而造成系统中低压部分的负压运行,空气进入系统使冷凝压力升高;避免排气压力过高而使产冷量下降和动能消耗过多;避免由于油压过低而造成运转中转动部件的过度磨损,甚至造成抱轴现象。

4) 运行中的调整。运行操作规程中应说明系统在运行中的主要调整方法,如压缩机油压、油温的调整;吸气压力过低和过高的调整;排气压力过高的调整;冷却水进水温度、冷水出水温度的调整以及运行负荷的调整等。

同时还应说明在运行中润滑油、制冷剂的补充方法,空气的排放方法等。

3. 停车程序及注意事项

制冷系统在系统停止运行时停车程序应较详细地在操作规程中说明。一般地讲,制冷系统的停车程序操作是启动操作的逆过程,其程序应是:先停压缩机主机,再停蒸发器的冷水系统,最后停冷却水的冷凝器系统。

在系统停车过程中应注意的问题包括以下几个方面:

停车前应降低压缩机的负荷,使之在低负荷下运行一段时间,以免使低压系统停机后压力过高,但也不能太低(最好能大于或等于外界压力),避免造成外部空气向系统内渗漏。

长期停车(尤其是冬季)应将冷凝系统、冷水系统及压缩机油冷却器、压缩机水套中的积水排空,避免结冰冻坏设备。

在停车时,蒸发器供水泵(冷水泵)与压缩机停车的间隔时间,应能保证在活塞式压缩制冷系统中,蒸发器内的液态制冷剂全部气化且成为过热气体,以保证设备的安全;冷却泵与压缩机的停车间隔时间,应能保证进入冷凝器内的高温高压气体制冷剂全部冷凝成为液体,且最好进入贮液器内。

4. 故障停车和紧急停车

制冷系统在运行中,如遇到设备及系统发生故障而采取的停车为故障停车;如遇到系统中突然发生冷却水中断或冷水系统断水,突然停电及火警采取的停车为紧急停车。在操作规程中应明确规定发生故障停车、紧急停车的程序及停车后的处理。

5. 安全防护措施

在操作规程中应明确规定制冷系统在运行中发生故障时,为了保证设备和操作者的安全而应采取的必要措施和个人防护办法,确保安全第一。

20.8.2 活塞式压缩制冷系统的运行

1. 单级活塞式压缩制冷系统的启动

对于全自动化的制冷系统,在正常情况下是根据需要由控制系统来完成系统的启动、调整、停车等工作

的。但对于经过设备或系统大修后、或停用时间较长、或采用手动控制的制冷系统，一般应采用手动启动方式，启动程序如下：

(1) 启动前的准备。系统启动前的准备工作一般应包括以下各项：

1) 对设备及周围的清洁处理。
2) 检查压缩机曲轴箱的油位是否在要求范围，否则应处理。

3) 通过贮液器液面计检查其液位，如低于要求值，则应按运转中有关方法进行补充。

4) 检查供电情况是否正常。

5) 将系统中除压缩机吸、排气阀、供液阀（即贮液器出口阀）、手动调节的节流阀、各旁通阀及各通往大气的阀保持关闭状态外，其余各阀均应打开。

6) 向压缩机水套供水。

(2) 启动冷却水系统中的冷却泵、回水泵、冷却塔、风机等使冷凝器投入运行。

(3) 启动冷水系统中的冷水泵、回水泵（搅拌器）、蒸发器等，使冷水系统投入运行。

(4) 将压缩机能量调节机构置于最低档位，启动压缩机，并迅速打开排气阀。

(5) 打开供液阀和微开系统中手动调节的节流阀。

(6) 调整油压，使油压比曲轴箱内压力（即吸气压力高 $0.15 \sim 0.3 \text{MPa}$ （约 $1.5 \sim 3 \text{kgf/cm}^2$ ））。

(7) 根据压缩机的运行情况，缓慢打开吸气阀，同时调节节流阀，使蒸发压力降至 0.15MPa （约 1.5kgf/cm^2 ）以下，运行几分钟后无异常时可再开大吸气阀。

(8) 制冷机启动正常后，根据系统蒸发压力的情况可逐步调整系统中各有关阀门，使之达到要求的工况。

2. 单级活塞式压缩制冷系统的运行

当系统启动正常后即可正式投入运行，在运行中必须随时注意系统中各有关参数的变化情况（如压缩机的油压，吸、排气压力；蒸发压力；冷凝压力；排气温度；冷却水、冷水温度、油温度；压缩机及各有关泵、风机运行电流等），同时，在运行中还应注意：

(1) 在运行（或启动过程）中各设备运转声音是否正常，如发现不正常则应判明原因并及时处理。

(2) 在运行和启动过程中，如发现汽缸有冲击声，则说明有液态制冷剂进入吸气腔，此时应将能量调节机构置于空档位置，并立即关闭吸气阀，待入口的霜层溶化后，经过大约 $5 \sim 10 \text{min}$ ，再缓慢地打开吸气阀，直至调整到压缩机吸气腔无液体吸入而且吸气管底部有微微结霜状态，则可将吸气阀全部打开。

(3) 运行中如果排气压力接近冷凝压力时，则排气压力和温度应符合制冷系统的要求运行参数，对于 R717 和 R22 制冷系统排气温度不应超过 150°C ，对 R12 制冷系统，排气温度则不应超过 130°C 。

(4) 压缩机上低压表上的压力为吸气压力，接近等于系统的蒸发压力。因此系统在运行中，蒸发压力和蒸发温度应符合工况要求。如果考虑吸气温度过热度，一般吸气温度比蒸发温度高 $5 \sim 15^\circ\text{C}$ 。

(5) 压缩机在运转中各摩擦部件温度不得超过

70°C ，如果发现其温度急剧升高和局部过热时，则应立即停车检查处理。

(6) 检查压缩机曲轴箱油位、油温是否正常，否则应处理。

(7) 制冷压缩机运行中润滑油的补充。压缩机在运行中，用以润滑压缩机的润滑油往往随同排气被带出曲轴箱，绝大部分在油分离器中得到分离而回到压缩机曲轴箱中，仍有一部分被带入制冷系统中的其他部位（如蒸发器、贮液器及冷凝器），使曲轴箱内油面下降、油量减少，从而影响正常机件润滑，因此应进行补充。

当曲轴箱中的油面低于油面指示器下限时，则应进行润滑油补充。补充润滑油时首先应采用与原牌号一样、油质符合标准、纯净无杂质无水的润滑油。使用橡胶管或塑料管一端套在加油阀的锥形接头上，并用铁丝扎紧，将管内灌满润滑油，用手捏住管口浸入盛有足够油的油盆或油桶内。关闭压缩机吸气阀，待吸气压力低于 0MPa 即 0kgf/cm^2 时，同时打开加油阀和松开浸满油的软管管口，润滑油即被吸入曲轴箱内，当油面达到要求时，关闭加油阀，然后逐渐打开吸气总阀，使系统投入正常运行。

运行中润滑油补充时应注意的问题：

在制冷压缩机运行状态中进行润滑油的补充时，如果发现润滑油补充过程中压缩机油压正常，当油面达到规定油标时，关闭加油阀，油压降低，如果此时油泵运转正常，则必然为油泵吸油口油过滤器有堵塞现象，使曲轴箱内的润滑油无法通过油过滤器而泵入各润滑部位。

因此，当出现此情况时则必须立即停止压缩机工作，否则就有抱轴的危险，停机后可对油过滤器进行清洗。

(8) 制冷系统中空气的排除。制冷系统在运行中，在制冷剂 and 润滑油的补充过程中，或于某时刻系统在负压下运行都会有空气进入系统中，在设备修理后由于真空试验不太理想而使部分空气残存于制冷系统中。由于系统中空气的存在，将会导致排气压力和排气温度的过高，系统运行消耗能量的增加，效率降低。因而在系统中存在空气时应及时进行排放。

制冷系统中如果有空气存在，在运行中往往表现在压缩机排气压力表针的剧烈摆动（在冷负荷较小状态下运行），排气压力和排气温度都明显大于正常运行时的排气压力和排气温度。

空气在进入制冷系统后，对于氟利昂制冷系统，由于空气的密度低于氟利昂气体的密度，所以一般大都积存于冷凝器的上部。因为在这个装置内，由于冷却的作用，制冷剂的过热气体已基本被冷凝而变为液体。由于制冷剂液体的存在，因此空气一般不大会进入蒸发器内。对于氨制冷系统，由于空气的密度小于氨液而大于氨气的密度，因而一般存在于制冷剂氨的气、液交界处。因此在氨制冷系统中，冷凝器的不凝性气体的排出口位于高度的中下部。

1) 氨制冷系统中空气的排放。氨制冷系统中空气的排放是通过空气分离器来进行的，排放步骤如下：

① 放空前应先检查阀门，应先打开空气分离器的回气阀 2，使内部压力降至低压回气压力。

② 打开冷凝器或贮液器上的不凝性气体排空阀，空

气分离器上混合气体入口阀 1(如图 20-84 所示)。让冷凝器或贮液器中的不凝性气体与氨的混合物进入空气分离器,(在打开阀 1 之前,空气分离器应处于待工作状态)。

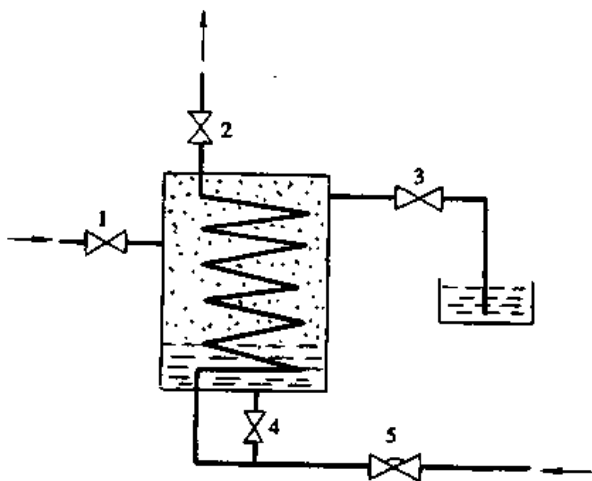


图 20-84 氨制冷系统放空原理图

1-混合气体入口阀;2-回气管;3-放空阀;4-回液阀;
5-节流阀

③ 微开节流阀 5,使氨液进入空气分离器内,冷却混合气体,使混合气体中的氨气冷凝而成为液态下沉,空气集于上部。节流阀开启的大小视回气管上结霜情况而定,一般掌握在回气管结霜 1~2m 为宜。如果供液过多,易引起压缩机的液击。

④ 用手触摸空气分离器时有凉的感觉时,将放空阀 3 的接口用橡胶管插入一贮水容器中并稍打开放空阀。根据水中气泡情况来调整放空阀 3 的开启度。如果气泡在水中上升时由大变小并呈乳白色,则说明放出的气体中含有大量氨气,则应关小或关闭放空阀,停一会再放,如果放出气泡仍呈乳白色,则可认为空气已放完。

⑤ 放气结束后关闭阀 3,5,稍打开 4,使冷凝下来的氨液重复使用,最后关闭阀 4,2,恢复空气分离器原来状态,排空操作可以多次反复进行。

2) 氨制冷系统中空气中的自动排放(温度控制)。图 20-85 为氨制冷系统中使用的壳盘式不凝性气体分离器及在系统中的连接和控制原理图。分离器由壳体和装在壳体内的冷却盘管组成。引少许高压氨液经膨胀阀送入盘管,氨液在盘管中蒸发产生冷却效应,从贮液器和冷凝器上部将混有不凝性气体的氨蒸气引入壳体。氨蒸气在盘管被冷凝为液体,从空气中被分离出来,液态氨从下部返回贮液器,不凝性气体则滞留在壳体内。随着分离过程的进行,壳内不凝性气体越积越多,而氨气凝结也越来越少,凝结放热也变小。由于盘管内氨液的蒸发冷却,使壳内温度下降。当降到指定值时,温控器打开气管上的放气阀,将不凝性气体排出壳体,经放气管通入水池。不凝性气体排出后,冷凝器、贮液器上部的热气又大量进

入壳体,使壳内温度升高,温度上升到设定值时,温控器又自动控制放气阀关闭。

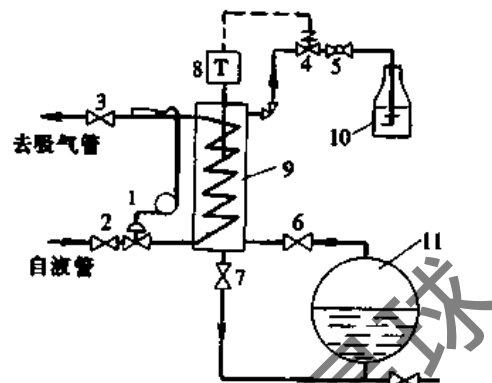


图 20-85 不凝性气体分离器的自动控制
1-膨胀阀;2,3,6,7-截止阀;4-电磁阀;5-手动节流阀;8-温度控制器;9-不凝性气体分离器;10-水池;11-高压贮液器

图 20-85 所示不凝性气体分离器的自动操作程序为:

- ① 打开阀 2,3。
- ② 手动稍稍打开节流阀 5,温控器 8 控制电磁阀 4 的启、闭。
- ③ 打开阀 6,7,接通混合气体进入分离器和液氨流出分离器管道。

④ 随着不凝性气体的积存,壳内温度下降,达到设定值时,温控器 8 接通电磁阀 4,排放壳内不凝性气体。

⑤ 不凝性气体排出后,壳内温度升高,温控器 8 使电磁阀关闭。如此不断排除系统内不凝性气体。

3) 液位控制法,氨制冷系统内空气的自动排放。这种自动空气分离器的工作原理和操作程序如下:当系统中放气阀未打开时,高压的液体通过供液阀和节流阀向分离器内蒸发排管供液,蒸发后的制冷剂气体通过回气阀被压缩机吸回。供液量的多少视分离器顶部有霜层为准,然后打开进气阀,使混合气体从空气分离器底部进入,同时把放空阀打开。

混合气体进入后,先积聚在一个倒置的浮动罩中,由于混合气体的压力大于液体压力,浮动罩浮起而关闭回液阀,混合气体通过倒置浮动罩顶上的排气孔,进入分离器内的冷却盘管周围的液体制冷剂,由于蒸发排管的冷却,使混合气体中制冷剂蒸气冷凝成液体,而空气等不凝性气体呈气泡状上升到分离器顶部,当顶部积聚的空气增多,压力增加时,压低了液面,使浮球阀随着浮球下落而打开,空气自动经放气阀进入水槽内。当空气放完时,液面复又上升,浮球阀关闭,排空气自动停止。

4) 氟利昂制冷系统中空气的排放。在氟利昂制冷系统中,由于空气密度小于氟利昂气体的密度,因此空气一般积聚于系统中冷凝器、贮液器的顶部。排空操作时可按下述步骤进行:

① 关闭贮液器的出液阀,使压缩机继续运行,使系统中的制冷剂和空气都积聚在冷凝器或贮液器内,使冷凝器的冷却水(或空气)继续运转,使气态制冷剂尽量得

到冷凝。当系统低压达到真空状态时(一般为 $(6.67 \sim 8) \times 10^4 \text{Pa}$),可停压缩机。

② 系统停运 1h 左右,拧松压缩机排出阀的旁通丝堵,将排出阀关闭半圈左右,使系统的气流从旁通孔逸出,用手摸放出的气体,如果感觉排出的气体较热即为空气。当排出气体感觉有点凉时,即应拧紧丝堵,停止放空气。或者稍打开冷凝器顶部的排空阀,当排空阀出口处有露水珠出现时则表示空气已排完,即应关闭排空阀。

③ 启动系统运行,如果压缩机排气压力表和冷凝器顶部压力表出现剧烈跳动,冷凝压力和排气压力超过正常值时,则表示系统内还有空气存在,可反复进行几次。

3. 制冷系统的停车

对于全自动化系统则由自控系统来完成停车,对于手动系统则按下述程序进行:

(1) 在接到系统停运的指令,首先关闭贮液器或冷凝器的出口阀(即供液阀)。

(2) 系统在运行中,待蒸发器内残存的制冷剂全部变为热气体,此时方可关闭吸气阀,以避免系统停机后,蒸发器内残存的制冷剂液体的再蒸发或由于过低的制冷剂气态造成局部的温度过低而导致蒸发器排管冻裂。

(3) 当曲轴箱内压力(即吸入压力)基本上与外界相平衡或稍高(大约在供液阀关闭 10~30min 后)时,关闭吸气阀,停压缩机,同时关闭排气阀。如果由于停机不当而使曲轴箱内压力低于 0MPa 即 0kgf/cm^2 时,则应适当微开旁通阀或吸气阀,使之压力上升至 0MPa 即 0kgf/cm^2 以上,以避免停机后,由于曲轴箱密封不好而导致外界空气进入曲轴箱内。

(4) 停冷水泵、回水泵、搅拌器等,使冷水系统停止运行。

(5) 在制冷压缩机停止运转 10~30min 后,关闭冷却水系统、冷却泵、回水泵、冷却塔、风机等,使冷却水系统停止运行。

(6) 关闭其他各阀门。

(7) 对于冬季运行的制冷系统停车后,有可能发生冻结时,应将系统中存水处的水排空。

4. 制冷系统的紧急停车和故障停车

制冷系统在正常运行中,如果遇到意外的设备故障,或由于外界其他原因而发生突然性的停水、停电等特殊状况将会对制冷系统带来严重的威胁时,则应采取紧急措施,使系统在最短时间内停止运行,称为紧急停车。在紧急停车时,运行操作者必须保持清醒的头脑,冷静而又果断、沉着而又迅速的采取措施,切忌由于惊慌失措而造成误操作,从而导致事故的扩大和蔓延。

(1) 在下述情况下,则应作紧急停车处理(所谓紧急停车即由于事态紧急而不可能按原来的停车程序进行而采取的非正常措施)。

1) 突然停电的停车处理。制冷系统在正常运行中,不论由于什么原因而发生突然停电时,首先应立即迅速的关闭制冷系统中的供液阀或节流阀,停止向蒸发器供应液态制冷剂,避免在恢复供电而启动系统时,由于蒸发器内液态制冷剂过多而产生液压缩,然后迅速关闭压缩机的吸、排气阀。对于中、小型制冷系统中使用常闭电磁

阀的,则可不必先关闭供液阀而首先关闭压缩机的吸、排气阀,接着拉下电闸。可最后关闭供液阀。

恢复供电时,可先保持供液阀的关闭状态,按正常程序启动,待蒸发压力下降到一定值时(略低于正常运行工况下的蒸发压力),可再打开供液阀,使系统投入正常运行。

2) 突然停冷却水时的停车处理。制冷系统在正常运行条件下,无论由于什么原因而造成冷却水中断,应首先停止制冷压缩机的运转,以避免由于高温高压的制冷剂气体得不到冷却而使系统中冷凝压力升高。接着关闭供液阀或节流阀、压缩机的吸、排气阀,之后再按正常停车处理。

在恢复供冷却水后,系统的重新启动运转可按停电后恢复供电时的启动方法处理。但如果由于停冷却水而使系统中设备上的安全阀跳开时,还须对安全阀进行试压一次。

3) 突然停冷水系统的停车处理。制冷系统在正常运行条件下,无论由于什么原因而发生通过蒸发器的冷水中断时,首先应关闭供液阀(贮液器或冷凝器的出口阀)或节流阀,停止向蒸发器供液态制冷剂。关闭吸气阀,使蒸发器内的液态制冷剂不再蒸发或蒸发压力高于 0℃ 时制冷剂相对应的饱和压力。继续开动制冷压缩机使曲轴箱内的压力(即吸气压力)接近但略高于 0MPa 即 0kgf/cm^2 时,停压缩机,之后再按正常停车程序处理。

当冷水系统恢复正常时,可按突然停电后又恢复供电时启动方法处理,使系统投入运行。

4) 火警时紧急停车。当在站内某处或与制冷站相邻的建筑物发生火灾危及制冷系统的安全时,应首先切断电源,按突然停电的紧急处理措施使系统停止运行。同时对于氨制冷系统还必须迅速打开贮液器、冷凝器、蒸发器、油分离器各处放油阀、紧急泄氨器,使系统中的氨液集中于紧急泄氨口并迅速排出,以防止因火势蔓延而导致制冷系统发生爆炸事故。同时在留下专人负责制冷站内事项情况下,其余人员可积极参与扑火灭火工作,尽快控制火情和灭火。

(2) 故障停车。制冷系统在正常运行中,在遇到下列情况时,则应按故障停车处理:

- 1) 油压过低或升不上压。
- 2) 油温超过允许温度值。
- 3) 汽缸中有敲击声。
- 4) 轴封处泄漏制冷剂较严重。
- 5) 比较严重的液压缩现象。
- 6) 排气压力及温度过高。
- 7) 能量调节或卸载机构失灵。
- 8) 润滑油太脏。
- 9) 汽缸“拉毛”或连杆大小头轴瓦“咬住”。
- 10) 皮带打滑等。

制冷系统在运行中,如果发生上述故障时,往往不像突然发生停电、停水来得那样快,而是有一个故障发生的过程。因此在运行中勤检查是及时发现故障和故障苗头的最好办法,这样便可及时采取措施。在发生上述故障时,有些可以采取紧急停车处理,而有些则可按正常停车

处理方法。

20.8.3 螺杆式压缩制冷系统的运行

螺杆式制冷压缩机组在经过试运转,并对有关问题处理后,即可转入正常运转阶段。

1. 螺杆式制冷压缩机组的启动及运行

(1) 机组启动运转前的准备。螺杆式制冷压缩机组启动运转前的准备及有关事项可参照第 20.7.2 及第 20.7.4 中的有关内容进行。

(2) 机组的正常启动。

1) 确认系统中各有关阀门所处状态正确。

2) 向机组电气控制柜供电,并打开控制电源,此时控制电源指示灯亮。

3) 启动冷却水泵、冷却塔风机及冷水泵,三者运行指示灯亮。

4) 检查油温,如低于 30℃ 时,可将控制柜上油温控制开关置于“加热”位置,接通电加热器,对润滑油进行加热升温,同时启动油泵使油温均匀升高。

5) 油泵启动后,将手动四通阀的手柄置于减载位置,并确定滑阀在零位。

6) 调节油压调节阀,使油压达 0.5~0.6MPa。

7) 启动压缩机,打开压缩机吸气阀,经时间继电器延时后,压缩机运行。压缩机启动后应注意油压的调整,使其高于排气压力 0.15~0.3MPa。

8) 开启供液管路中的电磁阀,向蒸发器供液态制冷剂。将手动四通阀的手柄置于增载位置,并逐级增载,同时观察吸气压力表,调节节流阀或热力膨胀阀,使吸气压力稳定在 0.36~0.56MPa 范围内。

9) 当油温达到 45℃ 时可断开电加热器电源,打开油冷却器进、出口之水阀,使正常运行中,油温控制在 40~55℃ 范围内。

10) 当冷却水温较低时,可关闭冷却塔风机。

11) 将 D10 喷油阀开启 $\frac{1}{2}$ ~1 圈。此时应全开吸气阀和冷凝器上的出液阀。

12) 将能量逐级增至 100%,调节节流阀或热力膨胀阀,使吸气过热度(吸气温度与吸气压力饱和温度之差值)不低于 6℃。

(3) 运行中的检查。机组完成启动程序后即进入正常运行状态。机组在运行中应注意检查的内容包括:

1) 冷水泵、冷却水泵、冷却塔风机运转时的声音、振动、水泵出口压力、水温等各项指标是否在允许范围内。

2) 油温是否在 60℃ 以下,油压是否高于排气压力 0.15~0.3MPa,油位是否正常,否则应进行调整。

3) 压缩机满负荷运行时,吸气压力是否在 0.36~0.56MPa 范围内,否则应予以调整。

4) 压缩机运行中其排气压力是否在 1.55MPa 以下,排气温度是否低于 100℃,否则应查明原因予以调整。

5) 压缩机在运行中,电动机的运转电流是否在规定范围内,电流过大时则应减载运行,防止电动机由于运转电流过大而造成的烧毁。

6) 压缩机运转中声音、振动是否正常。如发现异常应立即停机检查处理。

2. 机组的停车

(1) 机组的正常停车程序。

1) 将手动四通阀之手柄置于减载位置。

2) 关闭冷凝器至蒸发器之间的液体制冷剂管路上的电磁阀、及冷凝器上的出液阀。

3) 停压缩机,同时关闭吸气阀。

4) 待能量减载至零位后,停油泵。

5) 将手动四通阀的手柄置于“停止”位置。

6) 关闭油冷却器之冷却水进口阀。

7) 停冷却水泵和冷却塔风机。

8) 停冷水泵。

9) 关闭控制电源。

(2) 机组的紧急停机。制冷压缩机组在正常运行中,如发现异常现象或其他原因而需要停机时,则应按紧急停机程序停机。紧急停机程序如下:

1) 停压缩机。

2) 关闭吸气阀。

3) 关闭供制冷剂液体管路中的电磁阀、冷凝器上的出液阀以停止向蒸发器供液。

4) 停油泵。

5) 关闭油冷却器上进水阀。

6) 停冷却水泵,冷水泵及冷却塔风机。

7) 切断电源。

关于机组在运行中由于停电、停冷却水、停冷水时的紧急停机处理,可参照第 20.8.2 中的有关部分。

(3) 机组的自动停车。螺杆式制冷压缩机组在运行中,当有关的压力、温度值超过规定值的范围时,机组中的自动保护装置起作用而动作使主机停车,则称为机组的自动停车。机组运行中的自动停车则表明系统中的某部位有故障发生。此时,在机组的电气控制柜上,相应控制部位中的故障指示灯亮,以指示发生故障的部位。此时,主机停机后,其余部分可按紧急停车处理。之后对故障进行检查处理,在故障排除后,方可按正常启动程序进行启动运行。

(4) 机组的长期停车。机组的长期停车,可按下述方法处理:

1) 保持冷水泵、冷却水泵及冷却塔风机的正常运行,关闭冷凝器上的出液阀,利用本机减载运行,将系统中的制冷剂回收至冷凝器内。对于 LSLGF500、LSLGF1000 型螺杆式冷水机组,可将蒸发压力控制器调定值调为 0.15MPa,当吸气压力降至 0.15~0.2MPa 时可停主机,再将蒸发压力控制器调回原值。

2) 排放油冷却器、冷凝器、蒸发器内的积水,以防止寒冷季节冻坏传热管。

3) 检查各有关阀门,不得有泄漏。

4) 每星期启动油泵运行 10min,使润滑油分布到压缩机内。

3. 制冷压缩机组中润滑油的更换

螺杆式制冷压缩机组运行一段时间后,由于系统内残存的污物及碳化等原因,使冷冻机油受到污染变脏(滴

在白纸上呈现黑色)时,则应对机组内的润滑油进行更换。其更换的方法如下:

(1) 在机组停车状态下,关闭机组吸气阀和排气阀,同时使系统中的冷凝器、蒸发器水泵(即冷却水泵、冷水泵)正常运行。

(2) 使用抽氟机从机组上排气管上安全阀下部的放空阀处将制冷剂抽往冷凝器上部的放空阀处,使制冷剂进入冷凝器,直至排气压力表指示值接近 0MPa 时为止。

(3) 打开加油阀进行放油,再从油冷却器、油分离器底部的螺塞处放油和排污。

(4) 向机组加入符合质量标准的新油。其加油方法与机组初次加油方法相同。

(5) 机组加油后,使用真空泵或抽氟机从放空阀处抽真空,使其绝对压力为 5.33kPa(40mmHg)左右,关闭放空阀,停真空泵或抽氟机。

(6) 打开压缩机的排气阀,稍开吸气阀,使机组与系统压力平衡。

4. 机组内润滑油的补充

机组在运行中,如果发现润滑油不足时,则应进行补充。其补充的方法可按机组内润滑油更换方法中的第(1)、(2)、(4)、(5)、(6)项进行。

5. 蒸发器、冷凝器内润滑油的回收

螺杆式制冷压缩机组在运行中,由于吸气的带液(无吸气过热度),油温低于 20℃,以及机组开车后增载速度过快等原因而影响制冷剂与润滑油的分离效果,导致奔油的发生,从而使大量的润滑油进入冷凝器和蒸发器内,致使机组无法正常运行。此时则必须将润滑油回收到油分离器中。

(1) LSLGF200、LSLGF300 冷水机组润滑油的回收方法:

1) 使机组减载运行,同时关闭电磁阀。

2) 当吸气压力降至 0.06MPa 左右时,开启电磁阀。

3) 使机组继续减载运行,同时调节冷凝器的出液阀,保证吸气过热度在 6℃ 以上。

4) 调节油冷却器的冷却水进口阀,从而保证油温不高于 40℃,但也不得高于 60℃。

5) 将能量逐级增载运行,同时调节冷凝器上的出液阀,保证吸气过热度在 6℃ 以上。

6) 当冷凝器内制冷剂液体变得清澈时,说明润滑油已回收完毕。

(2) LSLGF500、LSLGF1000 冷水机组润滑油的回收方法:

1) 将能量调节减载至“零”位,停止机组运行,断开蒸发压力保护控制器。

2) 将供液电磁阀底部的调节杆旋进,开启电磁阀,使冷凝器中的氟利昂和油混合液全部放入蒸发器中,再将电磁阀杆旋出,关闭电磁阀。

3) 按正常程序开车,对蒸发器、冷凝器供水,使机组在“0”位能量下运行,打开供液电磁阀,30s 后再关闭电磁阀、冷凝器出液阀。

4) 使机组在“0”位能量位置继续运行,待蒸发器中的一半的氟利昂抽至冷凝器后,将能量调节加至 10% ~

20% 运行。

5) 当蒸发器中看不到制冷剂,且吸气压力不断降低,其压力达 0.2~0.3MPa 时,将能量调节装置减载至“0”位,同时停止运行。

6) 关闭油冷却器出油阀,用回油管将蒸发器下部回油阀与系统加油阀相连接,上紧连接螺母,缓慢开启蒸发器下部的回油阀和系统加油阀,同时启动油泵将油抽至油分离器中。

7) 观察油分离器视油镜,待油面升至一定油位,且不再上升时,分别关闭蒸发器下部的回油阀和系统加油阀,停油泵,拆除回油管,微开蒸发器的回油阀,利用蒸发器内的制冷剂气体将蒸发器内的残油吹出。当蒸发器下部的回油阀出口只有制冷剂气体吹出时,应立即关闭回油阀。

8) 打开油冷却器上的出油阀、冷凝器上的出液阀,接通蒸发压力控制器保护。

6. 螺杆式制冷压缩机组中空气的排放

对于螺杆式制冷压缩机组在长时间的运行过程中,在进行制冷剂、润滑油的补充过程中,或由于某时刻机组在负压条件下运行中,都不可避免地会有少量空气进入系统内,或者在进行真空试验时,由于不可能做到系统内的绝对真空(即绝对压力为 0mmHg)而残留于其内的空气不断累积,导致螺杆式制冷机组的效率降低,耗能增加。因此也必须对系统进行排空。

关于螺杆式制冷压缩机组中空气的排放方法,可参阅第 20.8.2 中有关内容。

20.8.4 离心式制冷系统的运行

1. 制冷系统启动运行前的准备

离心式制冷机组在经过试运转正常后即可投入正常运行。在正常运行中,系统启动前应做好以下准备工作:

(1) 检查电源是否正常。

(2) 检查机组油槽、增速箱、抽气回收装置压缩机中各油面是否在要求值,不足时则应及时进行补充。

(3) 检查油槽油温,过低时则可开启加热器升温,过高时则可开大油冷却水管上的阀门降温。

(4) 启动抽气回收装置,排除可能漏入机组内的空气。

(5) 开启冷却水泵、冷却塔风机、冷水泵,向油冷却器供水。

(6) 压缩机进口导叶处于全闭状态。

(7) 开启油泵、检查并调整各部油压。

(8) 检查控制盘(柜)上各有关指示数据是否符合规定值。

2. 离心压缩制冷系统的启动

(1) 闭合操作盘(柜)上开关至启动位置。

(2) 在自动状态下,油泵启动 20s 后,主电动机启动。此时应监听压缩机运转中是否有异常情况,如发现异常情况应立即进行调整和处理,不能马上处理和调整的则应迅速停机处理后再开机。

(3) 当主电动机运转电流稳定后,可缓慢开启导叶,待蒸发器出口冷水温度接近要求值时,对导叶的手动控

制可改为温度自动调节控制。在导叶开大过程中应注意:

- 1) 油压不得低于 0.1MPa(1kgf/cm²)表压。
- 2) 主电动机运转电流在规定范围内。
- 3) 导叶开度在 30% 时可停 5~10min,再根据运行工况要求开大导叶,但最小开度不得低于 40%,以避免压缩机的喘振区。
- (4) 打开油冷却器供水阀,使其供油温在 40~45℃。
- (5) 启动后注意压缩机运转声音是否正常;如发生喘振现象立即进行调整。
- (6) 检查主电动机温度是否正常。
- (7) 检查浮球室中制冷剂液位是否在规定范围内。
- (8) 调节冷却水量、水温,使冷凝温度基本稳定在要求工况范围之内。
- (9) 检查浮球阀的动作情况。
- (10) 启动结束后,系统即可按自动方式投入正常运行。

3. 离心压缩制冷机组运行中的巡检和注意事项

制冷压缩机组在投入运行后,值班人员则应定时和不定时的进行运行状况(包括运转设备和运行参数)的巡视检查和调整。以便及时发现问题、及时处理,避免事故的发生。巡视检查和运转中应注意事项如下:

(1) 听运转设备各部位声音是否正常(包括主机及冷却系统、冷水系统等),如发现压缩机出现喘振及其他不正常声音时,则应迅速查明原因进行调节和排除,否则应立即停车处理。

(2) 观察下述各部位运行参数是否正常,否则应调节和处理,甚至停机。

- 1) 主电动机的运转电流。
 - 2) 供油压力,油槽油位和温度。
 - 3) 冷却水进水温度、压力。
 - 4) 冷水出口温度和压力。
 - 5) 导叶开度。
 - 6) 主电动机冷却情况。
 - 7) 浮球室与蒸发器中制冷剂液位。
- (3) 摸主电动机外壳,蜗壳出气管位置、冷凝器筒体表面有无过热现象。
- (4) 及时调整油温,使供油温度在 40~45℃。
- (5) 不得在真空状态下运转主电动机和对主电动机作耐压试验。

(6) 真空状态下不得启动油泵。

(7) 主机停机后,30min 内不得再启动。

4. 离心压缩式制冷机组的停车

(1) 正常停车。制冷系统在正常的运行中,因为定期维修或其他非故障性的主动方式停车,称为机组的正常停车。正常停车一般是采用手动方式,机组的正常停车基本上是正常启动过程的逆过程。

正常停车的程序:

- 1) 采用手动点动的操作方式,将进口导叶开度关至 30%,使机组处于减载运行状态。
- 2) 按下“主机停止”按钮,使主电动机停止运转,同时控制柜上主电动机运行电流表指针应位于“0”。主机

停车后,延时(1~3min,根据不同机组延时时间不同而定)后油泵电机停转。此时导叶应关闭(采用自动复位或手动复位)。

3) 关闭油冷却器进出口冷却水阀(手动或电磁阀动作)和向主电动机供液态制冷剂阀。油温调节系统仍按自动方式运行,油槽底部电加热器的控制保持通电的自动位置 2min 运转后(即压缩机完全停止),自动停止油泵。此时仍需维持油槽油温在 50~60℃ 之间,以防止制冷剂大量溶入润滑油中。

4) 关闭冷水泵出口阀,停冷水泵,停止向蒸发器供水。一般在制冷压缩机停车后,冷水泵还要运行一段时间,保持蒸发器中制冷剂温度高于 2℃,防止冻结。

5) 关闭冷却水泵出口阀,停冷却水泵,停冷却水系统中的冷却塔风机。

6) 在停压缩机时注意主电动机有无反转现象。主电动机的反转是由于停车过程中,压缩机的增压作用突然消失,蜗壳及冷凝器中的高压制冷剂气体倒灌所造成。因此压缩机停车前应在保证安全的前提下,尽可能关小导叶角度,降低压缩机出口压力。

7) 停车后关闭抽气回收装置与蒸发器、冷凝器连通的两个波纹管阀,及供小活塞式压缩机加油的加油阀。如在运行中,油回收装置前后的波纹管阀已打开,停车时则必须关闭,防止润滑油向压缩机内倒灌。

8) 停车过程中仍需注意油槽的油位。停车后油位不宜过高也不宜过低,且与机组运行前油位比较,以检查机组在运行过程中的漏油情况,并采取措。

9) 主机停车稳定之后关闭向回收冷凝器、油冷却器等供制冷剂液体阀,及供冷凝室和再冷室的冷却水阀。

10) 停机后仍应保持主电动机供油、回油管路畅通,中间各阀一律不得关闭。

11) 切断机组电源。

12) 检查蒸发器制冷剂液位高度,与运行前相比较。检查浮球室内浮球回位和液位情况。

13) 进一步检查导叶关闭情况,且使之处于全闭状态。

(2) 紧急停车和故障停车。

1) 故障停车。机组的故障停车指某控制部位出现故障,电气控制中的保护装置动作,实现机组正常自动保护停车。停车时有报警(声、光)显示,运行人员可先消除音响,再按下控制柜上显示按钮,观察故障内容,并在停车后排除。如故障指示器无显示,则表示故障已自动排除,则应在机组停车 30min 后再按正常启动程序再次启动机组。

机组故障停车后的处理与正常停车后处理相同。

2) 紧急停车。机组的紧急停车包括突然停电的停车、突然中断冷却水的停车、突然中断冷水的停车和火警停车等。

紧急停车的方法和注意事项可参照活塞式制冷压缩机组的紧急停车有关内容执行。

20.9 制冷系统的运行调整

20.9.1 活塞式压缩制冷系统的运行调整

我们在这里所提到的制冷系统,主要是为满足空调系统在运行中对空气的热湿处理需要而设置的。因此,它运行调节的好坏直接关系到其运行参数是否能满足空调系统的要求,同时又做到经济、合理和安全。

在空调系统的运行调节中,由于空调房间内、外的各种条件(如室外天气的阴、晴、雨、雪和气温及室内发热设备开启的多少、照明灯具使用的数量、工作人员的增添以及外门的开启等)的变化,都会引起空调系统处理空气时热、湿负荷的变化。要消除空调房间内的余热、余湿,则必须由制冷系统提供合适的冷量才能解决,也就是制冷系统运行中的有关参数(这里主要是指蒸发温度和制冷量)的调节必须与空调系统的运行相适应。

制冷系统在运行调节中,主要是对系统中蒸发温度和压力,冷凝温度和压力,吸、排气温度和压力及制冷剂液体的过冷度等进行调节,其中最基本的调节参数是蒸发温度和压力,冷凝温度和压力,因为它们都受外界条件和冷却介质的影响。

1. 蒸发温度的调节

在制冷系统中,蒸发温度的确定应能满足空调系统运行的要求。在空调运行工况条件的制冷系统的蒸发温度一般为 $+5^{\circ}\text{C}$,但对于有些空调系统并不一定都适用,这主要是根据空调要求的供水温度或采用蒸发式表面冷却器时空调器出风口的空气温度来确定。如某空调系统采用水冷式表面冷却器处理空气,进入表面冷却器的水温要求 7°C 时,则制冷系统中蒸发温度应为 2°C 左右。在制冷系统的运行中,一般是通过蒸发器上的压力表读数,根据所使用的制冷剂热力性质来确定其蒸发温度,因此对制冷系统中蒸发温度的调节实质上是对其蒸发压力的调节。

用于空调系统的制冷系统其蒸发温度和蒸发压力与通过蒸发器的冷媒水量(或空气量)、水温及蒸发器的换热面积,压缩机的额定制冷量有关。在这些条件中某一个或全部条件发生变化时,制冷系统的蒸发温度和压力也必然发生相应的变化。因此,改变上述的一个或几个条件使它们相互适应就可以控制和调节制冷系统的蒸发温度。

一般情况下,对于一定的制冷系统,其传热面积和压缩机的额定制冷量是一定的,而室外太阳辐射和空气温度、及室内条件的变化将会使空调房间内的温度发生变化,要使空调房间内温度的相对稳定,则必须使冷冻水的温度与流量与之相适应。当冷冻水的温度变化时,它与制冷剂之间的温差也就随着发生变化,因而蒸发温度也就变化了,制冷系统中的制冷剂循环量也要发生变化。

前面我们已经提到:对于一定的制冷系统,其制冷量随着蒸发温度的变化而变化,当蒸发温度升高时,制冷量增大;当蒸发温度降低时,制冷量将减小。虽然蒸发温度的提高对机组的制冷量有所增加,但蒸发温度并不是可以随意升高的。因为蒸发温度升高后,蒸发压力升高,随之冷凝压力和温度也会升高,制冷剂循环量加大,增加湿

压缩的可能性,运行所消耗功率增加,同时蒸发温度的升高还要受到所能提供的冷水温度的制约。

蒸发温度和蒸发压力的调节是通过调节进入蒸发器中的液体制冷剂量实现的。制冷系统中的节流阀开度过小,就会造成供液量的不足,则蒸发温度和压力下降。同时由于供液量的不足,则蒸发器上部空出部分蒸发空间,该部分空间面积将会成为蒸发气体的加热器,使气体过热,从而使压缩机的吸、排气温度升高。相反,如果节流阀开度过大,则系统供液量过多,蒸发器内充满制冷剂液体,则蒸发压力和温度都升高,压缩机就可能发生湿压缩。

对于空调制冷系统的运行,恰当的调节蒸发温度是保证系统正常运行,满足空调运行所需,经济合理的重要措施之一。

2. 冷凝温度的调节

在制冷系统的运行中,蒸发气化后的制冷剂通过压缩机对其加压升温,再到冷凝器中对其冷却降温即会成为一定压力下的饱和液体,此时的压力称为冷凝压力,相对应的温度称为冷凝温度。冷凝温度的高低主要取决于冷凝面积、冷却水温及冷却水量、冷凝面积的清洁程度。

制冷系统在运行中一般应避免冷凝压力和温度的过高,这是由于过高的冷凝压力和温度不但会降低系统的制冷量,还会过多的消耗电能。一般常采用降低冷凝温度和压力来提高系统的制冷量,降低压缩机的功耗。

在实际运行中,往往采用增加冷却水量或降低冷却水温,或同时增加冷却水量而又降低冷却水温来实现冷凝温度和压力的降低。

虽然降低冷凝温度和压力,对提高系统的制冷量是有利的,但是由于冷却水量的增加而加大了冷却水系统的能量消耗,也并不一定是经济的,因此,选择合理、经济的冷凝温度并进行调节是运行调节人员的责任之一。

在制冷系统中,冷凝温度一般并不是直接用温度计测量出来的,而是通过冷凝器上的压力表读数(在排气阻力较小时,也可用排气压力读数),由制冷剂热力性质表中查出。

3. 制冷压缩机的吸气温度

制冷压缩机的吸气温度一般是从吸气阀前的温度计读出,它稍高于蒸发温度。吸气温度的变化主要与制冷系统中节流阀的开启大小及制冷剂循环量的多少有关,另外吸气管路的过长和保温效果较差也是吸气温度变化的一个因素。

我们知道,制冷剂是在一定压力下蒸发吸收冷媒的热量后而成为蒸气,沿吸气管路而进入压缩机吸气腔的。对压缩机而言,吸入干饱和蒸气(既无过热度,而又无过湿度)是最为有利的,效率最高。但在实际的运行中,为了保证压缩机的安全运行,防止液压缩和增加吸气管路保温层的造价过高,允许吸气温度有一定的过热度。吸气温度的过低说明液态制冷剂在蒸发器中气化不充分,进入压缩机的湿蒸气就有造成液压缩的可能。由以上可知,在制冷系统的运行中,吸气温度的过高和过低都是有害的,必须进行必要的调整。

4. 压缩机的排气温度

低压制冷剂气体进入压缩机被压缩后排出的温度称

为排气温度。排气温度可以从排气管路上的温度计读出。

制冷压缩机的排气温度与系统的吸气温度、冷凝温度、蒸发温度及制冷剂的性质有关。在冷凝温度一定时,蒸发温度愈低,蒸发压力也愈低,制冷压缩比 $\frac{P_k}{P_0}$ 就愈大,则排气温度就愈高;同样,如果蒸发温度控制一定,冷凝温度越高,其压缩比 $\frac{P_k}{P_0}$ 也越大,排气温度也越高;如果蒸发温度与冷凝温度均保持不变,则因使用的制冷剂性质不同,其排气温度也不同。

每一种型号的制冷压缩机,为了保证运行的安全、可靠,都规定了各自的最高排气温度和压缩比,因冷凝温度和排气温度的过高对压缩机的运行都是不利的。一般单级制冷压缩机的排气温度不超过 $130\sim 145^\circ\text{C}$,如无资料可查时,对于单级制冷压缩机的排气温度可按下列式计算(t_0 、 t_k 计算时只取其绝对值):

$$t_p = (t_0 + t_k) \times 2.4^\circ\text{C}。$$

制冷压缩机组在运行中,应根据排气温度的高低进行及时的调节,以满足制冷的需要,同时也保证系统正常、安全、省能运行。

制冷机组在运行中,如果排气温度太高,会给制冷压缩机带来不良的后果,如耗油量增加。当排气温度接近润滑油的闪点温度时,将会使润滑油发生炭化,形成固体状而混入制冷系统中,影响阀片的正常工作,造成压缩机的吸、排气阀关闭不严密,直接影响压缩机的正常工作。同时也会使排气阀片、阀簧、安全压板弹簧等零件在高温状态下疲劳,加速老化,缩短使用寿命。

在制冷压缩机组运行中,如果排气温度过高,则应针对造成排气温度过高的因素,认真分析,采取必要的调节措施。如果是由于蒸发温度过低造成时,则说明系统运行中蒸发压力过低,进入蒸发器的液态制冷剂量过少,此时可使系统中的节流阀开大;如果是由于冷凝水温过低或水量过小时可采取相应的措施进行调节。

5. 液态制冷剂的过冷度

我们知道,在制冷系统的运行中,对进入蒸发器中的液态制冷剂进行过冷可以提高制冷循环的经济性和制冷剂的制冷系数,同时有利于制冷系统的稳定运行。对进入制冷压缩机吸气腔的低压蒸气进行过热,可以防止进入压缩机汽缸中的低压蒸气携带液滴,避免液压缩现象的产生。因此在制冷系统中的制冷压缩机吸气管道上设置一个气液热交换器,又称回热器(如图 20-86 所示)。来自蒸发器的低温低压气态制冷剂进入换热器后与盘管中来自贮液器(或冷凝器)中的液态制冷剂进行热交换,使气态制冷剂温度升高,同时也使制冷剂气体中的部分液滴进一步气化;盘管内的液态制冷剂放出热量,温度降低后进入蒸发器,起到了制冷剂液体的过冷作用。这样对制冷系统的安全、正常运行提供了一个可靠的保证。

由图 20-86 我们可以看出,通过换热器后制冷剂液体的过冷度与进入换热器的低温低压制冷剂气体的温度和蒸气量有直接关系,而经过换热器后进入压缩机吸气腔中气体的过热度取决于通过换热器盘管中液态制冷剂

的温度和液体量有直接关系。因此,在某种程度上减小出换热器的液体制冷剂与气态制冷剂之间的温差就可以同时满足液态的过冷度和气态的过热度的要求。

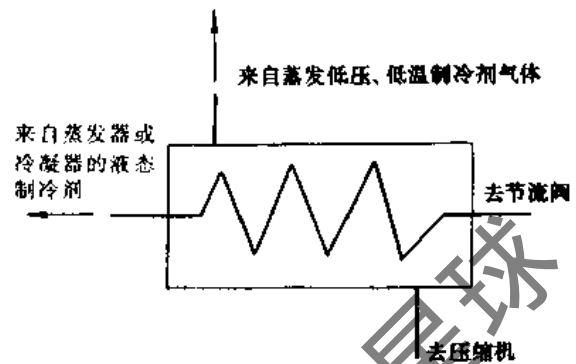


图 20-86 制冷系统中换热器示意图

6. 制冷压缩机产生湿行程时的调整

制冷压缩机在运行中发生湿行程(也称湿压缩),其主要原因是液态制冷剂进入汽缸所造成的。当少量制冷剂液体随制冷剂气体进入汽缸时,由于汽缸壁的温度使进入汽缸的这部分制冷剂液体吸收汽缸壁的热量而蒸发使汽缸壁温度急剧下降而结露或结霜,如果大量制冷剂的液体进入汽缸就要发生严重的“液击”事故。此时,如果不及时进行调整,将会导致压缩机毁坏。

制冷压缩机正常运行时发出轻而均匀的声音,如果发生湿行程时,制冷压缩机的声音将会变得沉重且不均匀。

如果制冷压缩机在运行中发生了湿行程,则应立即关闭制冷系统中的供液阀,关小压缩机的吸气阀。如果此时湿行程现象不能消除,可关闭压缩机的吸气阀,待压缩机排气温度上升,可再打开压缩机吸气阀,但必须注意运转声音与排气温度。

如果在回气管中已有液体制冷剂时,可使制冷压缩机采用间歇运行的办法来处理,同时注意吸气阀的开度大小,以避免“液击”的发生,使回气管道中的制冷剂液体不断气化,以至最后完全排除。当排气温度上升达 70°C 以上后,再缓慢地、时开时停的打开压缩机吸气阀,恢复压缩机的正常运行。

在处理湿行程的过程中,应时刻注意压缩机的油压和油温的降低,如果油温明显下降,则润滑油的粘度变大,润滑条件恶化,此时必须采取有效措施以避免压缩机机件的严重磨损。一般采用加大曲轴箱中油冷却器内水的流量和温度,使进入曲轴箱的液态制冷剂迅速气化,同时还可以提高曲轴箱内油的温度,防止油冷却器管组的冻裂。

发生湿行程的主要原因是制冷系统中节流阀的开度过大所致。当节流阀开度过大时,进入蒸发器内的液态制冷剂过多,而冷凝水又不能完全将其气化,因而有一部分来不及气化而进入压缩机的吸气腔。尤其对于自动控制的制冷系统,在系统启动运行的过程较容易发生湿行程现象。如某单位有一套活塞式制冷压缩冷水机组,其原理如图 20-87,在系统启动过程中往往在很短时间内即发生湿行程现象,现分析其原因如下,供参考。

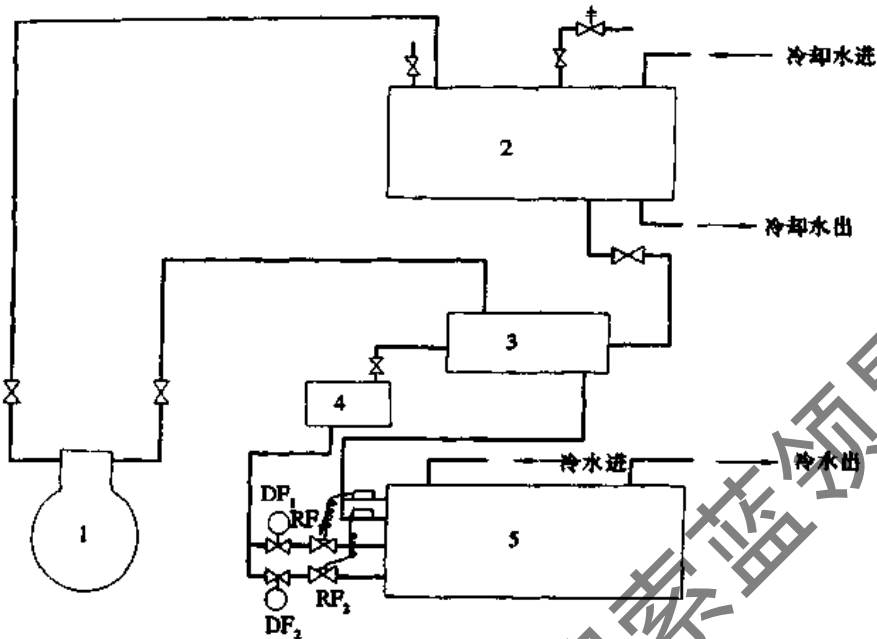


图 20-87 制冷系统原理图

1-8FS10 制冷压缩机;2-冷凝器;3-回气换热器;4-干燥过滤器;5-蒸发器;DF₁、DF₂-常闭电磁阀;RF₁、RF₂-热力膨胀阀

我们知道,系统在启动过程中,首先启动冷水系统和冷却水系统,待它们正常启动压缩机并调整进入运行状态。在压缩机启动时常闭电磁阀 DF₁、DF₂ 同时开启,由于此时蒸发器出口水温最高,因而膨胀阀 RF₁、RF₂ 处于最大开度。如果系统在启动时吸气阀处于全开状态,则大量制冷剂液体将进入蒸发器内。过多的液态制冷剂在蒸发器中不能得到充分的气化而使一部分液态制冷剂随着制冷剂蒸气迅速进入压缩机内,从而使压缩机吸气阀、吸入口、曲轴箱产生大量结霜,油压迅速下降。如果在系统启动过程中,在各部运行正常后,缓慢的调整供液阀的供液量,在吸气压力、排气压力、油压力正常后再投入自动调节,或采用调节压缩机吸气阀的方式便可消除湿冲程现象。根据多年运行经验,如果在于干燥过滤器 4 与电磁阀 DF₁、DF₂ 之间安装一手动调节阀,且启动过程采用手动调节方式,在各部正常后再投入自动方式更为有利。

20.9.2 螺杆式压缩制冷系统的运行调整

螺杆式压缩制冷系统在运行中,随着外部条件(如空调系统在运行中所需冷量的增大或减少,冷却水温度和压力的改变等)的变化,都将引起制冷系统运行中有关参数的变化,如蒸发压力的升高或降低,冷凝压力的变化,油压、油温的波动等。要保证制冷系统安全、可靠的运行,同时满足空调系统运行调节的需要,就必须根据系统运行中有关运行参数的变化,对系统进行必要的调整(这里主要指手动调整方式)。

1. 系统运行参数的调整

系统运行中蒸发压力、蒸发温度、冷凝压力、冷凝温度、吸气压力及吸气温度的调整可参阅第 20.9.1 中有关内容。

2. 机组在运行中油压和油温的调整

螺杆式压缩制冷机组在运行中,保证润滑油压和油温的正常,也是系统安全、可靠运行的重要保障,否则,制冷机组将无法运行或造成设备故障或损坏。因此,运行中对润滑油压和油温的调整是十分重要的。

(1) 螺杆式压缩制冷机组运行中油压的调整。螺杆式压缩制冷系统运行中油压的调整是通过调整油压调节阀开度的大小来实现的。当机组运行中油压偏低时,可顺时针转动阀杆,油压偏高时,可逆时针转动阀杆。

油压调节阀在系统运行中,不但可以调节润滑油的压力,以保证油压高于排气压力 0.15~0.3MPa,使机组的有关部位得到良好的润滑,保证机组的正常运转,同时,还可以起到油泵安全阀的作用,以使过量的润滑油回到油冷却器中。

油压调节阀的结构如图 20-88 所示。其阀体为一筒形零件,来自油泵的高压油由端部的进油口进入,由侧面的出油口流出,阀头被一弹簧压在阀口上,弹簧变形的大小决定了调节后油压的大小。当阀杆顺时针转动时,使弹簧受到压缩,油压上升,如果阀杆逆时针转动时,使弹簧变形减小,阀头在油压力的作用下向右移动,油压降低。

如果机组在运行中,油压偏低,同时调整油压调节阀无效时,为保证设备的安全,则必须停机,对油路系统进

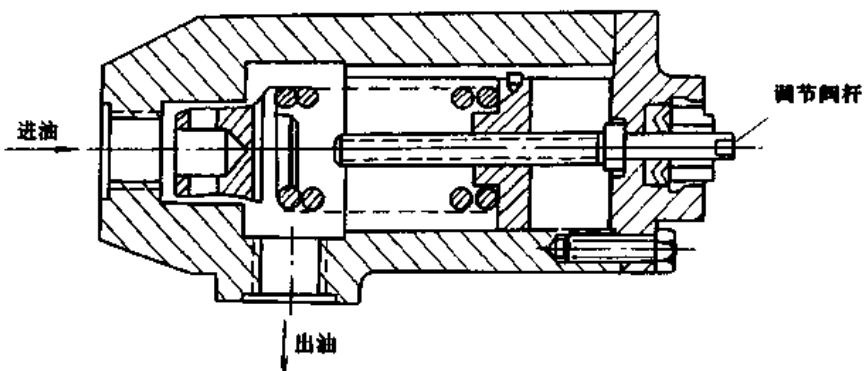


图 20-88 油压调节阀

行检查处理。

(2) 油温的调整。螺杆式制冷压缩机组在运行中，规定了油温不得低于 30°C ，也不得高于 60°C 。其油温的调整是由油分离器中的电加热器和油冷却器来实现的。

如果油温偏低，可开启油分离器中的电加热器对其加热升温；如果油温过高，可加大进入油冷却器内的冷却水量或降低冷却水温度，或既加大冷却水量又降低冷却水温。

3. 机组制冷量的调整

螺杆式制冷压缩机组制冷量的调节是通过安装在制冷压缩机内的一滑阀控制装置来实现的。滑阀装置是由装在压缩机内的滑阀、油缸、油活塞、能量指示器及油管路、手动四通阀组成（或电磁四通阀），实现自动调节。滑阀的位置受油活塞位置控制。手动四通阀有增载、停止

和减载三个手柄位置。

(1) 机组制冷量的手动调节方法及工作原理。螺杆式制冷压缩机组制冷量调节原理见图 20-89。

1) 对于未装电磁四通阀或装有电磁四通阀但不工作状态的机组，当油压处于正常状态时，可将手动四通阀的手柄置于增载位置，此时，高压的冷冻机油将从四通阀进油接头处进入，经内油道从四通阀增载接头处流出进入油活塞的后腔，油活塞前腔及减载接头，减载管与四通阀减载接头相通，并通过四通阀内油道与四通阀回油管接头，回油管与吸气端座上的回油管接头相通，这样油活塞后腔油压大于前腔油压力，在前、后腔油压差的作用下，油活塞向前腔移动，通过滑阀导管带动滑阀后移，直至满载位置，此时能量指针指示 100%，工作腔的有效

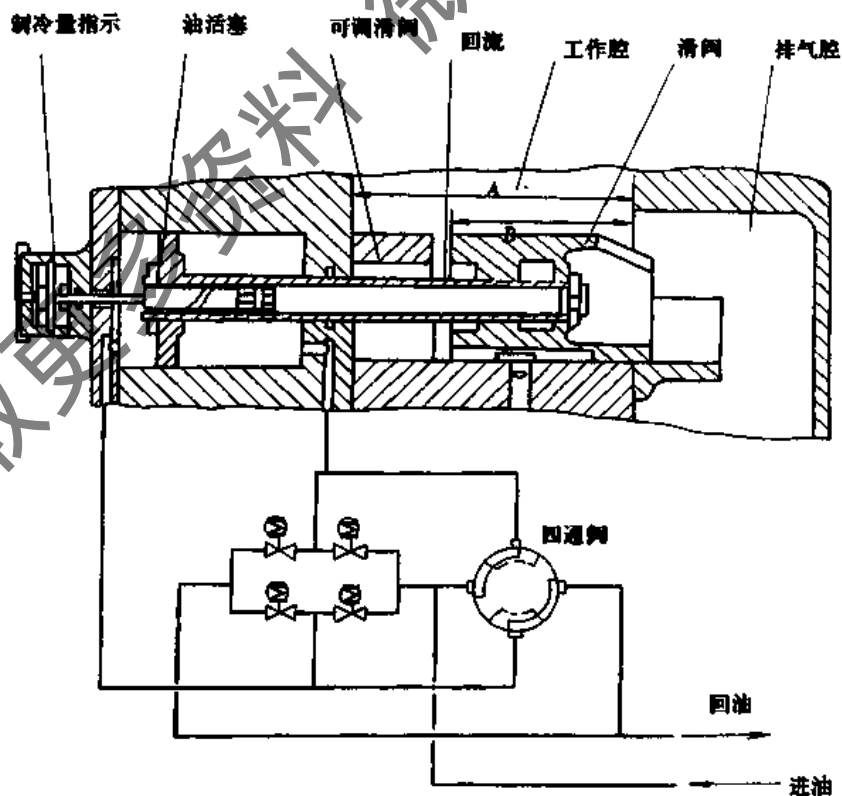


图 20-89 能量调节原理图

长度最大。

2) 如果在增载过程中,根据需要将手动四通阀旋向中位定位位置,油活塞在前后腔压力相同,滑阀位置相应确定,从而实现能量的无级调节。

3) 如果将手动四通阀旋向减载位置,则其工作原理与1)相反,油活塞在前后腔油压差的作用下后移,使滑阀向排气口移动,直至油活塞与油腔贴合,此时工作腔的有效长度最短,相应的压缩机的能量为最小,为全负荷的15%,而指示针在表板上的指示为“0”位。

4) 在减载过程中,亦可如2)所述实现能量的无级调节。

(2) 电磁四通阀的调节方法及原理。

1) 使电磁四通阀处于定位位置。

2) 在四通阀为增载位置时,电磁阀组中甲开启,乙关闭,来自油泵的高压润滑油通过电磁阀甲₁,进入油缸的右部,此时油活塞则在其前后压力差的作用下,使滑阀向左移动,靠紧可调滑阀,此时,压缩机为全负荷运行,工作腔的有效长度为最大,而油缸左部的润滑油则通过电磁阀甲₂流向压缩机的吸入腔。

3) 在四通阀为减载位置时,电磁阀组乙开启,甲关闭,其油路与2)相反,来自油泵的高压油通过电磁阀乙₂进入油缸的左部,此时油活塞则在前后压力差的作用上,带动滑阀向右移动,工作腔的气体则从滑阀与固定端之间的位置回流到吸入端,工作腔有效长度为B,压缩机则在部分负荷下运转。滑阀继续向右移动直到右止点,则B为最小值,此时机组的负荷量为最小,约为全负荷的15%。

因此,采用滑阀调节可使机组的制冷量在15%~100%之间无级调节。滑阀所在的位置可通过制冷量指示器上的指针或仪表箱上的制冷量指示仪表指示出来。当制冷量逐渐减少时,电动机的功率消耗也相应减少。但须注意,机组上能量指示百分比只代表滑阀的位置及制冷量大小的变化,而不等于制冷量的百分比。

4. 压缩机的内容积比调节

螺杆式制冷压缩机属于容积式压缩机,具有内压缩性,有一定的内压力比,而制冷机的工作范围较宽,其工

作压力比(冷凝压力/蒸发压力)随运行工况而定,因此,螺杆式制冷压缩机的内压力比也随之变化,使螺杆式制冷压缩机的内压力比接近或等于外压力比。此时机组的运转效率最高,否则,机组的运转将会形成等容压缩或等容膨胀过程,使压缩机运转而消耗的功率增加。当内压力比与外压力比之差愈大,多消耗的功率也愈大。因此,为使机组能长期经济运转,则必须对机组的内容积比进行调节。使内压力比接近或等于外压力比。

内容积比调节机构主要由锁紧螺母,调节丝杆,导向块,可调滑阀等组成,其结构见图20-90所示。

图20-90中A为滑阀排气口的大小,它的大小决定了机组的内容积比(图20-90中为排气口最大,即内容积比最小位置)。当调节丝杆逆时针旋转时,可调滑阀则向右移动,排气口A逐渐减小,当导向块和机体平面B贴合时,排气口A为最小值,此时内容积比为最大。随着滑阀的左右移动,油活塞的行程C也随着改变,因而能量指示装置指针所指示位置也随之改变,从而可以指示出机组内压力比的大小。

内容积比调节方法如下:

(1) 根据机组运行的工况计算外压力比。

$$\text{外压力比} = \frac{\text{冷凝压力}}{\text{蒸发压力}} = \frac{\text{排气压力} + 0.1}{\text{吸气压力} + 0.1}$$

压力单位为MPa。

(2) 开动油泵,将四通阀调至增载位置,使滑阀左移贴紧可调滑阀,此时可检查能量指示装置指针所指示压力比数值是否等于外压力比,如内压力比与外压力比不相等,则应进行调节。

(3) 将四通阀调至减载位置,使滑阀离开可调滑阀,当能量指针指向所需调定压力比时,可将四通阀旋向定位位置,然后卸下调节丝杆的密封帽,缓慢旋转调节丝杆,顺时针旋转时压力比减小,逆时针旋转时压力比增加,直至与可调滑阀相贴合。调节结束后,可将滑阀减载一部分后再次增载,使滑阀贴紧可调滑阀,此时检查能量指针指示数值与外压力比是否相等,如内外压力比不等,可再重复调节,直至相等为止。在可能时,最好停车进行调节。

(4) 装上密封帽,内容积比调节结束,之后可再按正常程序开车。

20.9.3 离心式制冷机组的运行调节

空调用离心制冷机组的运行调节,是由于空调系统中热负荷的变化而调节机组上有关特性参数与之相适应的过程,也就是说空调用离心制冷机组的调节实质上是负荷的调节、制冷量的调节。空调热负荷的变化,在空调用离心制冷机组上的反映和控制,就是机组的调节任务,也就是机组的变工况运行。

空调用离心制冷机组的综合调节特性与其组成的离心制冷压缩机、蒸发器、冷凝器的调节特性密切相关,而这三大设备的调节特性之间又是相互制约、相互影响的。同时在空调用离心式制冷机组的运行过程中,影响其综合调节特性的工况条件、因素也是错综复杂的。了解空调用离心制冷机组的综合调节特性,以制定比较经济的

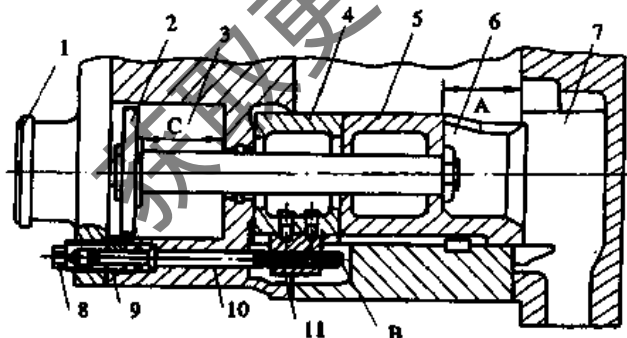


图 20-90 内容积比调节示意图

1-能量指示装置;2-油活塞;3-油缸;4-固定端(可调滑阀);5-滑阀;6-排气口;7-排气腔内容积比调节组件;8-密封帽;

9-锁紧螺母;10-调节丝杆;11-导向块

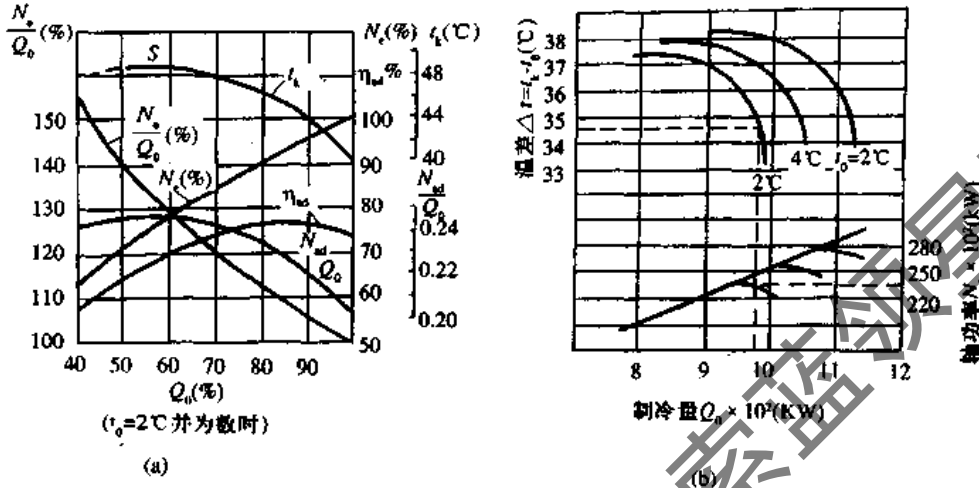
运行方案。

1. 空调用离心制冷机的特性与调节

(1) 离心制冷压缩机的特性。空调用离心式制冷压缩机的调节特性及其表达方式特性曲线,反映了离心式制冷压缩机在运行过程中各个具有代表性的特征参数之间的相互关系。因而可以利用其分析离心式制冷机在各

工况条件下运行的特性、调节范围及经济性。空调用离心制冷压缩机特性曲线的前提条件是:蒸发器出水温度、冷水循环量、蒸发温度为常数。

空调用离心式制冷压缩机性能曲线如图 20-91 所示。特性曲线上的每一个点都表示制冷压缩机的一种运行工况。



图中特性参数符号含义:

- Q_0 ——制冷量;
- N_e ——压缩机轴功率;
- η_{ad} ——压缩机的等熵效率;
- N_{ad} ——压缩机等熵功率;
- t_k ——冷凝温度;
- $\frac{N_e}{Q_0} = \frac{1}{K}$ ——制冷系数(单位轴功率产生的制冷量)的倒数;
- $\frac{N_{ad}}{Q_0}$ ——每单位千瓦制冷量的比等熵功率。

图 20-91 离心式制冷压缩机的特性曲线

(2) 离心式制冷压缩机的运行调节。离心式制冷压缩机常用的调节方法为:进口节流调节、进口导叶调节、转速调节三种方式。

1) 离心式制冷压缩机的进口节流调节。这种调节方法是在离心式制冷压缩机的进气管路上安装节流阀,改变节流阀的开度,就可以改变压缩机运行的特性曲线和机组的运行工况,适应空调负荷的变化。

来自蒸发器的制冷剂气体经过一定开度的节流阀时,由于节流阀的节流作用,流速增加、压力下降、气温稍降。因而节流作用改变了压缩机的进气压力,相应改变了离心式制冷压缩机的排气压力和特性曲线。如图 20-92 所示。图中 0、1、2、3 为压缩机不同节流阀开度时的特性曲线, t_{kc} 为冷凝器的特性曲线(即压缩机排气管路阻力特性曲线)。它们的交点 a_0, a_1, a_2, a_3 为进口节流阀不同开度下离心式制冷压缩机—冷凝器联合运行时的工况点。当冷凝器特性曲线 t_{kc} 一定时,离心式制冷压缩机进口节流的出口温度、压力可调节范围在 a_0 与 a_3 之间沿曲线 t_{kc} 上各工况点。同样,其进口参数可调节范围在 a'_0 与 a'_3 之间沿蒸发器特性曲线 t'_0 上各工况点。

这种进口节流调节方法一般用于离心式制冷压缩所

配电动机转速无法改变的小制冷量的机组上,方法简单、操作方便。

2) 离心式制冷压缩机的转速调节。离心式制冷压缩机的转速调节是一种经济的调节方法,它可以避免其

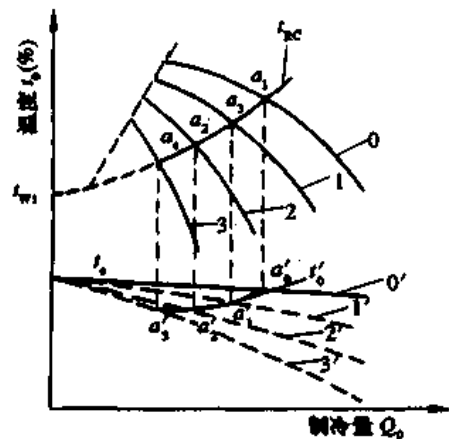


图 20-92 离心式制冷压缩机进口节流特性曲线

他任何调节方法所带来的附加损失。在采用转速调节时,随着压缩机转速的下降,其对应压力下的压缩机喘振流量点向小流量方向逐渐移动。如果转速增加,效果则相反。据有关资料介绍,当压缩机工作转速 n 下降 30% 时,喘振点左移 30%,制冷量下降 70%,轴功率下降约 60%。图 20-93 表示转速调节时,离心式制冷压缩机的特性变化曲线。图中 n_1, n_2, \dots, n_6 代表不同转速 ($n_1 > n_2 > \dots > n_6$) 下制冷压缩机的不同特性曲线。冷凝器特性曲线 t_{kc} 与不同转速下特性曲线交点即为离心式制冷压缩机的运行状态点(下方一条向右递降斜线代表蒸发温度 t_0 随机组制冷量 Q_0 变化的趋势)。

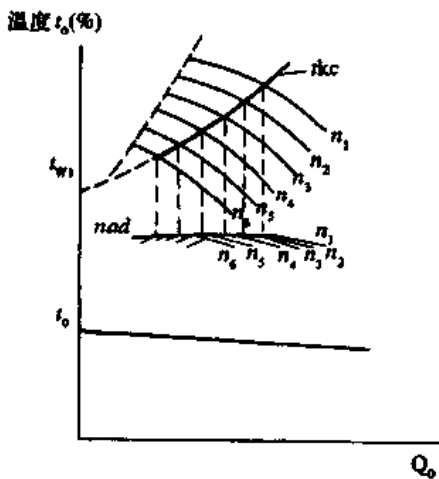


图 20-93 离心式制冷压缩机转速调节特性曲线

空调用离心式制冷机组,在采用等制冷量调节时(即蒸发温度 t_0 一定),一般是改变冷凝器冷却水的进水温度来调节的。这主要是由于进入冷凝器的冷却水温随室外气候的变化而变化,故冷凝器的特性曲线也将随之发生变化。因此在冷凝温度 t_k 变化时,为保持制冷机组的制冷量一定和不变的蒸发温度 t_0 ,则必须改变压缩机的转速与之相适应,以达到在任何气候条件下的等制冷量调节的目的。同时从运行节能角度来看,离心式制冷压缩机所消耗的内功率与其转速的三次方成正比关系。即

$$N_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot N_1 \quad (\text{kW})$$

式中 N_1, n_1 ——为制冷压缩机在调速前运行中所消耗的功率和转速;

N_2, n_2 ——为制冷压缩机在调速后运行中所消耗的功率和转速。

当转速降低后,制冷压缩机在运行中所消耗的内功比原来减少的量是可观的。

3) 制冷压缩机的进口导叶调节。目前,空调用离心式制冷压缩机基本上都是采用这种调节方法来进行系统的能量调节的。这是由于离心式制冷压缩机采用轴向或径向进口导叶调节方法简单、调节工况范围较宽,仅在导叶角度接近全闭时类似于进口节流情况外,其余角度调节的经济性均优于进口节流调节方法。

空调用离心式制冷压缩机上的进口导叶开度在

70% (100% 时对 90% 全开) 以上时,制冷量的增加并不显著(见图 20-94)

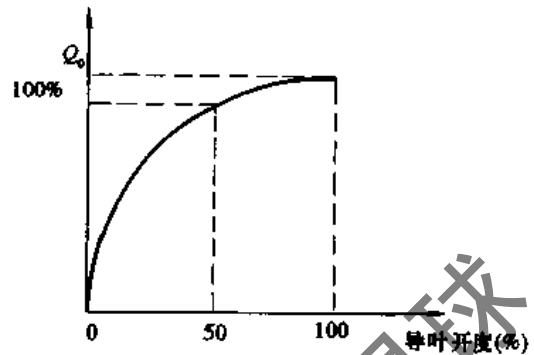


图 20-94 进口导叶开度与制冷量的变化关系

在离心式压缩机运行时采用进口导叶调节制冷负荷时应注意以下几点:

① 对于空调用离心式制冷压缩机,进口导叶开度在 70% 时,压缩机效率最高,但开度在 70% ~ 100% 时,负荷制冷量调节性较差,约为 3.6%。当开度小于 30% 时,随着导叶开度的减小,进口导叶的节流作用增加,气流的冲击损失增加,效率急剧下降。因此应尽量避免导叶开度在 30% 以下运行。

② 在采用手动方式调节进口导叶开度,必须缓慢均匀。一般每次加大角度以 $5^\circ \sim 10^\circ$ 为宜,切忌猛开和猛闭。这是因为水温的变化需要有一段缓慢上升或缓慢下降的过程才能稳定。而且这个过程比手动调节导叶的关闭速度要慢得多。例如:因减少制冷量而关小进口导叶角度时,如果关小导叶的幅度和速度过大,压缩机吸入的气体流量突然减小,但此时冷水的出水温度较低,因而压缩机将在小流量、高压比区运行,容易发生喘振。同样,如果需增大制冷量而开大导叶角度时,开大导叶的幅度和速度过大时,压缩机的吸入气体量即会突然增大,但此时水温高,因而造成压缩机在大流量、低压比区运行,容易发生堵塞现象(堵塞的状态与喘振相似),故影响机组的正常运行。

(3) 离心式制冷压缩机的喘振与防喘振调节。

喘振是离心式制冷压缩机固有的一种气动现象。每台离心式制冷压缩机都存在一个最小流量工况点,与喘振点对应的流量称为压缩机的喘振流量。

离心式制冷机组在运行中发生喘振时,压缩机内的气流大约每秒发生一次脉动。小制冷量机组的脉动频率比大型机组高,但振幅小些(反之则频率低,振幅大)。机组发生喘振时,随着刺耳的噪声,压缩机将产生剧烈的振动并且轴承温度急剧上升(尤其是压缩机转子上的推力轴承)。同时由于压缩机气出口产生反复倒灌、吐出、来回撞击,使主电动机交替出现空载和满载,主电动机运行电流表指针和压缩机出口压力计(如 U 型水银压力计)的水银面产生大幅度无规律的强烈摆动和跳动。压缩机的转子在机内轴向发生来回窜动,并伴有金属的摩擦和撞击声。

离心式制冷压缩机在运行中产生喘振的原因,主要是由于压缩机叶轮内气流量减少,其运行工况点将向

高压压缩比方向移动,进入压缩机的制冷剂气流方向发生变化,从而使气流在叶轮入口处产生较大的正冲角,因而叶轮上叶片的非工作面产生严重的气流“脱离”现象,气动损失增大,在叶轮的出口处产生负压区,这样就使冷凝器或蜗壳内原有正压气流沿压降方向倒灌,这股倒灌的气流退回叶轮内,又使叶轮内的混合流量增大,叶轮又可以正常工作。如果此时的运转仍未脱离喘振点(区),又反复出现气流的负压区和“倒灌”,气流这种周期性的往返脉动,正是压缩机出现喘振的根本原因。压缩机的运行工况进入喘振并不是突然发生的,喘振的程度随着工况运行点向小流量方向深入到喘振区内越来越加剧。由于压缩机的喘振现象破坏性较大,因此运行中应力求避

免此现象的产生,一旦产生则应采取紧急措施迅速排除。

空调用离心式制冷压缩机的防喘振调节一般有两种方法。一种方法是将冷凝器顶部与蒸发器顶部(或压缩机进气管段)联接成旁通回路,且在回路上设置旁通调节阀(如图 20-95 所示)。此种方式防喘振的工作原理是:使压缩机的部分排气不参加制冷循环而直接回到压缩机入口,补充可能出现的最小喘振流量,使压缩机的运行点脱离喘振区。如果制冷量越小,进入压缩机喘振区越远,这时,进行防喘振调节的旁通回路中的调节阀开度应越大,反之则应开度越小。另一种方法是:对制冷压缩机的进口导叶开度限位,即设置防止制冷压缩机运行时产生喘振的进口导叶最低位置。

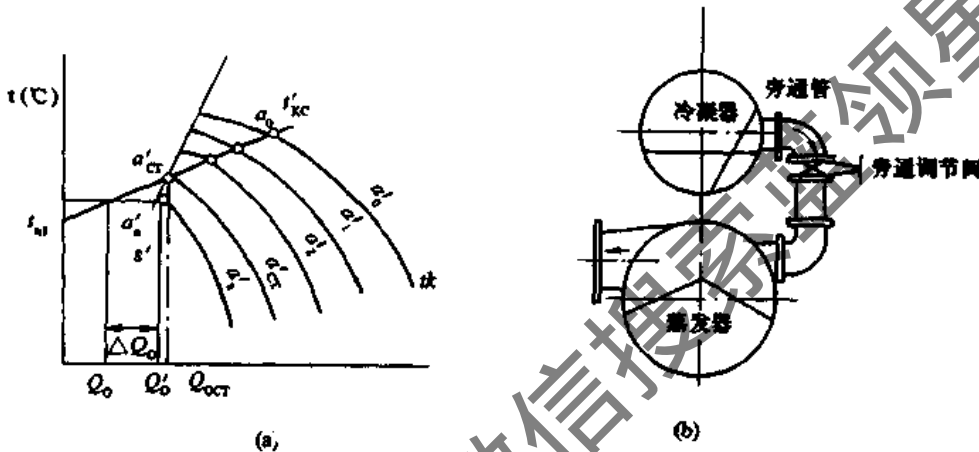


图 20-95 离心式制冷压缩机的防喘振调节
(a) 防喘振调节特性; (b) 防喘振旁路示意

制冷压缩机的堵塞是指其工作流量达到最大值,即达到了叶轮流道喉部所能允许通过的最大流量数值,也就是压缩机流道中某个最小截面处的气流速度达到了音速。叶轮对气体所做的功被全部用来克服流动损失,而气体的压力并未升高(压缩比为无限小),机组就会在大制冷量运行区域出现与喘振类似的堵塞现象,对应于堵塞时的流量,为机组的极限流量。

2. 冷凝器的特性与调节

冷凝器特性曲线如图 20-96 所示。该特性曲线上的每一点的纵坐标值即为冷凝温度 t_k 值,横坐标值即为制冷量 Q_0 值。虚线 B 为设计工况下(对应于一定的冷却

水温度 t'_{w1})的 t_k-Q_0 关系曲线。如果冷却水进水温度由 t'_{w1} 上升到 t_{w1} 时,这时如冷却水的水量 G_w 不变,即曲线斜率不变,则得到由温度纵坐标上 t_{w1} 点起始与虚线 B' 平行的另一条斜线 B。如冷却水量 G_w 减少时,直线斜率增大, t_k 值也增大,得到图中斜线 A; 如 G_w 增大时,斜率减少, t_k 也减少,则 t_k-Q_0 特性曲线将趋于平坦(相对于横坐标); 如 $G_w \rightarrow \infty$ 时,就得到上图中与横坐标轴平行的直线 C,可以看出,这时冷凝器特性曲线 C 的斜率等于 0,此时 $t_k-t_w=0$ 。

冷凝器的调节 冷凝器的调节就是改变冷凝器曲线的位置,为适应机组各种运行工况的需要,实际上也就是对冷却水量 G_w 、冷却水进水温度 t_{w1} 的调节。图 20-96 中的曲线 b' 、 b'' 、 b''' 为换算为 t_k-Q_0 坐标的离心式制冷压缩机特性曲线,它们是调节冷凝器的冷却水量 G_w 而得来的。如曲线 b' ,当减少冷凝器的冷却水量 G_w 时,冷却水带走的热量减少,压缩机排至冷凝器内的制冷剂气体被冷凝的量减少,由于冷凝器的容积空间一定,此时冷凝压力 P_k 相应提高,对应的冷凝温度 t_k 也增高。相反,如增加冷凝器的冷却水量 G_w ,相应的 $P_k(t_k)$ 下降。因而改变了冷凝压力 P_k (冷凝温度 t_k)就改变了压缩机的排气压力,改变了压缩机的压缩比,也就改变了压缩机的进口容积流量,对应的制冷量 Q_0 也就得到了相应的改变。恰是冷凝曲线 A、B、C 与压缩机的特性曲线 b' 相交

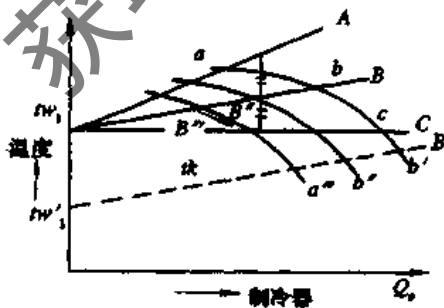


图 20-96 冷凝温度 t_k 与制冷量 Q_0 的变化关系

的三个(或更多)交点 a, b, c 连接而成。这三个交点即为冷凝器与压缩机联合运行的三个工况点(此时蒸发温度 t_0 、蒸发器冷水出水温度 t_2 和冷水量 G_c 为常数,而是冷水进水温度 t_{s1} 在变化,以适应制冷量 Q_0 的变化)。

如果固定冷却水量 G_w (如斜线 B), 改变压缩机进口导叶开度, 则压缩机特性曲线为 $b', b'', b''' \dots$ 与冷凝器的特性线 B 相交于 $B', B'' \dots$ 等点。此 $B', B'' \dots$ 工况点即为机组在不同进口导叶开度或不同转速下, 而冷却水量 G_w 不变时的运行点。 $B', B'' \dots$ 等运行点在横坐标轴上对应着不同的制冷量 Q_0 , 因而也就达到了调节空调用离心式制冷机组制冷量的目的。

总之, 对冷凝器的调节方法为: 改变冷却水量 G_w 或冷却水进水温度 t_{w1} 或两者同时改变即可达到调节制冷量的目的。

3. 蒸发器的特性与调节

由于蒸发温度 t_0 与制冷量成线性关系, 在特性曲线图上为一条通过温度纵坐标轴上 t_{s1} 点与横坐标轴成一定斜度而渐降(由于 $t_0 < t_{s1}$) 的直线, 即蒸发器的 t_0-Q_0 特性曲线(见图 20-97)。冷水进水温度 t_{s1} 确定了蒸发器特性曲线在纵轴上的起点, 冷水水量 G_c 确定了该直线的斜率。

蒸发器的调节就是改变蒸发器特性曲线的相对位置, 以适应机组各种运行工况的需要, 实际上也是对冷水量 G_c 、冷水进水温度 t_{s1} 的调节。

图 20-97 中曲线 A 是一条压缩机在某一转速(或某一导叶开度), 冷凝温度 t_k 不变而改变蒸发温度 t_0 (t_2) 时的压缩机特性曲线。

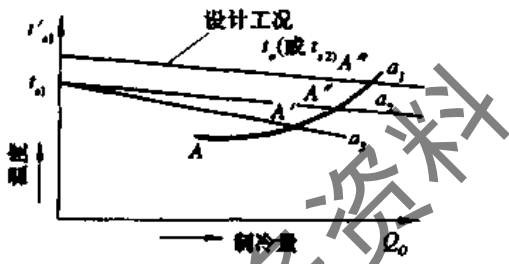


图 20-97 蒸发温度 t_0 与制冷量 Q_0 的变化关系

在空调用离心制冷机组的运行中, 一般采用系统蒸发温度 t_0 (蒸发器出水温度 t_2) 保持不变而改变进入蒸发器内的水温 t_{s1} 来适应负荷变化的调节方法。

4. 离心式制冷压缩机、蒸发器、冷凝器的联合特性与调节

离心式制冷压缩机、蒸发器、冷凝器的联合特性如图 20-98 所示。图中 n_1, n_2 为不同转速(或不同的进口导叶开度)下的离心式制冷压缩机特性曲线, B 点为冷凝器特性曲线 t_k 与 n_1 转速特性曲线的交点。这时对应的制冷量为 Q'_0 , 对应蒸发器特性曲线上为 A 点, 该冷水进水温度为 t_{s1} , 冷水量为 G_c 。当压缩机转速由 n_1 降为 n_2 时, 压缩机的工作运行点由 B 移至 B' 点, 对应的制冷量为 Q''_0 。此时, 为了保持冷水出水温度 t_2 (或蒸发温度 t_0) 不变, 由蒸发器的特性曲线上 A 点做一条平行于横坐标轴的水平线与 B' 点的垂线相交于 A' 点, 因此 A, A'

两点的 t_0 (或 t_2) 相同, 即保持不变。这时冷水进水温度由 t_{s1} 降为 t'_{s1} 。如果需要增大制冷量时, 则压缩机转速(或进口导叶开度)增大, 冷水进水温度增高。同样, 冷凝器特性曲线 t_k 也可以根据不同的冷却水量 G_w 或不同的冷却水进水温度 t_{w1} 进行调节。蒸发器特性曲线也可以根据不同的冷水量 G_c 来进行特性调节。

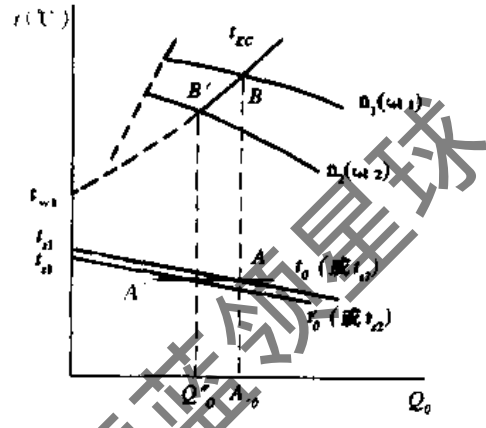


图 20-98 离心式制冷压缩机与蒸发器、冷凝器的联合特性曲线

在对空调用离心制冷压缩机进行运行调节时, 必须注意压缩机、蒸发器、冷凝器三大部件之间的工况运行协调。如用进口导叶调节的离心式压缩机的特性与冷凝器特性之间如果匹配不当, 即冷凝器特性曲线过陡, 压缩机喘振线又过于平坦时, 可能会出现两个喘振点(如图 20-99)。如图中冷凝器原特性曲线为 OA , 当 OA 变至 OA' 时, 与压缩机的喘振线 $S'-S'-S$ 相交于 M, N 两点, 此两点即为进口导叶调节特性中的两个喘振点, 其对应的喘振流量(制冷量)为 Q'_0 和 Q''_0 , 而在 M 与 N 两点间为机组的稳定工作区。这样就极大地限制了机组的调节范围, 有时甚至机组无法稳定工作。出现上述情况的原因一是设备结构上的欠缺(这一点在压缩机设计时已有所改进); 二是操作运行因素。离心式制冷压缩机在运行中如果浮球节流装置产生堵卡现象, 因而破坏了节流装置自动调节制冷剂液位与浮球阀开度之间的比例关系, 造成冷凝器特性 OA (相当于压缩机排气阻力增大) 移

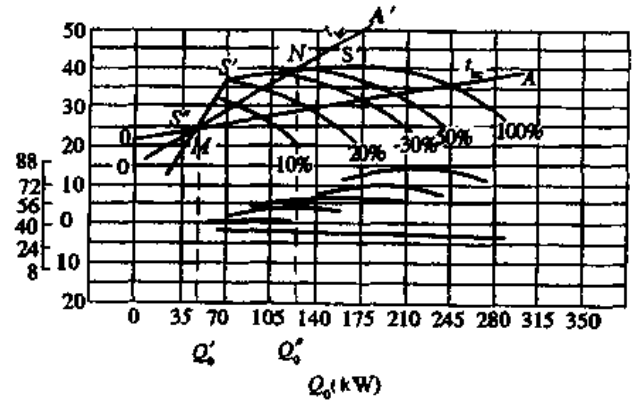


图 20-99 压缩机进口导叶调节的喘振界限

至 O'A' 位置。这种现象的排除,采用一般冷凝器特性调节方式,如加大冷却水量 G_w 或降低冷却水进水温度 t_{w1} 均不能奏效,主要的问题是确保浮球阀的正常工作。

空调用离心式制冷压缩机组的负荷调节是制冷运行中的一个比较复杂而又重要的环节。由于在机组的实际运行操作中,影响压缩机、蒸发器、冷凝器联合运行的因素很多。在了解它们各自的调节特性基础上,注意运行参数之间的协调关系和有关规定的整定值,并根据运行条件和各自特点,灵活的采用运行方式,确保安全、稳定地运行和适应各种调节工况的需要是一个运行操作者义不容辞的责任。

综上所述,对于空调用离心式制冷压缩机组的负荷调节,在运行中采用如下方法:

改变制冷压缩机的转速;改变压缩机进口导叶的开启角度;改变冷水量;改变冷却水量;监视补充或排放制冷剂保持正确液面;改变冷却水进水和冷水进水温度。

20.10 制冷系统运行中常见故障和突发性故障的处理

空调用制冷系统在运行中要满足空调系统中调温、调湿的需要,充分发挥其在空调运行中提供充足冷量的作用,就必须保证制冷系统的正常运行。而设备的完好,正确操作运行,及时发现和排除制冷系统在运行中所发生的各种故障,则是尤其重要的。要做到这些,运行人员必须能迅速判断出制冷系统是正常运行状态,还是处于故障运行状态。同时在运行中发生故障时始终保持清醒的头脑,判断故障发生的原因,沉着地采取必要的措施以排除故障,使之尽快恢复正常运行,以满足空调运行的需要。

20.10.1 活塞式压缩制冷系统运行中常见故障及突发性故障的处理

活塞式制冷压缩机一般都在其操作面的仪表盘上安装有吸气压力表、排气压力表和油压力表,在曲轴的外端部油泵入口处安有油温度计(如 8FS12.5 制冷压缩机),因此,压缩机在运行中是否处于正常状态,从三块压力表和一个温度计的示值情况便可判断出来。因为三块压力表不仅反映了制冷压缩机吸气、排气和油压力状况,而且也基本上反映出系统运行中的蒸发压力、冷凝压力和设备的润滑情况。如果制冷系统在运行中发生故障,一般会导致系统制冷量的下降,甚至发生设备事故和人身事故。因此,制冷系统在运行中,运行管理人员根据系统中各部所反映出来的表面现象,正确的分析和判断故障发生的部位和原因,及时地采取必要的措施进行调整和处

理,则是至关重要的。

对制冷系统运行状况的检查,除了使用必要的检测仪器仪表外,运行管理人员同样应做到一看(即看系统中有关部位的压力、温度、电流、油面、液面、结露、结霜等情况及各参数的变化趋势);二听(即听各运转设备以及制冷剂、冷却水及冷媒水流动的声音);三闻(即闻制冷剂是否有泄漏(氨系统),各运转部件处是否有糊味);四摸(即摸设备、管路有关部位,以检查其温度状况和变化趋势)。

活塞式制冷压缩系统在投入正常运行后,应由以下各项反映出来:

(1) 系统启动后,汽缸中无杂音,只能听到吸、排气阀片的正常起落声。

(2) 进入冷凝器的水温、水压应符合规定。

(3) 油压表上示值比吸气压力表示值高约 $0.15 \sim 0.3 \text{ MPa}$ ($1.5 \text{ kgf/cm}^2 \sim 3.0 \text{ kgf/cm}^2$)。

(4) 氨制冷系统吸气温度比蒸发温度高 $5.0 \sim 10.0^\circ\text{C}$,氟利昂制冷系统最高不超过 15°C 。

(5) 汽缸壁不应有局部发热和结霜情况,吸气管不应结霜。

(6) 氟利昂制冷系统油温不大于 70°C ,氨制冷系统不超过 65°C ,最低不低于 10°C 。正常情况下曲轴箱内润滑油应不起泡沫(氟利昂系统除外)。

(7) 压缩机的排气温度不超过规定值。

(8) 冷凝压力根据冷却水温、水量、冷凝器结构、使用的制冷剂不同而异。一般情况下,水冷式冷凝器、R717、R22 不超过 1.4 MPa (14 kgf/cm^2), R12 不超过 1.2 MPa (12 kgf/cm^2)。

(9) 贮液器液面不低于液面计的三分之一,曲轴箱油面不低于其中线。

(10) 氟利昂制冷系统油分离器自动回油管应时冷时热。在干燥过滤器前后的液体管道不应有明显温差,更不能出现结霜情况,所有接头处不应有渗漏。

(11) 用手触摸卧式冷凝器时,应明显感到上部热下部凉。制冷压缩机安全阀或旁通阀低压端应有凉感。

(12) 运行中蒸发压力与吸气压力,排气压力与冷凝压力、贮液器压力相近。

(13) 冷凝器冷却水进、出口应有温差。

(14) 蒸发器冷媒水进、出口应有温差。

(15) 制冷压缩机轴封和轴承温度不超过 70°C 。

(16) 膨胀阀(或节流阀)阀体结霜或结露应均匀。

(17) 系统中各压力表指针应相对稳定,温度计指示正确。

1. 制冷设备的故障(详见表 20-20)

表 20-20 制冷设备故障

故障现象	发生的原因	处理方法
1. 汽缸中有敲击声	1. 余隙过小,活塞顶部碰排气阀; 2. 进、排气活门松弛,弹簧压力不足; 3. 气阀螺丝松动; 4. 活塞销与轴承装配间隙过大; 5. 阀片破裂或破碎; 6. 活塞环磨损; 7. 润滑油炭化残渣过多; 8. 活塞连杆上螺母松动	1. 调整增大活塞与气阀间的间隙; 2. 增强弹簧压力; 3. 旋紧其螺丝; 4. 拆卸检查调整其间隙; 5. 更换阀片 6. 更换活塞环; 7. 清洗设备、更换润滑油; 8. 旋紧其螺母

(续表)

故障现象	发生的原因	处理方法
2. 曲轴箱中有敲击声	<ol style="list-style-type: none"> 1. 轴颈及轴瓦的间隙过大; 2. 曲轴主轴衬装配间隙过大; 3. 飞轮与轴或键配合松弛; 4. 连杆螺栓松弛; 5. 开口销折断; 6. 主轴承润滑不良 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 拆卸检查,调整间隙,更换轴瓦; 2. 拆卸检查,调整间隙; 3. 拆卸检查,确定调整或加工修理; 4. 旋紧其螺栓; 5. 更换开口销; 6. 检查滤油器是否堵塞或油路不畅
3. 曲轴箱中压力过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 活塞环已磨损,排气阀漏气,曲轴箱进入高压气体; 2. 曲轴箱中空气过多 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更换活塞环,修好排气阀,抽出曲轴箱中的制冷剂; 2. 抽出曲轴箱中的空气
4. 轴承温度过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 轴承刮研不良; 2. 油路堵塞或供油不畅,润滑不好; 3. 轴承装配不良; 4. 传动皮带过紧 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 应重新刮研; 2. 查清堵塞物排除后再决定换油或清洗油路; 3. 拆卸检查重新装配; 4. 调整皮带的松紧度
5. 轴封温度过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油路堵塞或不畅; 2. 轴封装配不好; 3. 填料式轴封压盖太紧; 4. 水冷式轴封供水不足 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查油路,排除堵塞物,检查润滑油后再决定换油清洗油路; 2. 重新装配; 3. 松动压盖螺丝; 4. 查明原因,疏通水路
6. 轴封漏油	<ol style="list-style-type: none"> 1. 采用机械式密封常为密封环“咬毛”; 2. 采用填料式轴封常为填料 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 拆卸检查进行研磨; 2. 更换填料
7. 轴封漏气	<ol style="list-style-type: none"> 1. 轴封处进油口堵塞; 2. 轴封损坏 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查油路排除堵塞物,检查润滑油或更换润滑油; 2. 更换填料
8. 制冷机启动后油压表无指示	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油泵传动机构失灵; 2. 油泵进油管堵塞; 3. 油压表失灵(或油压表阀未打开); 4. 油泵限制销失灵; 5. 滤油器堵塞 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 拆卸查明原因并修理; 2. 检查修理排除污物,同时检查油质量; 3. 更换油压表(或打开油压表阀); 4. 拆卸检查确定修或换; 5. 清洗油过滤器
9. 压缩机启动油压正常一段时间后油压下降	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油泵吸入带泡沫的油或将油搅起泡沫; 2. 吸油过滤网堵塞; 3. 曲轴箱中油量过少; 4. 曲轴箱中有制冷剂; 5. 油管或油泵漏油; 6. 油压调节阀调节不当 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查润滑油,处理或更换; 2. 拆卸检查、清洗; 3. 补充润滑油; 4. 设法排除制冷剂; 5. 停机修补; 6. 调整油泵的压力
10. 油泵油压过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油压调节阀调节不当; 2. 油压表失灵; 3. 曲轴箱中有制冷剂、油温下降,粘度增大 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 重新调整油压; 2. 更换油压表; 3. 排除曲轴箱中的制冷剂
11. 油泵油压过低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油泵机件磨损严重; 2. 油压表失灵; 3. 油泵运转方向反向; 4. 油过滤器堵塞; 5. 油量不足; 6. 油温过高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 拆卸检查修理或更换机件; 2. 更换油压表; 3. 拆卸调整; 4. 拆卸清洗并检查润滑油,换油或清洗油路; 5. 补充润滑油; 6. 按“12”项情况处理
12. 润滑油温度太高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油冷却器内水温过高或未通水; 2. 活塞环磨损严重; 3. 油分离器故障; 4. 压缩机排气温度过高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 开启冷却水阀或降低冷却水温; 2. 更换活塞环; 3. 拆卸检查并排除; 4. 按排气温度过高处理
13. 润滑油消耗量过大	<ol style="list-style-type: none"> 1. 液体制冷剂进入曲轴箱,油面起泡沫; 2. 刮油环磨损严重或装反; 3. 油分离器故障不回油 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 排除曲轴箱中的制冷剂,检查后决定是否更换润滑油; 2. 更换刮油环或将装反的刮油环更正过来; 3. 检查回油管路和油分离器,排除故障
14. 汽缸拉毛	<ol style="list-style-type: none"> 1. 活塞与汽缸的装配间隙过小; 2. 活塞环装配间隙不当,或锁口尺寸不当; 3. 汽缸及活塞环的温度变化剧增; 4. 汽缸内落入污物; 5. 使用润滑油型号有误或润滑油脏污; 6. 汽缸中无润滑油进入 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 按要求进行调整; 2. 同上; 3. 正确操作,避免湿冲程; 4. 停机查明原因,清洗压缩机及油系统; 5. 更换润滑油; 6. 检查油路及曲轴箱中油位并处理

(续表)

故障现象	发生的原因	处理方法
15. 连杆大头瓦熔化	<ol style="list-style-type: none"> 1. 润滑油中杂质太多,使轴瓦拉毛发热熔化; 2. 油泵不出油形成干摩擦而熔化; 3. 曲轴油孔堵塞; 4. 连杆大头轴瓦装配间隙过小 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更换润滑油和轴瓦片; 2. 检修油泵,更换轴瓦片; 3. 检查和清洗曲轴中油路; 4. 正确安装调整间隙
16. 压缩机卡死	<ol style="list-style-type: none"> 1. 润滑油中含有大量杂质和污垢; 2. 油泵输油管堵塞使汽缸缺油活塞卡死; 3. 油泵主齿轮插入曲轴中的柄销折断,使油系统断油 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更换润滑油; 2. 检修油泵输油管路; 3. 检修更换油泵主齿轮

2. 制冷系统故障的控制与排除(详见表 20-21)

表 20-21 制冷系统中控制故障及排除

故障现象	发生的原因	排除的方法
1. 压缩机不能正常启动运行	<ol style="list-style-type: none"> 1. 供电电压过低或电动机线路接触不良; 2. 排气阀片漏气造成曲轴箱压力过高; 3. 能量调节机构失灵; 4. 温度控制器失调或发生故障; 5. 压力继电器失灵 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查电压过低原因及电动机有关线路,必要时进行修理; 2. 检修阀片; 3. 检查供油管路是否堵塞,压力过低,油活塞卡住等现象并进行修理; 4. 调整温控器,修复排除故障; 5. 检修压力继电器调定压力参数
2. 压缩机启动、停机频繁	<ol style="list-style-type: none"> 1. 排气阀片漏气,高、低压两部分压力平衡,造成进气压力过高; 2. 温度继电器幅差太小; 3. 冷凝器供水不足或水温过高而造成冷凝温度、排气温度过高,压力继电器跳开 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检修或更换排气阀片; 2. 调整或更换温度继电器; 3. 检查并处理冷却水量过小和温度过高问题
3. 能量调节机构失灵	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油压过低而不能推动活塞或杠杆; 2. 油路堵塞; 3. 油活塞卡住; 4. 拉杆与转动环安装不正确,转动环卡住; 5. 油分配阀装配不当 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 增大油压; 2. 疏通油路; 3. 拆卸清洗、更换脏油、重新组装; 4. 检查装配情况,修理转动环; 5. 用通气法检查各工作位置是否适当
4. 压力继电器故障	<ol style="list-style-type: none"> 1. 压力继电器触头不闭合,压缩机无法启动; 2. 压力继电器在高压过高,低压过低时应断开反而闭合; 3. 油压继电器在油压过低时应断开而不能自动断开 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检修高、低压继电器及油管路并清洗或更换; 2. 拆卸检修; 3. 拆卸检修
5. 压缩机启动后电磁阀不打开	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电源电压低于额定电压 85%; 2. 线圈接头脱落或烧坏; 3. 阀头卡住 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调整电压; 2. 检查修理或更换线圈; 3. 拆卸清洗
6. 压缩机停机后电磁阀不能马上关闭	<ol style="list-style-type: none"> 1. 阀塞侧面小孔堵塞; 2. 弹簧强度减弱 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 清洗小孔内污物; 2. 更换弹簧
7. 电磁阀阀塞与阀座间隙不密封有泄漏	<ol style="list-style-type: none"> 1. 有污物杂质; 2. 阀塞密封环磨损; 3. 阀前后压差较小 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 清洗; 2. 更换密封环; 3. 重新按说明书调整

3. 制冷系统的运行故障(详见表 20-22)

表 20-22 制冷系统运行故障

故障现象	发生的原因	处理方法
1. 压缩机发生湿冲程	<ol style="list-style-type: none"> 1. 节流阀开启过大; 2. 压缩机吸气阀开启过快; 3. 电磁阀失灵,停机后大量液态制冷剂进入蒸发排管中,再次开机时进入压缩机; 4. 热力膨胀阀的感温包松动或未包扎,使膨胀阀一直处于最大开度; 5. 系统中制冷剂过多 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 立即关闭节流阀,待汽缸壁上的霜溶化后,再逐渐调整节流阀的开度; 2. 立即关闭吸气阀,待汽缸壁上霜溶化后再缓缓开启; 3. 检修电磁阀,开机时先关闭供液阀,待汽缸壁上霜溶化后再缓缓打开; 4. 检查感温包并处理; 5. 排出多余制冷剂
2. 蒸发温度过低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 蒸发器内排管内外有污垢; 2. 蒸发器或冷却排管外表面结冰或结霜; 3. 节流阀开度过小; 4. 节流阀供液管路堵塞或发生冰塞; 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 及时清除; 2. 消除冰霜; 3. 调整节流阀,加大供液量; 4. 查明原因,消除冰塞,更换干燥剂,畅通管路;

(续表)

故障现象	发生的原因	处理方法
2. 蒸发温度过低	5. 系统中制冷剂过少; 6. 冷负荷减少; 7. 蒸发器或冷却排管中有空气; 8. 系统中润滑油过多	5. 补充制冷剂; 6. 调节卸载机构,减少运行的汽缸数; 7. 设法排除空气; 8. 调整并放油
3. 蒸发温度过高	1. 排气阀漏气,活塞环装配不当; 2. 膨胀阀开度过大; 3. 冷负荷增大,投入运行汽缸数减少; 4. 系统中有空气; 5. 油分离器回油阀漏泄; 6. 吸气阀片破裂	1. 停机检查、处理; 2. 调整膨胀阀开度; 3. 调节卸载机构,增加投入运行的汽缸数; 4. 设法排除空气; 5. 检修; 6. 更换吸气阀片
4. 冷凝温度过高	1. 冷却水量不足; 2. 冷却水温过高; 3. 冷凝器的冷却水管内表面脏污或结垢; 4. 冷凝器内存有较多空气; 5. 贮液器进液阀开度太小,冷凝器中存液过多; 6. 膨胀阀开度过小; 7. 投入运行的汽缸数少	1. 开大冷却水阀,加大冷却水量; 2. 系统中冷却塔配置偏小,或冷却塔内水垢太多进行清洗去垢; 3. 对冷凝器的冷却水管内表面进行清洗和除垢; 4. 采取措施排除空气; 5. 全开贮液器进液阀,排除冷凝器中过多的存液; 6. 调节膨胀阀; 7. 增加投入运行的汽缸数
5. 冷凝温度过低	1. 制冷系统中制冷剂充灌量过少; 2. 排气阀漏气; 3. 蒸发器或冷却排管外表面结冰或结霜过厚	1. 补充制冷剂; 2. 修理; 3. 清除冰、霜
6. 压缩机排气温度过高	1. 膨胀阀开度过小; 2. 系统中制冷剂过少; 3. 压缩机水套冷却水量不足或断水; 4. 压缩机吸、排气阀损坏; 5. 活塞环破碎; 6. 低温回气管道保温层不能满足要求或破坏; 7. 蒸发器或冷却排管泄漏; 8. 冷负荷过大; 9. 润滑油路堵塞; 10. 膨胀阀或其管道产生冰塞	1. 调整膨胀阀开度; 2. 补充制冷剂; 3. 开大冷却水阀或查明断水原因后供水; 4. 检修; 5. 更换; 6. 检修更换或修复; 7. 修补; 8. 降低冷负荷; 9. 清洗油路; 10. 更换干燥剂,消除冰塞
7. 压缩机排气温度过低	1. 膨胀阀开度过大; 2. 系统中制冷剂过量; 3. 冷负荷突然减少	1. 调整膨胀阀开度; 2. 排放过多制冷剂; 3. 减少投入运行汽缸数
8. 吸气温度过高	1. 膨胀阀调整不当或自控失灵; 2. 系统中制冷量不足; 3. 低温回气管道保温层破损	1. 调节膨胀阀或修复自控设备; 2. 补充制冷剂; 3. 修复保温层

20.10.2 螺杆式压缩制冷系统运行中常见故障及突发性故障的处理

螺杆式压缩制冷机组在运行中,其有关运行参数应符合有关技术文件的规定,如润滑油的温度、压力、排气压力、排气温度、吸气压力、蒸发温度等。如果系统在运

行中,所要求的运行参数超出技术文件中所规定的范围,或设备发出异常声音,则均说明制冷系统中已经出现或即将出现故障,此时则必须进行停机或不停机处理,以保证机组的正常运行。

螺杆式冷水机组常见故障及处理见表 20-23。

表 20-23 螺杆式冷水机组常见故障的分析和处理方法

故障现象	故障分析	处理方法
1. 启动负荷大,不能启动或启动后立即停车	1. 能量调节未至零位; 2. 压缩机与电机不同轴度过大; 3. 压缩机内充满油或液体制冷剂; 4. 压缩机内磨损烧伤; 5. 电源断电或电压过低(低于额定值 10% 以上); 6. 压力控制器或温度控制器调节不当,使触头常开; 7. 压差控制器或热继电器断开后未复位;	1. 减载至零位; 2. 重新校正同轴度; 3. 盘动压缩机联轴节,将机腔内积液排出; 4. 拆卸检修; 5. 排除电路故障,按要求正常供电; 6. 按要求调整触头; 7. 按下复位键;

(续表)

故障现象	故障分析	处理方法
	8. 电机绕组烧毁或短路; 9. 变位器、接触器、中间继电器线圈烧毁或触头接触不良; 10. 温度控制器调整不当或出故障不能打开电磁阀; 11. 电控柜或仪表箱电路接线有误	8. 检修; 9. 拆卸检查,修复; 10. 调整温度控制器的调定值或更换温控器; 11. 检查、改正
2. 压缩机在运转中突然停车	1. 吸气压力低于低压继电器调定值; 2. 排气压力过高,使高压继电器动作; 3. 温度控制器调得过小或失灵; 4. 电机超载使热继电器动作或保险丝烧毁; 5. 油压过低使压差控制器动作; 6. 油精滤器压差控制器动作或压差控制器失灵; 7. 控制电路故障; 8. 仪表箱接线端松动,接触不良; 9. 油温过高,油温继电器动作	1. 查明原因,排除故障; 2. 查明原因,排除故障; 3. 调大控制范围,更换温控器; 4. 排除故障,更换保险丝; 5. 查明原因,排除故障; 6. 拆洗精滤器,压差继电器调到规定值,更换压差控制器; 7. 检查原因,排除故障; 8. 查明后上紧; 9. 增加油冷却器冷却水量
3. 机组振动过大	1. 机组地脚未紧固; 2. 压缩机与电机不同轴度过大; 3. 机组与管道固有振动频率相近而共振; 4. 吸入过量的润滑油或液体制冷剂	1. 塞紧调整垫铁,拧紧地脚螺栓; 2. 重新校正同轴度; 3. 改变管道支撑点位置; 4. 停机,盘动联轴节将液体排出
4. 运行中有异常声音	1. 压缩机内有异物; 2. 止推轴承磨损破裂; 3. 滑动轴承磨损,转子与机壳摩擦; 4. 联轴节的键松动	1. 检修压缩机及吸气过滤器; 2. 更换; 3. 更换滑动轴承,检修; 4. 紧固螺栓或更换键
5. 排气温度过高	1. 冷凝器冷却水量不足; 2. 冷却水温过高; 3. 制冷剂充灌量过多; 4. 膨胀阀开启过小; 5. 系统中存有空气(压力表指针明显跳动); 6. 冷凝器内传热管上有水垢; 7. 冷凝器内传热管上有油膜; 8. 机内喷油量不足; 9. 蒸发器配用过小; 10. 热负荷过大; 11. 油温过高; 12. 吸气过热度过大	1. 增加冷却水量; 2. 开启冷却塔; 3. 适量放出制冷剂; 4. 适当调节; 5. 排放空气; 6. 清除水垢; 7. 回收冷冻机油; 8. 调整喷油量; 9. 更换; 10. 减小热负荷; 11. 增加油冷却器冷却水量; 12. 适当开大供液阀,增加供液量
6. 压缩机本体温度过高	1. 吸气温度过高; 2. 部件磨损造成摩擦部位发热; 3. 压力比过大; 4. 油冷却器能力不足; 5. 喷油量不足; 6. 由于杂质等原因造成压缩机烧伤	1. 适当调大节流阀; 2. 停车检查; 3. 降低排气压力; 4. 增加冷却水量,降低油温; 5. 增加喷油量; 6. 停车检查
7. 蒸发温度过低	1. 制冷剂不足; 2. 节流阀开启过小; 3. 节流阀出现脏堵或冰堵; 4. 干燥过滤器堵塞; 5. 电磁阀未全打开或失灵; 6. 蒸发器结霜太厚	1. 添加制冷剂到规定量; 2. 适当调节; 3. 清洗、修理; 4. 清洗、更换; 5. 开启、更换; 6. 关小膨胀阀
8. 油压过低	1. 油压调节阀开启过大; 2. 油量不足(未达到规定油位); 3. 油路管道或油过滤器堵塞	1. 适当调节; 2. 添加冷冻机油到规定值; 3. 清洗;

(续表)

故障现象	故障分析	处理方法
	4. 油泵故障; 5. 油泵转子磨损; 6. 油压表损坏,指示错误	4. 检查、修理; 5. 检修、更换; 6. 检修、更换
9. 油压过高	1. 油压调节阀开启度太小; 2. 油压表损坏,指示错误; 3. 油泵排出管堵塞	1. 适当增大开启度; 2. 检修、更换; 3. 检修
10. 油温过高	油冷却器效果下降	清除油冷却器传热面上的污垢,降低冷却水温或增大水量
11. 冷凝压力过高	1. 冷凝器冷却水量不足; 2. 冷凝器传热面结垢; 3. 系统中空气含量过多; 4. 冷却水温过高	1. 加大冷却水量; 2. 清洗; 3. 排放空气; 4. 开启冷却塔
12. 润滑油消耗量过大	1. 加油过多; 2. 奔油; 3. 油分离器效果不佳	1. 放油到规定量; 2. 查明原因,进行处理; 3. 检修
13. 油位上升	制冷剂溶于油内	关小节流阀,提高油温
14. 吸气压力过高	1. 节流阀开启过大或感温包未扎紧; 2. 制冷剂充灌过多; 3. 系统中有空气	1. 关小节流阀,正确捆扎; 2. 放出多余制冷剂; 3. 排放空气
15. 制冷量不足	1. 吸气过滤器堵塞; 2. 压缩机磨损后间隙过大; 3. 冷却水量不足或水温过高; 4. 蒸发器配用过小; 5. 蒸发器结霜太厚; 6. 膨胀阀开得过大或过小; 7. 干燥过滤器堵塞; 8. 节流阀脏堵或冰堵; 9. 系统内有较多空气; 10. 制冷剂充灌量不足; 11. 蒸发器内有大量润滑油; 12. 电磁阀损坏; 13. 膨胀阀感温包内充灌剂泄漏; 14. 冷凝器或贮液器的出液阀未开启或开启度过小; 15. 制冷剂泄漏过多; 16. 能量调节指示不正确; 17. 喷油量不足	1. 清洗; 2. 检修更换; 3. 调整水量,开启冷却塔; 4. 减小热负荷或更换蒸发器; 5. 定期融霜; 6. 按工况要求调整阀门开启度; 7. 清洗; 8. 清洗; 9. 排放空气; 10. 添加至规定值; 11. 回收冷冻机油; 12. 修复或更换; 13. 修复或更换; 14. 开启出液阀到适当; 15. 查出漏处,检修后添加制冷剂; 16. 检修; 17. 检修油路、油泵,提高油量
16. 压缩机结霜严重或机体温度过低	1. 热力膨胀阀开启过大; 2. 系统制冷剂冲灌量过多; 3. 热负荷过小; 4. 热力膨胀阀感温包未扎紧或捆扎位置不正确; 5. 供油温度过低	1. 适当关小阀门; 2. 排出多余的制冷剂; 3. 增加热负荷或减小冷量; 4. 按要求重新捆扎; 5. 减小油冷却器冷却水量
17. 压缩机能量调节机构不动作	1. 四通阀不通; 2. 油管路或接头处堵塞; 3. 油活塞间隙大; 4. 滑阀或油活塞卡住; 5. 指示器故障; 6. 油压过低	1. 检修或更换; 2. 检修、清洗; 3. 检修或更换; 4. 拆卸检修; 5. 检修; 6. 调节油压调节阀
18. 压缩机轴封漏油 (允许值为 6 滴/分)	1. 轴封磨损过量; 2. 动环、静环平面度过大或擦伤; 3. 密封环、O 形环过松、过紧或变形	1. 更换; 2. 研磨,更换; 3. 更换

(续表)

故障现象	故障分析	处理方法
	4. 弹簧座、推环销钉装配不当; 5. 轴封弹簧弹力不足; 6. 轴封压盖处纸垫破损; 7. 压缩机与电机不同轴度过大引起较大振动	4. 重新装配; 5. 更换; 6. 更换; 7. 重新校正同轴度
19. 压缩机运行中油压表指针振动	1. 油量不足; 2. 精过滤器堵塞; 3. 油泵故障; 4. 油温过低; 5. 油泵吸入气体; 6. 油压调节阀动作不良	1. 补充油; 2. 清洗; 3. 检修或更换; 4. 提高油温; 5. 查明原因进行处理; 6. 调整或拆修
20. 停机时压缩机反转不停(反转几转属正常)	吸气止回阀故障(如止回阀卡住,弹簧弹性不足或止回阀损坏)	检修或更换
21. 蒸发器压力或压缩机吸气压力不等	1. 吸气过滤器堵塞; 2. 压力表故障; 3. 压力传感元件故障; 4. 阀的操作错误; 5. 管道堵塞	1. 清洗过滤器; 2. 检修、更换; 3. 更换; 4. 检查吸入系统; 5. 检查、清理
22. 机组奔油	1. 在正常情况下发生奔油主要是操作不当引起; 2. 油温过低; 3. 供液量过大; 4. 增载过快; 5. 加油过多; 6. 热负荷减小	1. 注意操作; 2. 提高油温; 3. 关小节流阀; 4. 分几次增载; 5. 放油到适量; 6. 增大热负荷或减小冷量
23. 润滑油进入蒸发器和冷凝器	1. 吸气带液; 2. 油温低于 20℃; 3. 停机时,吸气止回阀卡住	1. 关小冷凝器出液阀; 2. 将油温升至 30℃ 以上; 3. 检修吸气止回阀
24. 制冷剂大量泄漏	1. 蒸发器传热管冻裂; 2. 传热管与管板胀管处未胀紧; 3. 机体的铸件由于型砂质量较差或铸造工艺不合理而形成砂眼和裂纹; 4. 密封件磨损或破裂,如吸、排气阀阀杆和阀体 O 形环老化、磨损导致泄漏	1. 更换冻裂的传热管; 2. 将蒸发器、冷凝器端盖拆下检查胀管处,有泄漏重新胀紧; 3. 修补; 4. 更换密封件
25. 石墨环炸裂	1. 由于冷却水系统中混入空气或循环不畅,冷凝器内制冷剂冷凝困难,压缩机排气压力上升,轴端动,静环密封油膜被冲破,出现半干或干磨擦,在摩擦热应力作用下石墨环产生炸裂; 2. 压缩机启动时增载过快,高压突然增大使石墨环炸裂; 3. 轴封的弹簧及压盖安装不当使石墨环受力不均造成破裂; 4. 轴封润滑油的压力和粘度影响密封动压液膜形成而造成石墨环炸裂	1. 停机更换,排除冷却水系统中之空气,降低排气压力; 2. 更换、压缩机启动应缓慢增载; 3. 停机更换,注意更换时使其受力均匀; 4. 停机更换,注意油压,粘度过低时应更换符合质量标准的润滑油

20.10.3 离心式制冷系统运行中常见故障及突发性故障的处理

空调用离心式制冷机组在运行中,随着运行时间的

延长,维护修理的次数增加,更换零配件的可靠性,运行管理的技术水平的高低,产生故障总是难免的。如何及时地发现故障、排除故障则成为保证运行的关键。

机组在负荷运行中一旦出现某种故障,首先应尽快

迅速地记录下现场的有关仪表显示参数值和故障发生时的现象,如果这时机组的控制保护系统仍正常工作,那么,按下控制柜上的故障按钮,将显示机组的故障报警或停车内容。但控制柜上的显示内容仅说明故障的所属项目或一种现象,并不能指示产生这种故障的原因和部位。在遇到多种故障同时发生时,尤其是控制柜上的故障项

目显示失灵或失真时,更应进行认真、全面的分析,找出产生故障的部位和原因,以便尽快排除,减少停机时间,创造更好的经济效益。

离心式制冷系统中的各种故障及处理方法见表 20-24~表 20-30。

表 20-24 离心式制冷系统中电气及主电动机故障

故障名称	现象	原因	排除方法
电气及主电动机故障	压缩机不能启动	1. 电动机电源故障; 2. 导叶不能全关; 3. 控制线路各熔断器断开; 4. 过载继电器断开	1. 检查电源恢复供电; 2. 将导叶开关置手动位置并关闭; 3. 更换熔断器; 4. 将继电器复位或检查设定电流值
	电动机过负荷	1. 制冷负荷过大; 2. 压缩机吸入液态制冷剂; 3. 冷凝器冷却水温过高; 4. 冷却水量不足; 5. 系统内有空气	1. 减少冷负荷; 2. 降低蒸发器内制冷剂液面; 3. 降低冷却水温; 4. 增加冷却水量; 5. 启动抽气回收排除空气
	电机绕组过热	1. 供主电机冷却用制冷剂液体管路系统堵塞; 2. 主电动机负荷过大; 3. 主电动机绕组线圈绝缘故障	1. 清洗液体过滤器,检修供液阀、清洗主电机内制冷剂液喷嘴,检查浮球室制冷剂液面,调整冷凝器与蒸发器内制冷剂压差; 2. 调整制冷负荷; 3. 检查并处理
	主电动机运行电流过大	1. 系统制冷剂充灌量过多; 2. 蒸发器冷却水进水温度过高	1. 排放制冷剂; 2. 调整冷负荷
	轴承无油	1. 机组的润滑油系统断电或停机后高位油罐供油不足; 2. 对主电机轴承供油管路上的波纹管阀未开启; 3. 对主电机轴承供油管或供油节流孔堵塞	1. 停机检查处理; 2. 检查供油管路上波纹管阀并开启; 3. 疏通油路

表 20-25 离心式制冷压缩机运行中常见故障及处理

故障名称	现象	故障原因	排除方法
振动与噪声过大	压缩机振动超差,甚至转子件破坏	1. 转子动平衡精度未达到标准及转子件材质内部缺陷; 2. 运行中转子动平衡破坏; (1) 机组内部清洁度差; (2) 叶轮与主轴连接螺钉或键强度不够,或松动脱位; (3) 转子端头螺母松动脱位,导致动平衡破坏; (4) 小齿轮先于叶轮破坏而造成转子不平衡; (5) 主轴变形 3. 推力块磨损、转子轴向窜动; 4. 压缩机与电机连接时轴承孔不同心; 5. 径向轴承间隙过大或轴承盖过盈太小; 6. 密封齿与转子件碰撞; 7. 进出气管扭曲变形不能对中; 8. 润滑油中大量溶入制冷剂,轴承油膜不稳定; 9. 机组基础防振措施失效	1. 复核转子动平衡式更换转子件; 2. (1)、(2)、(3)停机检查机组内部的清洁度和键、连接螺钉的更换; (4) 检查大小齿轮状态决定是否能用或更换; (5) 校正或更换主轴 3. 停机,更换推力轴承; 4. 停机调整同心度; 5. 更换径向轴承轴瓦调整轴承盖过盈; 6. 调整或更换密封; 7. 调整进、出气管; 8. 调整油温,加热使油中制冷剂蒸发排出; 9. 修复基础防振措施;
	喘振、强烈而有节奏的噪声及轰鸣声,电流表指针大幅摆动	(1) 冷凝压力过高; (2) 蒸发压力过低; (3) 导叶开度过小	(1) 调整冷凝压力; (2) 调整蒸发压力; (3) 增大导叶开度

(续表)

故障名称	现象	故障原因	排除方法
	轴承温度逐渐升高且无法稳定	1. 轴承装配间隙或泄(回)油孔过小; 2. 供油温度过高; (1) 油冷却器水量或制冷剂流量不足; (2) 冷却水温或冷却用制冷剂温度过高; (3) 油冷却器冷却水管结垢严重; (4) 油冷却器冷却量不足 3. 供油压力不足,油量小; (1) 油泵过小; (2) 油泵内部堵塞,滑片与泵体径向间隙过小; (3) 油过滤器堵塞; (4) 油系统油管或接头堵塞 4. 机壳顶部油—气分离器中过滤网层数过多; 5. 润滑油油质不纯或变质; (1) 油质不符合标准; (2) 油桶与空气直接接触; (3) 油系统未清洗干净; (4) 油中溶入过多的制冷剂; (5) 未定期更换新油 6. 开机前充灌的冷冻机油量不足	1. 增大轴承间隙和泄(回)油孔径; (1) 增加冷却介质流量; (2) 降低冷却介质温度; (3) 清洗冷却水管; (4) 更换或改造油冷却器 3. 更换油泵; 清洗油泵、油过滤器及油管 4. 减少滤网层数; 5. 更换符合标准的润滑油,改善润滑油的保管条件,对润滑油加热,使油中的制冷剂从中间逸出; 6. 进行运行中加油
	轴承温度突然升高	7. 供油管路或回油管路严重堵塞或供油突然停止; 8. 油质严重不纯; (1) 油中混入大量颗粒状杂物,在油过滤器的滤网破裂后带人轴承内; (2) 油中溶入大量制冷剂、水分、空气等 9. 轴承(特别是推力轴承)巴氏合金严重磨损或烧熔	7. 清洗供、回油管路恢复供油; 8. 更换干净的冷冻机油; 9. 更换轴承

表 20-26 蒸发器运行中常见故障与排除

故障名称	现象	故障原因	故障处理
蒸发压力过低	蒸发温度与冷媒水的出口温度增大,压缩机进口处制冷剂的过热度加大而造成冷凝温度过高	1. 制冷剂充注量不足或系统泄漏而使液位下降; 2. 浮球阀动作失灵,制冷剂液体无法进入蒸发器内; 3. 蒸发器水通路泄漏而使冷媒水与制冷剂混合; 4. 蒸发器中水室短路; 5. 冷媒水泵的吸入口有空气进入而使其参与循环;	1. 补充制冷剂或处理泄漏后再补充制冷剂; 2. 修复浮球阀; 3. 封堵或更换泄漏的水管; 4. 检修水室; 5. 检修冷媒水泵;
	蒸发温度偏低,但冷凝温度正常	6. 蒸发器传热管污垢太多,导致其传热系数下降或有部分传热管堵塞; 7. 制冷剂质量不符合技术标准或严重脏污;	6. 清洗蒸发器的传热管或检修堵塞的传热管; 7. 更换制冷剂;
	冷媒水出口温度偏低	8. 压缩机的制冷量大于外部热负荷(进口导叶关闭不够); 9. 冷媒水温度调节器上对出口温度的限定值过低	8. 检查导叶位置及操作是否正常; 9. 调整冷媒水出口温度
蒸发压力偏高	冷媒水出口温度偏高	1. 进口导叶卡死,无法开启; 2. 进口导叶调节自动与手动均失灵而无法调节; 3. 冷媒水出口温度整定值过高; 4. 制冷量小于外界热负荷	1. 检修进口导叶传动机构; 2. 检修进口导叶传动机构; 3. 调整整定值; 4. 检查导叶位置及操作是否正常

表 20-27 冷凝器运行中常见故障与排除方法

故障名称	现象	故障原因	排除方法
冷凝压力过高	冷却水出水温度过高	1. 冷却泵运行不正常或容量过小; 2. 冷却塔内填料水垢太多而堵塞或轴流风机性能下降; 3. 冷却回水管路中各阀未全部开启; 4. 冷却水供水外溢或冷却水池水位过低; 5. 水过滤器堵塞	1. 检查或更换水泵; 2. 清洗水垢并检查修理轴流风机; 3. 检查各阀开度并处理; 4. 堵塞并提高冷却水池水位; 5. 清洗水过滤器
	冷却水进水温度过高	1. 冷却塔上轴流风机不转; 2. 冷却水池补水不足; 3. 淋水喷嘴堵塞; 4. 冷却塔内填料水垢太多而堵塞	1. 检修风机; 2. 加大补水; 3. 拆洗喷嘴; 4. 清理水垢
	冷却水进出水温差小	冷凝器水室的隔流板封垫短路	检修水室
	液态制冷剂温度过高	冷凝器内空气及其他不凝性气体过多	启动抽气回收装置排除空气等
	冷凝压力过高	1. 浮球未浮起或浮球上有漏孔或浮球室过滤网堵塞; 2. 冷凝器管子污垢过多	1. 检修浮球或过滤网; 2. 清理污垢
冷凝压力过低	制冷剂冷却的主电机绕组温度上升	1. 冷却水量过大; 2. 冷却水进水温度过低	1. 减少冷却水量; 2. 调整冷却水温
	冷凝压力指示值低于冷却水温度的相应值	压力表接管内有制冷剂凝结	检查处理接管

表 20-28 润滑油系统运行中的故障及处理

故障名称	现象	故障原因	排除方法
润滑油系统故障	油压过低	1. 油泵不能启动或油泵转向错误; 2. 油温太低; 3. 油泵故障; 4. 主电机轴承回油管未经机壳底部油槽被加热; 5. 油质不纯; 6. 油过滤器堵塞; 7. 油充灌量过少; 8. 制冷剂充灌量过少; 9. 浮球上有漏孔或浮球阀不能开启; 10. 径向轴承和推力轴承间隙过大; 11. 压缩机内部漏油	1. 调整油泵电动机接线; 2. 开启油槽底部电加热器升温; 3. 检修油泵; 4. 重新装配油管路; 5. 换符合标准润滑油; 6. 清洗油过滤器; 7. 补充润滑油; 8. 补充制冷剂; 9. 更换或检修浮球阀; 10. 更换轴承; 11. 修补
	油槽油温异常(过高)	1. 连接油槽底部电加热器的温度继电器上温度整定值过高; 2. 油冷却器的冷却水量不足; 3. 油冷却器内水管污垢过多或堵塞,换热效果下降; 4. 轴承温度过高; 5. 机壳上部平衡管一端油分离器中分离网堵塞	1. 重新调整整定值; 2. 加大冷却水量; 3. 清洗油管路; 4. 找出轴承温度过高原因并处理; 5. 清洗分离网
	油槽油温过低	1. 油冷却器冷却水量过大; 2. 油槽电加热器连接的温度继电器整定值过低; 3. 制冷剂大量溶于油槽	1. 减少冷却水量; 2. 重新调定整定值; 3. 设法排出制冷剂
	油压过高	1. 油压调节阀失灵或开度不够; 2. 供油压力表后的油路堵塞	1. 修复或调整; 2. 清洗油路

(续表)

故障名称	现象	故障原因	故障处理
润滑油系统故障	油压波动过大	1. 油压表接管中混入制冷剂蒸气或空气; 2. 油槽油位过低; 3. 润滑油中溶入制冷剂过多或油质不纯; 4. 压缩机喘振; 5. 油压调节阀不良或损坏	1. 排出气体; 2. 补充润滑油; 3. 排出制冷剂或更换润滑油; 4. 消除喘振; 5. 检修
	油泵不转	1. 油泵启动频繁,油泵电机过热; 2. 主电动机启动力矩过大,空气开关超载而跳闸,油泵无法启动; 3. 油泵电机不良	1. 减少频繁启动; 2. 做好主电动机启动; 3. 检修油泵电机

表 20-29 抽气回收装置运行中的故障及处理

故障现象	发生原因	排除方法
活塞压缩机不动作	1. 传动皮带过紧或打滑; 2. 活塞因锈蚀而卡死; 3. 压缩机电机接线不良或松脱、或电机损坏; 4. 停电	1. 调整传动皮带; 2. 检修; 3. 检修接线或更换电机; 4. 送电
回收冷凝器压力过高	1. 减压阀失灵或卡住; 2. 压差调节器整定值不正确; 3. 回收冷凝器上部压力表失灵	1. 检修减压阀; 2. 调整压差整定值; 3. 更换或修理压力表
回收冷凝器效果不好或放出制冷剂损失过大	1. 采用制冷剂冷却的回收冷凝器供冷却管堵塞或供液阀失灵; 2. 所供制冷剂不纯; 3. 回收冷凝器内温度过高; 4. 回收冷凝器盘管堵塞; 5. 回收冷凝器与冷凝器顶部相通波纹管未开启或锈蚀、失灵、卡死; 6. 下部放液浮球阀不灵,卡死,而无法关闭	1. 疏通管路或检修供液阀; 2. 更换制冷剂; 3. 清洗回收冷凝器或加大冷却介质流量; 4. 疏通盘管; 5. 检修和调整; 6. 检修调整
抽气回收系统大量带油	1. 活塞压缩机底部加油阀未及时关闭; 2. 放液阀与放油阀同时开启; 3. 油分离器底部与油槽连通阀未关闭时启动油泵; 4. 制冷剂大量进入油中	1. 及时关闭底部加油阀; 2. 避免放液阀与放油阀同时开启; 3. 先关闭油分离器底部与油槽连通阀后再启动油泵; 4. 排出制冷剂

表 20-30 机组内部的腐蚀及处理

故障现象	原因	排除方法
机组发生腐蚀现象	1. 机组气密性较差,湿空气渗入; 2. 蒸发器传热管破裂,冷水漏入; 3. 冷凝器传热管漏入冷却水; 4. 水质不好造成管板及管内腐蚀; 5. 压缩机排气温度超过 100℃,造成制冷剂分解	1. 重新做气密性试验、检漏或处理泄漏处; 2. 修补或更换传热管; 3. 同上; 4. 修复后做好水质处理; 5. 运行中切忌排气温度过高

20.11 制冷系统中的安全技术

制冷系统在运行中为了做到安全生产,在一些必要的部位设置了压力表、温度计、流量计等测量仪器仪表,以便在运行中随时了解和掌握有关部位的参数值及其变化情况,及时采取必要的措施进行调整。同时为了防止由于各种难以预料的情况造成运行超压,危及设备的安全,在系统的一些设备上设置有安全阀和高、低压保护装置。因此要保证系统的安全运行,运行管理人员应该具

备高度的责任感,严格执行运行操作规程、安全技术规程及其他有关规程。

20.11.1 制冷系统中的安全装置

1. 压力监视及其安全设备

(1) 压力的监视。制冷系统的运转是否处于正常状态,可以通过对各部位压力表所显示的压力值来判断。这是由于通过各部位压力表反映的压力值可以直接对制冷系统进行运行调整,又可以及时了解制冷系统内有无异常,进行控制和报警。例如电接点压力表和压力传感

器等压力监视仪器仪表不仅具有显示功能,而且还可以起到压力控制和报警的安全保护作用。

对于氨制冷系统中所使用的压力表,除水系统外必须使用标有“氨”字压力表。因为普通压力表是由铜合金制造的。而氨对铜制品具有强烈的腐蚀性,氨用压力表是用钢材制造的,因此氨压力表不得用普通压力表代替。

由于压力表在制冷系统中所起的重要作用,因而在制冷系统中所使用的压力表如发现有下列情况者不得使用。

- 1) 压力表指示失灵。
- 2) 超过使用有限期而未经校验。
- 3) 无铅封。
- 4) 无压力时指针不回零位。
- 5) 泄压后指针复位处对零点的偏差超过压力表允许误差一半时。

- 6) 刻度不清。
- 7) 表面玻璃破碎。

(2) 压力安全保护设备。制冷系统在运行中为了防止某处超压而造成重大事故,因而在制冷系统中的一些部位设置有安全阀或压力控制继电器、压差继电器以及自动声、光报警设备。系统在运行中如果某部位压力急剧升高出现超压运行时,这些安全设备就会自动动作,对系统超压部分进行泄压或自动停机,以保证系统的安全运行。

1) 安全阀。在制冷系统中的压缩机高压侧、冷凝器顶部、贮液器顶部及其他必须防止超压部位一般都安装有安全阀,且在安全阀之前有一截止阀。但是截止阀无论在何时均应处于开启状态且需做标记,以避免由于截止阀的关闭而使安全阀失去安全保护作用造成重大事故。制冷系统中的安全阀应按国家有关规定进行定期校验,校验后加以铅封,同时在系统运行过程中由于超压而使安全阀起跳后应重新进行校验,以确保安全阀应有的功能。安全阀在制冷系统中的起跳压力一般如表 20-31。

表 20-31 制冷系统中安全阀的起跳压力

	起跳压力(10 ⁵ Pa)		
	R717	R12	R22
吸、排除侧压力差	15.7		
高压部分	18.1	15.7	18.1
低压部分	12.3	9.8	12.3

安全阀的起跳压力一般都高于系统中的最高工作压力。其原因在于:如果安全阀起跳压力值与系统最高工作压力太接近时,系统在工作中压力稍有波动现象,安全阀便会起跳泄压。而安全阀一旦起跳后又不大容易恢复其完全密封状态,因此造成制冷剂的泄漏。

2) 压力安全保护设备。制冷系统中的压力安全保护设备除设置安全阀、带电信号的压力表及紧急停机装置外,还常采用压力继电器、压差继电器来实现制冷系统中高、低压保护和油压保护,以及冷水系统、冷却水系统中的断水保护等。

制冷压缩机在运行中的压力保护一般采用如下几种

方法:

活塞式制冷压缩机排气侧的假盖保护。制冷压缩机的排气阀组连同安全弹簧构成假盖。当汽缸中进入液体制冷剂或润滑油时,压力急剧增加,假盖被打开,液体即被排出,因此可以防止压缩机由于液压缩而造成事故。

安全旁通阀。有些制冷压缩机在其排气腔与吸气腔之间安装有旁通安全阀。制冷系统在运行中,当活塞上下压力差超过安全旁通阀的调定值时,此安全阀即起跳,使压缩机高、低压侧连通,高压侧气体可以通向低压侧,降低活塞上下的压力差,从而保护制冷机的安全。

制冷压缩机的高压保护。其目的是当压缩机排气压力过高时切断电源,使压缩机运行停止,避免事故的发生。造成制冷系统中排气压力过高的因素是多方面的。如冷却水的中断,系统中空气及其他不凝性气体的过多,高压系统中阀门的误操作等。出现这些情况时,系统中的高压保护装置应立即动作使压缩机自动停机。一般在制冷系统中,压力继电器常与安全阀并用,这样系统在运行中如果发生超压现象,压力继电器首先动作,一方面可以避免万一发生事故,另一方面也可以避免由于安全阀的起跳后所带来的善后处理的麻烦。但如果压力继电器失灵,则安全阀又可以起到安全保护作用。

制冷压缩机的低压保护的作用是当制冷压缩机在运行过程中如果由于制冷剂的泄漏,供液量不足等原因而使吸气压力过低,或出现低压部分在负压状态下运行而使空气进入系统时,低压保护装置将动作,压缩机将自动停机,待检查处理后方能恢复运行。

制冷系统中高、低压力继电器的调整压力值根据不同制冷剂而定。常用 R12、R22、R717 制冷剂压力继电器触点断开和启动调整压力值。见表 20-32。

表 20-32 高、低压力继电器的调整压力值

制冷剂	高压压力 (10 ⁵ Pa)(表压)		低压压力 (10 ⁵ Pa)(表压)	
	断开	启动	断开	启动
R12	12.7	比高压断开压力低 1.96~2.94	比蒸发温度低 5℃ 的相应饱和压力,其值不小于 0.098	比低压断开压力高 0.69~0.98
R22、R717	16.2	比高压断开压力低 0.98~2.94	比蒸发温度低 5℃ 的相应饱和压力,其值不小于 0.098	比低压断开压力高 0.98~1.96

压力继电器和压差继电器还可以用于断水事故保护。一般采用两种方法,一是发生断水报警信号并做事故停机,二是发出断水报警,大约延迟 30s 左右停机。

润滑油的油压保护。前面已经提到制冷压缩机在运行中必须保持一定的润滑油压,否则将不能运行。制冷压缩机中所使用的油压继电器实际上是油压差继电器。它的使用使压缩机在运行中确保一定的油压,当油压低于某一定值时,油压继电器将会动作,使压缩机停止运

行,以免发生设备事故。

2. 制冷系统中的温度监视及其安全设备

制冷系统在其一些设备上(如制冷压缩机的吸、排气侧、轴封处、润滑油系统中、冷凝器、蒸发器的制冷剂侧和水系统中等处)都装有温度计,用来监视和记录制冷系统的运行工况和运行调节的依据。有些还在制冷压缩机的排气管上安装温控器。

制冷系统中所使用的温度计主要是水银温度计。如果采用集中控制,远距离操作的还使用热电偶温度计、半导体温度计和电接点水银温度计等。

由于在制冷系统的运行中,压缩机的吸、排气温度、润滑油的温度、制冷剂的冷凝温度、过冷温度以及冷水进、出口温度、冷却水的进、出口温度、电动机温度等都是反映制冷系统的运行状况和保证安全运行的重要参数。因此所使用的温度计必须准确可靠,并能有效的进行控制,同时做到定期校验。

在制冷压缩机的吸、排气侧的温度计所反映出来的温度值变化情况,不仅能反映出机器运转是否正常,甚至可以反映出进、排气阀片的损坏情况。安装在排气管上的温控器还可以在排气温度超过调定值时发出报警信号并使压缩机停止运行,避免设备事故的发生。

3. 电气参数的监视及其安全设备

一般在稍大些的制冷压缩机的电动机及其他运转设备的电动机供电回路中都装有用于监视电动机运行状况的电压表和电流表,以判断运行中供电电压和运转电流是否正常。运行操作人员在制冷系统运行中还必须注意压缩机及其他运转设备的电动机电流的变化和电动机的温升情况,以避免发生电机烧毁事故。

4. 其他安全防护设施及运行中注意事项

(1) 制冷系统中的液面计。在制冷系统中的冷凝器、贮液器以及油分离器、压缩机的曲轴箱、油槽等处都装有液面计。由此可以判断系统中制冷剂量及润滑油量是否合适。制冷剂过多有可能造成压缩机的湿冲程,过少则可能造成制冷量偏低;润滑油的过少,将会造成运转部件润滑的恶化,从而引发设备事故,润滑油的过多又可能会使大量润滑油进入整个系统,从而使蒸发器、冷凝器内散热管表面形成油膜,降低传热系数。

(2) 制冷系统中的截止阀不得做节流阀使用,以避免截止阀阀芯的损伤而关闭不严和因供液不当而使制冷压缩机出现湿冲程。

(3) 冷凝器与贮液器之间的均压管上的阀门在运行中应打开,在两台以上贮液器之间设置的气体 and 液体均压管上的阀门不得关闭,以保证相互之间的压力均衡,液体制冷剂的流动畅通及液位的稳定。

(4) 设在室外的贮液器应设法避免日光的曝晒,不致使贮液器内的液态制冷剂温度升高而影响运行安全。

(5) 运转设备的防护罩(如皮带传动的皮带罩、联轴器防护罩等)均需完好,安装牢固,真正起到防护作用。

(6) 制冷机房内的事故排风装置、消防装置等必须处于完好状态,以备紧急状态时使用。

(7) 制冷系统在运行中,如果发生突然断电,运行人员必须立即关闭制冷压缩机的进、排气阀,冷凝器的出液

阀或系统中的供液阀、节流阀,同时切断压缩机电源。

(8) 消除冷凝器冷却管中的水垢时,必须先将其中的制冷剂排完,并切断其与系统的联系。

20.11.2 制冷系统的安全运行

制冷系统中的安全装置对生产运行中所出现的异常危险情况,防止发生爆炸或重大事故起到了良好的保证作用。但由于错误的操作方式或违反安全技术规程而造成的重大事故还时有发生。因此,为了保证制冷系统安全、正常运行,必须具备以下几个条件:

制定科学而合理、实用的安全操作规程,并认真执行。

定时和不定时的进行运行中的巡视检查,(尤其是在系统启动运行的初期阶段)如发现运行中出现异常,或根据运行中有关参数的变化趋势有可能发生异常时,要及时进行运行调整。如果自动调节不能奏效时,可采用手动方式进行。如运行中制冷系统的高压部分出现异常高压,发生湿冲程,液爆、液击等误操作都将会发生设备重大事故。

1. 阀门的安全操作

阀门是控制制冷系统安全、可靠运行所必不可少的部件。因此,在制冷系统的运行操作中,正确使用阀门是防止发生事故的重要保证。

我们知道,每一种用于开关的阀门都带有一定大小的圆盘形手轮,作为开关时的工具,以增加开关时的力臂长度。只要阀门维护保养得好,使用其自身所携带的手轮进行开关是完全可以的。在有些地方,平时对阀门不做维护保养以致发生锈蚀,开关不灵活。故不少地方为了阀门开关时省力,制做专用工具以加长其作用力臂,岂不知这样是有害而无益的。因为对阀门开关时增加力臂,在同样作用下,其力矩增大,作用于阀杆上的力也随之增大,这样就有可能使阀杆变形、扭曲甚至断裂,从而造成不应有的事故。

在制冷系统中,对于阀门的操作一定要做到认准对象,决不能要开甲阀门时而误将不应打开的乙阀门打开造成人为事故;开关时切忌用力过猛,以免损伤阀门。如系统中的吸气阀、冷凝器或贮液器的出(供)液阀在开启时一定要缓慢进行,甚至要开、停的交叉进行,以避免由于开启速度过快而造成制冷压缩机的湿冲程,同时在开启过程中注意倾听制冷剂的流动声音是否正常,以便及时采取必要的补救措施。

各种阀门在开启过程中,尤其在接近最大开度时,一定要缓缓扳动手轮,不得用力过大,以免造成阀芯被阀体卡住、阀板脱落等现象。而且在阀门处于最大开度时(以手轮扳不动为限)应将手轮回转1~2圈。因为对于一般阀门而言,其开度在70%~100%之间时流量变化不大。这样做可以使操作者在不了解阀门是开或关的状态时进行开启操作而由于用力过大使阀杆变形或断裂。

为了避免对阀门的误操作而造成事故,一般压缩机至冷凝器总管上的各阀门、冷凝器、蒸发器进、出水阀应处于常开状态,制冷系统中的各旁通阀、备用阀、充液阀、排污阀、放空阀等应处于常闭状态。处于常开或常闭状

态的阀门可摘掉手轮,对于其他阀门,最好挂上标明关、开的工作牌,以提示人们的注意。

2. 设备的安全操作

制冷系统中的运动部件,如传动皮带、联轴器等必须在有安全防护装置时才允许启动运行。蒸发器冷水出口处水温的降低必须要缓慢地一点一点往下降,制冷系统一启动就想让冷水温度降至要求值是不可能的,也是不现实的。操之过急的运行操作方式必然会带来不良后果。

对于氨制冷系统中空气的排放,必须经空气分离器而后排入水中,避免直接进入空气而发生爆炸的危险。

贮液器内的液面高度应在规定范围内,对于氨制冷系统其贮液器中液面的高度不得低于其径向高度的30%,但也不得超过其径向高度的80%。

制冷压缩机润滑油及系统制冷剂补充时,应避免空气进入系统中,应严格按有关规定进行操作,且充灌量应严格控制在设计要求和设备使用说明规定的范围。

3. 设备和管道检修的安全

为防止制冷系统检修时因设备内残存的制冷剂造成操作者的中毒和窒息,尤其是避免氨与空气混合到一定比例后遇明火而发生爆炸,以及氟利昂制冷剂在遇到明火而分解出剧毒物质,在制冷剂未抽完或未置换完全而未与大气接通时,严禁拆卸机器设备或设备附件进行焊接作业。

在检修制冷设备时,为了防止发生触电事故和其他意外事故,尤其对于集中控制的系统,必须在电源开关控制操作柜等处挂上工作牌,检修完后由检修者亲自取下,其他人无权乱动。

在制冷机房、泵房进行设备和阀门检修时,必须使用36V以下电压的照明电源,潮湿地区应采用12V以下的照明电源。

在检修制冷系统的管道时,如果需要更换或增添新管路时,必须采用符合规定的无缝钢管或无缝紫铜管(仅限于氟利昂制冷系统),坚决禁止使用水煤气钢管(有缝钢管)。

20.11.3 制冷剂的贮存和使用

制冷剂一般是采用钢瓶盛装而贮存的。要做到制冷剂贮存的安全,盛装制冷剂的钢瓶必须严格遵守国家劳动总局颁布的“压力容器安全监察规程”和“气瓶安全监察规程”的规定。这是因为制冷剂钢瓶属于液化气体压力容器,钢瓶的爆炸是常见的事故,往往造成人身伤亡的惨痛后果。钢瓶发生爆炸的主要原因为:

超过允许的充装量;使用超过有效期的钢瓶;钢瓶质量低劣;钢瓶已受损或有缺陷;使用了非制冷剂专用钢瓶;钢瓶存放间温度过高或钢瓶曝晒。据有关统计资料表明,氨瓶爆炸事故中,90%是由于超装而造成的。因此为保证人身和生产的安全,对制冷剂钢瓶的充装、使用、运输和贮存都必须遵守有关的安全规定。

(1) 制冷剂钢瓶充装的安全要求。对于制冷系统的运行管理人员而言,只是在制冷系统进行大修,制冷剂需要排放时才遇到制冷剂钢瓶的充装问题,但同样应该执

行有关的安全规程,丝毫不得马虎,否则后果是不堪设想的。

1) 钢瓶的检查。制冷系统在进行制冷剂的排放时一般是仍排进制冷剂钢瓶内,以免造成制冷剂的浪费,以备下次系统补充时使用。在充装钢瓶前必须对要使用的钢瓶进行必要的检查,其检查项目为:

① 首先从钢瓶的颜色、字样、符号、钢印判明与所要充装的制冷剂是否一致。

② 安全阀件必须完好无损。

③ 所使用的钢瓶必须在安全有效期内。

④ 钢瓶外观不得有缺陷。

2) 钢瓶充装时的安全要求。

① 钢瓶内制冷剂的充装量不得超过规定值。

② 认真填写充装记录,包括充装时间、钢瓶编号、实际充装量、充装者、复核者等。

③ 充装时所用的称量衡器必须准确。其最大称量应为常用值的1.5~3倍。

④ 从制冷剂钢瓶向低压容器或制冷系统内充加制冷剂时,必须经过减压装置。

(2) 钢瓶使用的安全要求。

1) 操作人员启闭钢瓶阀门时,应站在阀的侧面缓慢开启。

2) 钢瓶的瓶阀冻结时,应把钢瓶移到较暖的地方,或者用洁净的温水解冻,严禁用火烘烤。

3) 立瓶防止跌倒,禁止敲击和碰撞。

4) 钢瓶不得靠近热源,与明火的距离不得小于10m,夏季要防止烈日曝晒。

5) 钢瓶中气体不得用尽,必须留有一定的剩余压力。

(3) 钢瓶运输的安全要求。

1) 旋紧瓶帽、轻装、轻卸,严禁抛滑或撞击。

2) 钢瓶在车上应妥善加以固定,用汽车装运时应横向排列,方向一致,装车高度不得超过车帮。

3) 夏季运输时,车上应有遮阳设施,防止曝晒。

4) 运输钢瓶的车禁止烟火、禁止坐人,并应配制防氨泄漏的用具。

5) 严禁与氧气瓶、氢气瓶等易燃易爆物品同车运输。

(4) 贮存的安全要求。

1) 制冷剂钢瓶的贮存仓库禁止有明火或其他取暖设备。

2) 贮存仓库自然通风应良好或设置机械通风。

3) 钢瓶应旋紧瓶帽,放置整齐,妥善固定,留下通道,钢瓶卧放时应头部朝向同一方,防止滚动,堆放不超过5层,瓶帽、防震圈等附件应完整无缺。

4) 绝对禁止氨瓶与氧气瓶、氢气瓶同室贮存,以免引起燃烧、爆炸,并在附近设有抢救和灭火器材。

5) 禁止将有制冷剂的钢瓶贮存在机房内。

20.11.4 制冷系统运行中的人身安全和紧急救护

制冷系统在运行生产中必须做到安全、可靠,因此制冷系统的运行管理人员不仅要掌握制冷技术知识和熟练

的安全运行操作能力,而且还必须在运行中做到确保人身安全,并掌握有关制冷运行中有关人身安全和急救知识。由于制冷系统在运行中,任何错误的操作都将会导致重大事故的发生,同时电气设备、运转机械、高温、高压、低温以及制冷剂的泄漏都可能危及人身安全。

确保制冷系统安全可靠运行的保障是:运行操作人员必须保证正确操作、调节,坚守岗位,绝对不得擅离职守。

制冷系统的操作运行人员的技术水平对于安全运行有着重要作用。熟练的运行操作者能够预见事故的苗头,并采取正确的措施避免事故的发生。即使万一发生事故时,亦能迅速正确、妥善的处理。因而运行人员必须不断的学习和总结经验,不断地提高技术水平,严防一切事故的发生,安全地进行操作。

在系统运行中,遇到设备与系统发生故障而引起制冷剂大量泄漏时,在无法再运行的情况下,尤其对于氨制冷系统,应迅速离开现场,在外部切断电源后启动机房的通风设备,同时迅速穿戴好防毒面具、橡皮手套、防护服进入现场,关闭压缩机进、排气阀、供液阀(或冷凝器出液阀、节流阀)及其他有关阀门。

当制冷机房发生火灾时,必须立刻关闭系统,用泡沫灭火器、干粉灭火器等其他消防器材进行灭火抢救。同时向消防部门求救,以便迅速扑灭火灾,减少事故损失。

在对于处理事故中发生中毒者应采取下述抢救措施:

一般在氨制冷系统中,如果发生氨泄漏的重大事故时,就可能对人体造成伤害,发生氨中毒。氨对人体所造成的伤害大致可分为三类,即氨液溅到皮肤上引起冷灼伤的伤害,液氨或氨气对眼睛产生刺激性或灼伤性的伤害及氨气被人体吸入而导致刺激呼吸器官,甚至昏迷和死亡。因此发生氨中毒时必须采取相应的急救措施。

如果氨液溅到衣服和皮肤上时,应立即将被氨液溅湿的衣服脱掉,并用清水或20%硼酸水冲洗皮肤,且水温不得超过46℃,当解冻后再涂上消毒凡士林或植物油脂或万花油。

如果呼吸道受氨刺激而引起严重咳嗽时,可用湿毛巾或用水弄湿衣服,捂住口鼻。由于氨易溶于水,因此可显著减轻氨的刺激作用。或者在方便时用食醋把毛巾打湿,再捂口、鼻,由于醋蒸气可与氨发生中和作用,使氨变成中性盐类,故可减轻氨对呼吸道的刺激和中毒程度。如果呼吸道受氨刺激较大或中毒较重者,可使用硼酸水滴鼻漱口,并给中毒者饮入0.5%的柠檬酸水或汁。切忌饮白开水,因氨易溶于水会助长氨的扩散。

如果氨中毒十分严重致使呼吸微弱,甚至休克,呼吸停止应立即进行人工呼吸,并给中毒者饮用较浓的食醋,有条件时可以进行吸氧处理,并应立即请医生或送医院抢救。

在事故中不论中毒或窒息程度轻重与否,均应将患者转移至新鲜空气和通风良好处进行救护,以避免使中毒者继续吸入氨气。

如果中毒者呼吸中断,则应立即进行人工呼吸并立即请医生进行抢救。

如果腹部以下器官当吸附氨而产生强烈刺痛感时应立即跳入水池以得到缓解。

20.12 制冷系统的维护与检修

制冷系统的维护和保养内容一般包括日常保养和定期的检修。它是保证制冷系统长期正常运行、延长设备使用寿命,节省能耗,降低运行费用的有效措施。对于大型制冷系统,一般都有班运行记录,而且还建立设备的维修、改造技术档案。完整的技术资料对于提前发现运行中的故障隐患,以便及时采取必要的措施,防止故障的出现是十分有益的。

制冷系统中的设备一般是根据运行记录及运行总时数来决定检修和保养等级。检修和保养的主要内容应包括以下方面。

1. 制冷压缩机

制冷压缩机是制冷系统中的主要运动部件,一般也是最容易产生故障的设备。尤其是活塞式制冷压缩机的吸、排气阀片和阀板(或阀座),传动机构中的各种摩擦偶合件,轴封装置和齿轮油泵等,均应认真检查。对于封闭式制冷压缩机,在夏季使用前还应测量其接线柱与机壳之间的绝缘电阻值。

2. 冷凝器和蒸发器的情况

制冷系统中的风冷冷凝器和直接蒸发式冷却器,由于其肋片间距较小,空气中的灰尘很容易积聚在肋片之间的缝隙中,甚至将肋片间的空气通道封死,使风量减少,热阻增大,影响传热效果。因此,在运行一段时间后,根据运行参数的变化情况及其积灰情况可采用压缩空气吹除或用钢丝刷清理。

水冷式冷凝器使用自来水或经冷却塔循环使用,或者直接使用江河湖泊之水,水质较差。当水中的钙、镁盐含量较大时,容易在冷却水管的壁面上形成一层水垢,从而影响传热效果。同时如果水垢过厚还会减少冷却水的流通断面,甚至将冷却水管堵死,使冷却水量减少,冷凝压力上升,制冷效率下降,耗能增加。因此,对冷凝器的冷却水管应定期进行清洗,以去除冷却水管中的水垢及其他污物。

3. 润滑油的更换

压缩机中的润滑油在长期使用后,油质将变差,油中的机械杂质(颗粒性杂质)、水分和酸量(氟利昂制冷系统)将会增加。尤其是在制冷压缩机的试运行和运行初期阶段,应经常观察和检查油质,一旦发现问题,应及时进行更换或按有关技术要求定期更换。

4. 制冷系统中制冷剂过滤器、油过滤器的清洗和干燥剂的更换

制冷系统中制冷剂过滤器的清洗和干燥剂的更换对于保证系统中制冷剂的正常循环,达到制冷的目的是十分重要的。由于以氟利昂做制冷剂时,水与氟利昂不互相溶解,带入系统中有可能产生冰塞,而制冷剂中的机械杂质又会加速设备的磨损。因此,保持制冷系统内制冷剂的干燥和清洁是十分重要的。

5. 其他部分

在制冷系统停运检查期间,对于在以前运行中曾出现过的故障的部位进行重点检查,同时系统中的其他辅助设备,如冷却塔、水泵、风机等也应进行相应的检查和保养。

20.12.1 活塞式制冷压缩机的维护与检修

1. 活塞式制冷压缩机的保养

(1) 制冷压缩机的一级保养内容:

- 1) 设备外表面的擦洗,要求无锈蚀、无油污,漆见本色铁见光。
- 2) 检查底脚螺钉、紧固螺钉是否松动。
- 3) 检查联轴器是否牢靠,传动带是否完好,松紧度是否合适。
- 4) 检查润滑油系统,保持油量适当,油路畅通,油标醒目。
- 5) 检查各调节机构,保持灵活可靠。
- 6) 检查轴封是否泄漏。
- 7) 检查各摩擦部位温度是否正常。
- 8) 监听传动机构的声音有无异常。
- 9) 检查冷却系统水温、水量应正常。
- 10) 检查各阀门,保持开关灵活、可靠、不泄漏。
- 11) 擦拭各指示仪表;保持明净醒目。
- 12) 调节安全阀,保持在规定压力范围内。
- 13) 检查膨胀阀及电磁阀。
- 14) 修补保温层。
- 15) 其他设备(低压开关柜、电机、离心风机、离心泵等)按一级保养处理。

(2) 活塞式制冷压缩机的二级保养内容:

- 1) 进行一级保养的各项内容。
- 2) 清洗汽缸、活塞与机身,更换密封圈及易损件。
- 3) 检修与调整各轴瓦间隙(清洗或更换轴承)。
- 4) 清洗检查连杆及十字头。
- 5) 检查或更换进、排气阀片。
- 6) 检查能量调节机构。
- 7) 调整活塞间隙。
- 8) 清洗曲轴箱、齿轮油泵、油过滤器及油分离器、吹扫油管、更换润滑油。
- 9) 检修或更换已损坏的阀门及零件。
- 10) 校验各指示仪表。
- 11) 全面检查冷却系统、清理水池、冲洗管道、清除冷凝器及压缩机水套中的污垢及杂物。
- 12) 全面消除泄漏现象。
- 13) 检查高、低压继电器及油压继电器。
- 14) 修补保温层。
- 15) 其他附属设备按二级保养处理。

2. 活塞式制冷压缩机的计划修理

制冷压缩机的计划修理应由专业修理人员进行,计划修理分为小、中、大修。

(1) 制冷压缩机的小修。活塞式制冷压缩机一般在运行 700~1000h 左右应进行小修,其内容如下:

- 1) 截止阀及压缩机的吸、排气阀组、拆卸清洗阀片,

更换已损坏和磨损的阀片、阀簧、开口销等,并对阀片进行严密性试验。排除所有截止阀沿阀杆的泄漏现象。

2) 汽缸。清洗并检查汽缸壁的光洁度,检查卸载机构的严密性及灵活性,同时检查汽缸的余隙量。

3) 连杆大头轴瓦。检查连杆螺栓及开口销的牢固性。

4) 润滑系统。清洗曲轴箱及油过滤器,疏通油路,更换润滑油,调节油压。

5) 制冷压缩机本体。检查地脚螺钉松动情况并紧固,机体各连接面是否严密,传动带或联轴节是否正常,清洗吸气过滤网。

6) 通过上述几个主要部分的检查,处理并做好记录,为下次检修提供技术资料。

(2) 制冷压缩机的中修内容。在活塞式制冷压缩机运行 2500~3000h 以后,一般应进行一次中修,中修中除应该进行小修各项内容外,还应包括以下内容:

1) 压缩机吸、排气阀及截止阀。检查调整阀片升高行程,研磨吸、排气阀座,以消除阀片的不严密之处,更换已老化的弹簧。检查截止阀关闭是否严密,必要时更换阀芯巴氏合金并排除阀门阀杆泄漏现象。

2) 汽缸与活塞。测量活塞环锁口间隙,以及活塞环轴向、径向间隙,必要时更换活塞环。检查活塞销的间隙及两端固定卡簧的可靠性。

3) 连杆及连杆大头轴瓦。检查连杆大头轴瓦结合部位,测量配合间隙,必要时进行调整刮研。

4) 轴封。检查和调整轴封器各零件的配合情况,清洗轴封,疏通油路,更换轴封橡胶圈。

5) 润滑系统。清洗润滑系统,检查和调整油泵配合间隙。

6) 卸载机构。检查或更换顶杆,将卸载机构与油量分配阀之间的油管对换,以使各汽缸磨损均匀,并试验其灵活性,检查油活塞与油缸的间隙。

7) 其他。检查联轴器并更换已损坏的弹性橡皮圈,检查氟油分离器的自动回油阀,更换氟利昂制冷系统中的干燥过滤器的干燥剂。对搅拌机、水泵、风机做相应的中修。

(3) 制冷压缩机的大修。制冷压缩机的大修应对压缩机进行全部分解,除完成中修内容外,还应包括以下内容:

1) 汽缸与活塞。测量活塞的磨损程度,必要时更换新活塞或加大活塞及活塞环。修复合活塞销,更换连杆小头轴瓦,检查汽缸或汽缸套的椭圆度、圆锥度或更换汽缸套。

2) 制冷压缩机的吸、排气阀及截止阀的检查、修复或更换吸、排气阀组合件,并保证其良好的工作性能。安全阀进行定压铅封。修理压缩机吸、排气口处的截止阀、旁通阀、油压调节阀,并更换阀门填料。

3) 曲轴及主轴承。测量曲柄销的偏摆度、平行度、主轴颈的椭圆度、圆锥度以及裂纹、沟槽等情况,以便修理更换。修理或更换前后主轴承或重新浇注巴氏合金。

4) 连杆和大小头轴瓦。检查连杆大小头轴瓦孔的平行度并加以修复。检查连杆大小头轴瓦磨损情况或重

新浇注巴氏合金。

5) 轴封。检查动、静密封环和橡胶密封圈与轴承弹簧性能,并研磨密封面或者更换。

6) 润滑系统。修理和更换油泵齿轮轴,检查油泵齿轮与油泵腔的配合间隙,必要时更换油泵齿轮。

7) 卸载机构。检查顶杆的磨损情况或更换顶杆,更换顶杆小弹簧和开口销,检查油活塞及其弹簧,并试其灵活性及严密性。

8) 其他。检查所有测量仪表并校验,消除压缩机汽缸冷却水套中的水垢,检修系统中所有阀门并试压。检修搅拌机及离心水泵、离心风机,检修管道保温情况及保温材料情况,必要时可更换保温材料,清除其他辅助设备表面的铁锈,吹除内部污物及油腻等。

20.12.2 螺杆式制冷压缩机的维护、保养与检修

螺杆式制冷压缩机组也是利用低温制冷剂气体的压缩,高温高压制冷剂气体的冷凝,对液态制冷剂的节流和液态制冷剂的蒸发吸热来完成制冷循环的。与活塞式制冷压缩机组相比,除了压缩机本体结构不同外,其他附属设备基本相同。因此,它们的维护、保养等具有一定的共性。

1. 主机的维护、保养与检修

螺杆式制冷压缩机是一种高速回转机械,其良好的性能是建立在高精度加工和装配的基础上,因此,对其加强日常的维护保养和及时的检修则是保证机组安全、可靠运行的重要因素。

(1) 机组的维护、保养。螺杆式制冷压缩机组的日常维护、保养应建立在日常的运行巡视检查基础上,只有这样,才能做到及时发现设备的问题及故障隐患,以便及时采取措施进行必要的调整和处理,以避免设备事故和运行事故的发生而造成不必要的经济损失。

螺杆式制冷压缩机组在日常运行检查中应注意以下问题:

- 1) 机组运行中的振动情况是否正常。
- 2) 机组在运转中的声音是否异常。
- 3) 运转中压缩机本体温度是否过高或过低。
- 4) 运转中压缩机本体结霜情况。
- 5) 能量调节机构的动作是否灵活。
- 6) 轴封处的泄漏情况及轴封部位的温度是否正常。
- 7) 润滑油温、油压及油液位是否正常。
- 8) 电动机与压缩机的同轴度是否在允许范围。
- 9) 电动机运转中的温升是否正常。
- 10) 电动机运转中的声音、气味是否有异常。
- 11) 机组中的安全保护系统(如安全阀、高压继电器、油压差继电器、压差控制器、温度控制器、压力控制器)是否完好和可靠。

螺杆式制冷压缩机组中润滑油的更换:

前面我们已经提到,螺杆式制冷压缩机在运转时是依靠向工作腔内喷进一定数量的润滑油(喷油式螺杆式制冷压缩机),以提高工作腔内的气密性,同时对两转子之间的齿面进行润滑,以提高机组的工作效率和降低排气温度及噪声。在机组的运行中,可能会由于油温的过

高而使其粘度下降,甚至产生炭化,对接触面起不到润滑作用,或者堵塞油路,或由于润滑油中的机械杂质(如系统中的锈渣及砂粒)等进入工作腔及其他润滑部位都会造成过量的机械磨损,甚至损坏,因此,必须根据压缩机在运转中油质情况,及时更换,而且每次换油时均应对吸气过滤器、油过滤器进行清洗,过滤网有破损者则应更换。

在进行润滑油更换时,必须严格按照前面所规定的程序进行。

(2) 压缩机的检修。螺杆式制冷压缩机的检修应有专门的设备和修理人员进行。

1) 螺杆式制冷压缩机的拆卸。当螺杆式制冷压缩机需要大修时,就要对压缩机进行拆卸。在进行压缩机拆卸时应注意以下几点:

① 必须将积存于压缩机内的制冷剂抽回至制冷系统中的冷凝器或贮罐中,使压缩机内的压力等于或低于大气压。之后关闭吸、排气阀,使压缩机与制冷系统断开。关闭电源。在对压缩机进行抽空后,机内压力不再回升时,可打开放空阀,使压缩机内压力与其外界压力相平衡。

② 如果对压缩机进行抽空后,在关闭吸、排气阀后机内压力回升时,则应查明原因,进行排除。否则,不得对压缩机进行拆卸。

③ 在拆卸压缩机时应制定一定的程序,有步骤地进行,一般应遵循由外向内,先部件后零件的拆卸方式,同时在拆卸时严禁磕碰而致伤损。

④ 压缩机拆卸时应按有关技术文件规定进行。

下面以 LG20C 压缩机为例,简单介绍其拆卸程序:

① 润滑系统的拆卸。将各部件的连接油管和控制部分及四通阀拆下;关闭有关阀门,拆下粗、精滤油器;拆卸油泵的连接油管,拆下油泵。

② 拆卸联轴器,拆下压板和传动芯子,将飞轮推向电机侧。

③ 拆下吸气过滤器。

④ 拆卸压缩机底脚螺栓,将压缩机吊上修理平台。拆下吸气止回阀,拆除压缩机联轴器和半圆键。拆下能量指示器组件。拆下内六角螺钉,拔出定位销后平行地移出吸气端盖。拉出油活塞部件,抽出汽缸套。拆下平衡活塞螺丝、挡圈、平衡活塞及平衡油缸套。拆卸轴封。拆下排气端盖和轴封护圈,取出轴封组件。

⑤ 以压缩机的吸气端盖为底,并在其下垫上木块,竖直放置。拆下压缩机的有关螺母。拆下定位销和六角螺钉后,用两只吊环螺丝对称地旋入排气端座的螺孔内,将机体吊放在平台上,拉出轴承,取下调整块。取出主、从动转子,取出滑阀和滑阀导杆组件。拆下滑动轴承和止推轴承,拆下吸、排端座内轴瓦。

⑥ 拆卸润滑系统部件。拆卸油泵,拆下联轴器及机械轴封组件,拆下泵体端盖及轴承座、轴承,拆下内外齿轮,偏心套及油道垫板,取出轴承。拆卸油过滤器。

2) 零件的检查。机体及零部件拆卸结束后(或同

时)对零部件进行全面的检查,以决定修复或更换。检查的内容主要有:

① 机体内表面,滑阀表面,转子外表面,两端及吸、排气端座间是否有摩擦痕迹。

② 使用一定精度的量具测量机体内圆,滑阀、转子、轴颈的外圆及轴承内圆,平衡活塞等尺寸(取上、中、下三处)并做好记录。

③ 检查轴封动、静环摩擦情况及各种轴承状况。

④ 检查密封件及全部“O”形环。

3) 零部件的修理。

① 机体内表面有不太严重的磨损及拉毛时,应使用砂石或油石磨光,如果拉毛严重时可在机床上处理。

② 如果阴、阳转子有拉毛,可用油石磨光或上机床磨光。转子的轴颈及轴封部位不得有锈斑、裂纹等缺陷,如少许磨损可用砂布打光,同时应测量其椭圆度,以决定轴承的装配间隙。对于机件和转子任何一个零件磨损量大时,都应按实际情况更换或单配。

③ 主轴承的磨损量如超过轴颈的配合间隙时都应

更换,修理时必须保证与机体同心。

④ 止推轴承受磨损后间隙增大时,则应更换。

⑤ 轴封的静环应用金刚砂研磨,密封垫与“O”型环老化时,应更换。

⑥ 平衡活塞、油活塞因磨损而间隙增大时,应更换。

⑦ 转子与排气端面间隙如超过规定值,可用调整环调整。

4) 螺杆式制冷压缩机的装配。螺杆式制冷压缩机的零部件修理后,即可进行装配。装配质量的好坏则直接关系到压缩机能否安全、可靠、高效率的运转。因此,在装配前应将所有零件进行清洗,并用绸布擦干,运动部位,配合表面涂上清洁的符合机组使用技术指标的冷冻机油,橡胶圈、密封垫则可涂以黄干油。装配时的步骤与拆卸时相反,同时装配时应特别注意转子的端面间隙,轴承压盖间隙、径向间隙以及滑动轴承间隙,止推轴承应使用螺帽上紧,防止松动。装配后可用手轻松转动主动转子,应无卡阻现象。

螺杆式制冷压缩机的装配间隙见表 20-33。

表 20-33 螺杆压缩机装配间隙表(单位:mm)

项 目	LG10C $\frac{A}{F}$	LG12.5C $\frac{A}{F}$	LG16C $\frac{A}{F}$	LG20C $\frac{A}{F}$	LG25C $\frac{A}{F}$
1. 转子排气端面与排气端座间隙	0.07~0.10	0.07~0.10	0.08~0.10	0.10~0.15	0.12~0.15
2. 转子吸气端面与吸气端座间隙	0.18~0.29	0.25~0.40	0.30~0.40	0.35~0.45	0.60~0.70
3. 转子与机体径向间隙	0.08~0.12	0.071~0.117(阴) 0.075~0.102(阳)	0.18~0.24(阴) 0.20~0.28(阳)	0.24~0.31	0.175~0.225
4. 滑阀与机体径向间隙	0.03~0.08	0.037~0.095	0.05~0.06	0.05~0.08	0.08~0.117
5. 滑动轴承与转子主轴颈间隙		0.05~0.80	0.06~0.10	0.08~0.10	0.10~0.142
6. 轴承压盖与单列向心轴承外圈端面间隙	0.005~0.01	0.005~0.01	0.01~0.02	0.005~0.01	0~0.015
7. 平衡活塞与平衡活塞套间隙	0.10~0.15	0.06~0.136	0.14~0.16	0.18~0.22	0.48~0.28
8. 油活塞与油缸的间隙		0.12~0.261	0.04~0.05	0.04~0.06	0.125~0.20

5) 螺杆式制冷压缩机的密封。螺杆式制冷压缩机的平面与某些接头部位的密封是采用厌氧胶或“O”环密封。厌氧胶有一定的粘性,可以使贴合面粘得相当牢。在对压缩机进行拆卸时,应将所有接合面处的厌氧胶刮掉,且用汽油清洗干净,不得留下残渣。

在机组进行装配时,应将需进行密封的面平放,且清洗干净,不得有任何油污,待表面干燥后可在密封面上涂一层很薄的厌氧胶。装配原轴封部件后,应静置4个小时以上,待厌氧胶干燥后才可移动。否则,未凝固的厌氧胶流入压缩机的运动部件上,将会影响压缩机的正常运转。

2. 附属设备的维护、保养与检修

(1) 螺杆式制冷压缩机组中蒸发器、冷凝器、冷却塔、水泵(包括冷水泵、冷却水泵等)的维护、保养与检修可参阅有关部分。

(2) 油冷却器的维护、保养。由于螺杆式制冷压缩机组在正常运行中,由压缩机排出的高温、高压油、气(制冷剂气体)混合物中分离出来的润滑油温度很高,这样的高温润滑油是不能再进入压缩机中起润滑和冷却作用

的,必须经油冷却器进行冷却后达到压缩机所需要的粘度和温度后方能重复使用。为此,在螺杆式制冷压缩机组中专门配置了一台油冷却器。油冷却器也是一种卧式壳管式热交换器,如图 20-100 所示。润滑油在管外,水程在管内。

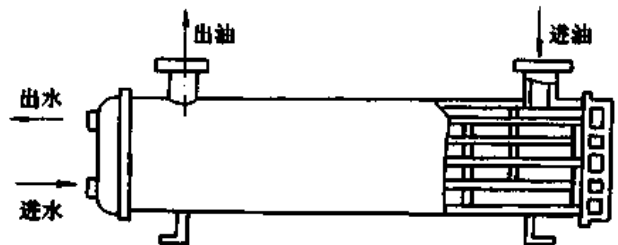


图 20-100 油冷却器

油冷却器由于以水作为冷却介质,因此,在使用中一方面水中的杂质会在冷却水管内沉淀、聚积而附着于管壁,从而降低了传热系数,另一方面由于高温润滑油的作

用而不可避免地会在冷却管水侧产生水垢,从而降低了冷却器的冷却效果,又加大了冷却水的流动阻力。因此,油冷却器在使用中应注意以下问题:

1) 油冷却器在机组冬季停止运行期间,应打开水盖上的放水塞,将冷却器内的积水排空,以防止冻结而损坏设备。

2) 当油冷却器的冷却效果较差时,即使降低冷却水的温度和加大冷却水的流量,也不能使油冷却器出口油的温度控制在 $40\sim 60^{\circ}\text{C}$ 时,则应对油冷却器的冷却管水侧进行清洗除垢。清洗除垢的方法可参考冷凝器、蒸发器水侧的清洗除垢方法进行。

(3) 油过滤器的维护和保养。在螺杆式制冷压缩机组中,为了清除来自润滑油泵中的杂质,尤其是微小的铁质颗粒状杂质及其他机械杂质,使喷入压缩机内及送往

各润滑点的润滑油清洁,保证各摩擦面处于良好的工作状态,为此,机组设置了两个油过滤器,即油粗过滤器和油精过滤器。

油粗过滤器和油精过滤器的筒体都是由无缝钢管制成,焊有进、出油管及放空接头,筒体内装有不锈钢丝网胆。对于油粗过滤器,润滑油从网胆内进入,经过滤后流向油泵;对于油精过滤器,在其网胆内装有滤芯,滤芯为一永久磁铁,用于吸附油中的铁质粉末,由油泵来的润滑油经网胆内表面进入,经外表流向供油总管。图 20-101 为油精过滤器结构图。在油精过滤器滤网的前后油道上装有传压管,与压差继电器下面和上面接头相连。当进出口油压差大于 0.1MPa 时,油压差控制器动作而使制冷压缩机停车,同时控制系统中的故障显示灯亮,此时则说明该油过滤器已经堵塞,必须进行拆卸清洗。

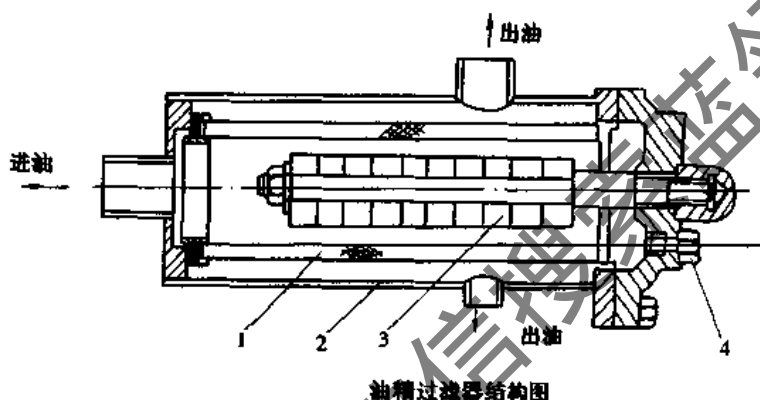


图 20-101 油精过滤器结构图
1-滤网;2-筒体;3-磁体;4-放空塞头

对油过滤器进行清洗时,必须在螺杆式制冷压缩机停机状态下才可进行。同时切断油过滤器与系统的联系(即关闭有关的阀门)。这时可打开放气塞,使油精过滤器内外的压力相平衡,拆下油精过滤器的端盖(连同滤芯一起取下),取出网胆,使用汽油或煤油将滤芯和网胆清洗干净,然后用氮气或干燥压缩空气吹干,再依次装入(安装时应更换密封垫)。装好后将同牌号、符合技术指标的冷冻机油从加入口加入,以排除其内部的空气,再旋紧放气塞,接通油路。第一次运行 $1.5\sim 2\text{h}$ 后进行清洗,第二次运行 $4\sim 5\text{h}$ 后再进行一次清洗后即可投入正常运行。

油粗过滤器尽管所使用的滤网孔眼稍大,但在一定程度上也会堵塞,一旦油粗过滤器产生堵塞,将会引起油泵的气蚀而使其过分磨损,同时压力表指针发生跳动,此时则必须进行清洗。清洗方法同上所述。

(4) 吸气过滤器的维护、保养。螺杆式制冷压缩机运行后,残存于容器及管道中的污物将会随着制冷剂的流动方向而向压缩机集中。因此,为了保护压缩机不致被污物及机械杂质进入压缩机腔内而损坏,在压缩机的吸入口处设置了吸气过滤器。

吸气过滤器由焊接而成的壳体 and 不锈钢丝过滤网组成,如图 20-102 所示。设有储油隔套的吸气过滤器如图 20-102。

螺杆式制冷压缩机在运行中,如果吸气过滤器发生

堵塞,如不及时进行清理而勉强运行时,除了会使制冷机组的制冷量下降外,还会由于吸气过滤器前、后压差过大而破坏滤网,杂质被吸入压缩机内而造成重大事故。因此,吸气过滤器在发生堵塞时必须及时进行清洗。

吸气过滤器的清洗也必须在螺杆式制冷压缩机停机状态下进行。此时可关闭压缩机的吸、排气阀(转子直径为 $100、125、250\text{mm}$ 的制冷压缩机组的排气阀位于压缩机与油分离器之间的管道上),将压缩机内的制冷剂设法排出,然后拆下吸气过滤器的端盖,取出过滤器,可使用氮气或干燥压缩空气将其吹除干净或进行清洗后重新装入,将端盖装好后可使用真空泵从放空阀处对其抽真空,使其内的绝对压力达 $5.33\text{kPa}(40\text{mmHg})$ 时为止,关闭放空阀,打开排气阀,在确定无泄漏现象后可按正常开车程

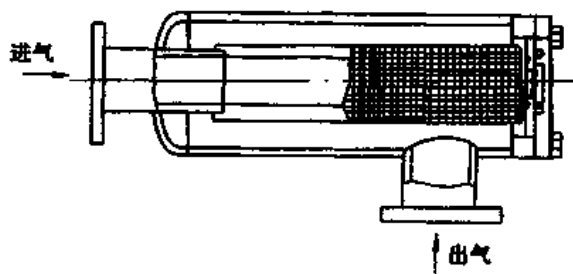


图 20-102 吸气过滤器

序启动运行。

在对吸气过滤器进行清洗和安装时,要坚决杜绝滤网内的脏物进入筒体和落入吸气止回阀的阀芯上,以避免机组在运行中损坏设备。同时在安装滤网前,还必须确认滤网上无脏物时才允许安装。

(5) 止回阀的安装必须注意其方向正确。在螺杆式制冷压缩机的吸气口和排气口或排气管路上分别装有止回阀(又称逆止阀)。其作用是防止油分离器内的高压气体急剧地倒流向蒸发器和防止冷凝器的高压气体倒流回机组,从而引起压缩机的反转而损坏设备。

止回阀是一种单向阀,它由阀体、阀芯、弹簧等组成,使通过的介质只能顺向流动而不会逆向流动。当阀芯两边的压差大于弹簧力时,阀芯打开,气体通过;反向时在气体压力和弹簧力共同作用下关闭阀芯,气路切断。因此,压缩机检修后,止回阀的安装必须使气流方向与阀体上的箭头方向相一致,否则将发生事故。

20.12.3 离心式制冷机组的维护与检修

1. 空调用离心式制冷机组的日常维护与保养

空调用离心式制冷机组的日常维护与保养的目的是为了保证机械设备正常运转和提高寿命,保证要求的制冷量和保证各辅助设备和系统与机组的协调一致的工作。

(1) 空调用离心式制冷压缩机日常维护和保养。

1) 严格监视油槽内的油位。机组在正常运行时,机壳下部油槽的油位必须处于油位长视镜中央(如为上、下两个圆视镜时,油位必须在上圆视镜的中横线位置)。对新启用的机组必须在启动前根据使用说明书的规定加足冷冻机油。对于定期检修的机组,由于油泵及油系统中的残余油不可能完全排净,故再次充灌时必须以单独运转油泵时油位处于视镜中央为正常油位。油位过高将使小齿轮浸于油中,运转时产生油的飞溅,油温急剧上升,油压剧烈波动,由于轴承无法正常工作而导致故障停车。如果由于油位太低,则油系统中循环油量不足,供油压力过低且油压表指针波动,轴承油膜破坏,因而导致故障停车。但必须注意机组启动过程中的油位指示与机组运行约4h后油位指示的区别。机组在启动过程中,油中溶有大量制冷剂,即使油槽油温在55℃,由于润滑油系统尚未正常工作,仍然不能较大幅度地排出油中混入的制冷剂。因此在制冷机组运转时,油槽油位上部产生大量的泡沫和油雾,溶入油中的制冷剂因油温升高不断地气化、挥发、逸出,通过压缩机顶部平衡管与进气室相通进入压缩机流道。当压缩机运行约4h后,由于制冷剂从油中排出,油槽油位将迅速下降,并趋于平衡在某一油位上。

如果机组在运行中油槽油位下降至最低限位以下时,应在油泵和机组不停转的情况下,通过润滑油系统上的加油阀向油系统补充符合标准的冷冻机油。如果油槽油位一直有逐渐下降的趋势时,则说明有漏油的部位,应停车检查处理。

2) 严格监视供油压力。离心式制冷机组正常的供油压力状态应包括:

① 可通过油压调节阀的开和关来调节油压的大小。

② 油压表上指针摆动幅度 $\leq \pm 50\text{kPa}$ 。

③ 油压不得呈持续下降趋势。如果机组在运转中加大导叶开度(即加大负荷)时,油压虽有一定的下降趋势,但在导叶角度稳定之后应立即恢复稳定。故在运行中导叶的开大,必须谨慎缓慢,每开5°应停一会,切忌过快过猛。一般在机组启动后,进口导叶开启前,油泵的总供油压力一般应调在0.3~0.4MPa(表压)。为了保证压缩机的好润滑,滤油器后的油压与蒸发器内的压力差一般控制在0.15~0.19MPa(1.5~1.9kgf/cm²)(表压),不得小于0.08MPa(0.8kgf/cm²),控制和稳定总油压差的目的是为了保证轴承的强制润滑和冷却,确保压缩机一主电动机内部气封封住油不内漏,保证供油压力和油槽上部空间负压的稳定。

在进行油压调整时,必须注意在机组启动过程及进口导叶开度过小时,油压表的读数(与油槽压力差)均高于0.15~0.19MPa(1.5~1.9kgf/cm²)。但当机组处于额定工况正常运行时,该油压差值必须小于压缩机的出口压力,只有这样,主轴与主电动机轴上的充气密封才能阻止油漏入压缩机内。

3) 严格监视油槽油温和各轴承温度。离心式制冷机组在运转中,为了保持油质一定的粘度,确保轴承润滑和油膜的形成,保证制冷剂在油中具有最小的溶解度和最大的挥发度,因此必须使油槽油温控制在50~60℃之间,并与各轴承温度相协调。运行实践证明,油槽油温与最高轴承温度之差一般控制在2~3℃之间,各轴承温度应高于油槽的油温。机组在正常运转中,由于润滑油的作用,将轴承的发热量带回油槽,因此油槽的油温总是随轴承温度的上升而上升。如果主轴上的推力轴承温度急剧上升,虽低于70℃还未达到报警停车值,但与油槽内的油温差值已大于2~3℃,此时则应考虑开大油冷却器的冷却水量,使供油温度逐渐降低,最高轴承温度和油槽油温也将相应降低。如果轴承温度与油槽油温之差值仍远超出2~3℃,但轴承温度不再上升,可采用油冷却水量和水温调节,但如果轴承温度仍继续上升,则应考虑停机进行检修。

4) 严格监视压缩机和整个机组的振动及异常声音。离心式制冷机组在运行中,如果某一部位发生故障或事故的征兆时,就会发生异常的振动和噪声。如压缩机、主电动机、油泵、抽气回收装置、接管法兰、底座等所产生的各种形式的振动现象,必须及时排除。这是空调用离心式制冷机组日常维护和保养的重要内容之一。离心式制冷压缩机在运行中可能产生振动的原因为:

① 机组内部清洁度较差,各种污垢层积存于叶轮流道上,尤其是在叶轮进口处积垢在1~2mm时,就有可能破坏转件已有的平衡状态而引起机组振动的后果,故必须保持机组内部清洁。为此应做到:在设备大修时,对蒸发器和冷凝器筒体内壁、机壳和增速箱体内壁、主电动机壳体内壁等与制冷剂接触的部位所使用的防腐蚀、防锈涂料必须确保与制冷剂不相溶和无起皮脱落,以避免落入压缩机流道内部,造成积垢。必须确保制冷剂的纯度和符合质量标准,并应定期抽样化验。尤其是对制冷剂中的水分、油分、凝析物等必须符合标准要求,避免器

壁的锈蚀和积垢。注意运行检查,如发现蒸发器、冷凝器传热管漏水必须停车检修。确保机组密封性和真空度要求,避免外部空气、水分及其他不凝结气体渗入机组内,一旦发现系统不凝性气体过多则必须利用抽气回收装置进行排除。定期检修和清洗浮球室前过滤网。

② 转子件与固定件相碰撞。离心制冷压缩机属于高速旋转的离心式机械,其转子件与固定件之间各部位上均有一定的配合间隙,如叶轮进出口部位与蜗壳、机壳之间;径向滑动轴承与主轴之间;推力轴承与推力盘之间等,当润滑油膜破坏时,将会引起碰撞、叶轮与蜗壳、机壳之间的碰撞,将会使铝合金叶轮磨损甚至破碎。叶轮的磨损或破碎又会使转子件的平衡受到破坏,从而引起转子件剧烈振动或破坏事故。如润滑油太脏,成分不纯,混入大量制冷剂,油压的过低或过高,油路的堵塞或供油的突然中断等,都可能导致轴承油膜的无法形成或破坏,这也是引起压缩机转子件振动破坏的直接原因。

③ 压缩机在进行大修装配过程中,如果轴承的不同轴度,齿轮的正确啮合、联轴器对中、推力盘与推力块工作面之间的平行度、机组的水平度,装配状态如果达不到技术要求,也是造成压缩机转子件振动的原因。

此外,离心式制冷压缩机的喘振和堵塞都将会引起机组的强烈振动。甚至引起破坏性的后果。在机组运行中,油泵故障也会造成油泵和油系统发出强噪声和过高的振动值,这可由产生振动的部位和观察油压表指针的摆动状态来加以判断。还有抽气回收装置中由于传动皮带的松紧不当或装配质量问题也会引起装置的剧烈振动,此时可切断装置与冷凝器、蒸发器的连通阀,在不停机情况下检修回收装置。

5) 严格控制润滑油的质量和认真进行油路维护。冷冻机油如果由微红变为红褐色,透明度变暗,则说明润滑油中悬浮着有机酸、聚合物、酯和金属盐等腐蚀产物。此时润滑油的表面张力下降,腐蚀性增加,油质变坏,则必须进行更换。在进行润滑油的更换时,必须使用与原润滑油同牌号,符合技术条件的润滑油,绝不许使用其他牌号或不符合技术标准的润滑油。

对润滑油系统的维护管理应做到以下几点:

① 一般情况下应每年更换一次润滑油,更换时应对油槽做一次彻底清洗,以清除油槽中所有沉积的污物、锈渣,并不得留下纤维残物。

② 对于带有双油过滤器的离心式制冷机组应根据油过滤器前后的油压表读数之差来判断油过滤器内部脏物堵塞的程度,随时进行油过滤器的切换,以使用干净的油过滤器。对于只有一个油过滤器的离心式制冷机组,应根据具体情况在停机期间进行清洗滤芯和滤网。如发现滤网破裂,应立即更换。

③ 在制冷机组的每次启动时,应先检查油泵及油系统是否处于良好状态后才能决定是否与主机连锁启动。如有异常应处理后再启动。

④ 油压力表应在使用有效期内,供油压力不稳定时不准启动机组。

⑤ 油槽底部的电加热器在机组启动和停机时必须接通。如果长期停机但机组内有残存的制冷剂时,则须

长期接通。机组运行中,可根据情况断开或接通,但不论在任何情况下,必须保证油槽油温在 $50 \sim 60^{\circ}\text{C}$,过低和过高均需要调节。

⑥ 机组在启动和停机时应关闭油冷却器的供水阀。在长期运行中应根据油槽中润滑油温情况进行随时调整冷却水量,一般应以最高轴承温度为调整基准。

(2) 主电动机的日常维护与保养。

1) 机组在运行中应严格监视主电机的运转电流大小的变化。离心式制冷压缩机在正常运行中,其主电动机的运行电流应在机组额定工况与最小工况下运行电流值之间波动。一般主电动机应禁止超负荷运行,也就是说主电动机在运行中其电流值不得超过其额定电流值。

在运行中,主电动机电流表指针的有些小摆动是由于电网电压的波动所造成的。但有时由于电源三相的不平衡及电压的波动,机组负荷的变化以及主电机绝缘不正常也会造成电流表指针周期性或不规则的大幅度摆动。出现这些情况时则应及时进行调整和排除。

2) 应严格注意主电动机的启动过程。为了保护主电动机,必须坚决避免在冷态连续启动两次,在热态连续启动一次和在一个小时内启动三次。这是由于,一是主电动机在启动过程中,启动电流一般是正常运行的7倍,如此大的启动电流会使主电动机绕组发热,加速绝缘老化,缩短电机寿命。同时还造成很大的线路电压降而影响其他电器设备的运行。另一方面由于启动过程中扭矩是不断变化的,对联轴器的连接部位(如齿轮联轴器的齿面)和叶轮轴连接部位(如键)等都会产生冲击作用,甚至发生破坏和断裂。

3) 严格监视主电机的冷却状况。采用制冷剂喷射冷却的封闭型主电动机的离心式制冷机组,应注意冷却用制冷剂的纯度及是否发生水解作用。因为冷却主电动机用的制冷剂液体中如果含有过量的水分和酸分,会给绕组带来不良影响而使绝缘电阻下降。高压主电动机绝缘电阻值应大于 $10\text{M}\Omega$,低压主电动机绝缘电阻值应大于 $1\text{M}\Omega$ 。造成封闭式主电动机的绝缘电阻下降的原因有:

① 主电动机绕组的吸湿、老化、出现间隙而产生电晕、缺相运行而烧坏和冷却不良而烧坏等。

② 冷却用制冷剂液体含水量过多。

③ 冷却用制冷剂液体喷射而造成电动机绕组表面绝缘的剥离。

④ 冷却用制冷剂液体的水解而带有过多的酸分,腐蚀绕组,造成绝缘恶化并使绝缘电阻下降。

⑤ 由于制冷剂的过冷而使主电动机壳体表面结露时,容易产生接线柱的吸湿。因此应及时调节冷却用制冷剂液体的供液量,或对接线柱部位加以封闭覆盖等措施。

主电动机处于运行状态时,其表面温度应以手触摸时无冷热感觉,以不过热和不结露为宜。表面的过冷和过热都会损伤主电动机,并降低其使用寿命。尤其在机组负荷变化时,必须注意主电机表面的温度。

保持制冷剂和喷雾冷却所需的足够压力差(冷凝压

力与蒸发压力差),调节冷却水的出水温度与冷水的出水温度之差不应低于 20℃。

4) 严格注意主电机的绕组温度变化。绕组温度的测定,一般是由装在绕组中的探测线圈和控制柜上的温度仪表显示的。对于封闭型主电动机,其绕组的温升必须控制在 100℃ 以下。由于温度的升高会使制冷剂分解而产生 HCl,破坏绕组绝缘。

5) 严格监视接线柱部位的气密性。应注意拧紧主电动机接线柱螺栓和导线螺栓,并注意压紧螺栓的松紧应均匀并不得压坏绝缘物。螺栓的松动将会导致气密性不良,使连接部位发热、熔化,造成绝缘物的变形和变质,甚至断路。

(3) 抽气回收装置的日常维护和保养。在空调用离心式制冷机组中,其抽气回收装置均为一独立的系统,必要时可以关闭与冷凝器、蒸发器相通的管路,进行单独维护保养。

抽气回收装置在机组的运行中一般采用自动方式启、停和工作。因此应做到:

1) 严格监视活塞式压缩机和油分离器的油位。

2) 严格监视回收冷凝器内制冷剂液位,如果看不到液位则说明回收冷凝器效果不好,应检查供冷却液管路和过滤器是否堵塞。如果放气阀中所排除的不凝性气体中制冷剂气体较多,则应检查回收冷凝器顶部的浮球阀是否卡死。

3) 如果自动排气的放气阀达到规定的压力值还不能打开放气时,则应停止抽气回收的运行,对排气阀进行检修。

4) 抽气回收装置频繁的启动则说明机组内有大量空气漏入。在制冷机组启动前或启动过程中,一般采用手动操作抽气回收装置,每次运转的时间以冷凝压力下降和活塞压缩机电机外壳不过热为限,一般每次连续运转时间小于 30min。

5) 如该装置长期未用可短时开动,以使压缩机部分得以润滑。

6) 如果制冷机组不需要排除不凝性气体,该装置也应每天或隔几天运转 15~20min。

2. 空调用离心式制冷机组停车后的维护保养

(1) 停车时间在一周内时机组的维护保养。

1) 检查油位高度,如油量不足时则应补充。

2) 油槽电加热器应始终投入“自动”运行,使油槽油温控制在 50~60℃。

3) 检查机组内各有关部位制冷剂液面高度,应在规定范围内,不足时则应补充。

4) 对机组中供油管路(包括油引射装置及供主电动机冷却液管路上的油过滤器的过滤网应进行清洗或更换。

5) 单独运转抽气回收装置以检查其是否正常,检查冷凝室、活塞压缩机的油位应在规定值范围内,不足时应补充。

6) 停机后应检查浮球室内的浮球阀应在关闭位置,是否有卡涩现象。

7) 进口导叶应处于全闭位置,同时检查个别叶片是否有不同情况。

8) 如果油槽油位比充灌时高,则说明油中已大量溶入制冷剂。如果制冷剂中大量溶入润滑油,其颜色将发生改变,则应更换制冷剂。

9) 如果机组属于故障停车,则应进行检查和排除故障。

10) 维护保养后方可恢复运行。同时必须按启动前准备内容检查合格后方可启动机组。启动机组前或停车后,制冷剂在机组内的存留时间最好不要超过 7 天。

(2) 机组停车在一周~三个月时的维护保养。

1) 机组停车在一周以上时,应将制冷剂从机组内排出。

2) 将机组内的全部润滑油可由最低油位处全部放出。放出的润滑油应妥善保管。

3) 清洗油过滤器上的过滤网,如发现有破、损者则应更换。

4) 手动检查浮球阀是否灵活轻巧,检查节流孔有无堵塞现象,供主电动机及抽气回收装置的回收冷凝器的冷却液管口有无堵塞。如果是投入运行 1~2 年的新机组,则应拆开浮球室盖,检查清洗室内部和过滤网,如发现有破损则应进行更换。

5) 拆下并清洗油引射器回收器中的过滤网,如有破损则应更换。

6) 拆洗供冷却液的过滤器,如滤网破损应更换。

7) 拆开蜗壳和进口能量调节机构罩壳底部的油回收接头,排放可能漏入压缩机内部的润滑油,估计漏油量,并分析其原因。

8) 拆下压缩机顶部的平衡管,检查和清洗油分离器过滤网。

9) 单独运转抽气回收装置,检查各部位运行是否正常。如果油分离器、冷凝室和活塞压缩机上的油(液)位上有浑黄色的油,过多或充满时应拆下底部接头,排放至规定位置或全部排除。

10) 排放水路系统中的所有积水。

11) 切断电源,并保持各电器设备的干燥。

12) 如果因故障停车,则应检查并排除故障。

13) 以上各项维护、保养结束后,应将机组恢复至原来状态。按启动前准备的各项内容检查合格后,方能再启动机组。

14) 如停车在一个月以上时,应对机组进行真空试验,并充以 0.03~0.05MPa(0.3~0.5kgf/cm²)(表压)氮气进行干燥处理。

(3) 停机时间在 3~6 个月内的机组维护保养。

1) 安全保护项目的检查。

① 开动冷水系统进行冷水断水保护整定值的检查。

② 开动冷却水系统进行冷水断水保护整定值的检查。

③ 油压力过低保护整定值的检查(可单独运转油路系统进行检查)。

④ 蒸发温度过低保护整定值的检查。

⑤ 冷凝压力过高保护整定值的检查。

⑥ 抽气回收装置的差压调节器和减压阀整定值的检查。

2) 抽气回收装置的检查。在对抽气回收系统中的活塞式制冷压缩机进行检拆之前,必须关闭抽气回收装置与蒸发器、冷凝器之间联系的波纹管阀,松开活塞压缩机吸气阀侧的接管与外套螺母,开启压缩机直接吸入空气,检查排气阀是否在规定排气压力值时自动排气。如果排气压力值上不去,可检查吸气阀或排气阀是否损坏漏气。如排气压力正常,但压缩机停转后压力很快下降,则表明阀座中夹有脏物物质或阀本身变形而产生过大的间隙。如果排气阀在较低排气压力下就自动开启,则应调整排气阀。

对抽气回收系统中的活塞压缩机则可按 20.12.1 节中规定的维护检修内容处理。

由于抽气回收装置中的回收冷凝器采用浮球式自动排液机构,因此浮球阀打开后回收冷凝器底部聚集的液态制冷剂就会回到蒸发器中。故检查该浮球阀机构是否正常,对于回收装置能否正常运行是相当重要的。如果回收冷凝器中的制冷剂不在正常液位,则可关闭制冷剂回液管路上的波纹管截止阀。如此重复几次,使浮球阀机构上下运动,以排除其卡涩现象。上述方法如不能奏效,则应拆下修理。

抽气回收装置在进行检拆后,应按有关规定进行气密性、真空试验。

3) 油泵和油系统检查。除机组运行中通过油泵的日常维护和保养中所发现、确定的故障,应在油泵的拆检时逐一排除外,还应重点检查油泵中转子与定子间隙(齿轮式油泵或滑片式油泵)和齿轮对、滑片的磨损腐蚀状态,并进行修复或更换。

检查滑片式油泵端部的油压调节阀,拆检阀中弹簧是否失效和阀芯是否处于正常位置。同时应检查和清洗油冷却器内部的油、水侧,并进行通水试验,检查冷却水管是否有泄漏现象。此外还应应对油管、阀门、接头、节流阀、油过滤器进行检查、清洗和修理。

4) 制冷剂和润滑油系统的检查。对机组中排放出的制冷剂和润滑油进行取样化验分析。应符合规定标准,否则应更换。

5) 离心式制冷压缩机的检查。对离心式制冷压缩机进行彻底的解体、检查、清洗和易损件的更换,并注意做好以下保养工作。

① 气密性保养。对进气管、蜗壳、机壳连接筒体、主电动机壳体、出气管等连接部的石棉橡胶垫片或 O 型圈等密封件进行更换,对于进气管上的防爆薄膜片和观察视镜有破损、老化时应更换。

② 压缩机转子平衡和振动的保养。在对压缩机解体后,应检查叶轮流道和进口导叶表面积垢情况,并分析产生积垢的原因,采取相应的措施;检查叶轮与蜗壳(尤其是轮盖的外圆部分)有无摩擦痕迹,对压缩机转子进行动平衡校正。检查推力轴承推力块与推力盘工作面有否擦伤或破坏情况,以分析是由于压缩机转子不平衡所引起还是由于推力轴承油膜破坏所引起叶轮与蜗壳的摩擦,检查叶轮与主轴连接的三颗螺钉是否完好或松动,有无扭伤和裂纹,三键连接的叶轮三槽径向有无裂痕或破坏。这也是造成压缩机转子平衡破坏的重要原因,检查

叶轮前端的端头螺母上防转螺钉是否松脱,如松脱将会造成叶轮沿轴向窜动,从而引起叶轮与蜗壳的碰撞事故。

③ 径向滑动轴承与推力轴承的间隙检查。检测机组停车后压缩机转子上的径向滑动轴承和推力轴承、大齿轮上径向滑动轴承和推力轴承、主电动机各径向滑动轴承的实际间隙值,并认真检查各工作面的磨损情况及推力块工作面的磨损情况。轻微的推力面磨损可采用人工刮削或研磨方法,消除压伤、线痕或凹点。调整推力轴承背面或调整垫片的厚度,使推力轴承的轴向间隙恢复到要求范围内。严重时可进行磨损件的更换。

④ 检查齿轮啮合情况。检查齿轮的啮合面有无点蚀、损角、裂纹等。检查喷油孔是否畅通。注意在检查增速箱时不得碰伤各轴承的铜热电阻元件和外接测温线路。

⑤ 检查各(油)气封径向间隙是否符合装配规定。各气(油)封齿是否损伤,各密封垫纸垫片,各节流圈是否破损、失效或堵塞,充气气封是否畅通。

⑥ 检查蜗壳底部和能量调节机构壳体底部的回油孔是否被杂质堵塞,推力轴承的回油孔应位于上部,严禁倒装。

从压缩机流道积油状况判断压缩机运转时漏油部位并进行处理。如果充气气封失效,油将会沿转子主轴表面进入压缩机流道;平衡管过滤网的厚度不够,封油作用不严以及机组启动过程中不可避免的少量油进入压缩机流道;主电动机喷液回液腔与机壳腔之间气封作用如果失效,油雾由油槽上腔进入主电动机回液腔并随制冷剂进入蒸发器,而将油带入压缩机流道。为防止机壳油雾渗入主电动机回液腔,常在主电动机回液管路上装设节流圈,以维持主电动机回液腔有较高的背压以阻止油雾的渗入。

对于上述情况应拆检处理,以保证正常运行。

⑦ 进口能量调节机构的导叶转轴、转动部位,铰链等加润滑油脂,手动检查进口导叶由全闭至全开过程是否同步、灵活。如果采用钢丝和滑轮传动,则应检查钢丝是否打滑,并调整螺钉以保持钢丝适当紧度,以不打滑为原则。检查进口导叶的驱动轴、检查密封胶圈、O 型圈是否磨损失效,并决定是否更换。在各部位检查处理完毕后,应按要求装配,并手动检查进口导叶角度是否与驱动机构同步,并使用可调长拉杆与调节连杆进行调整。

6) 主电动机的检查和保养。对于采用制冷剂喷液冷却的封闭型异步电动机,其保养和检查内容与一般开式电动机基本相同,应检查的项目为:

① 测定绝缘电阻。

② 检查绕组的清洁度。

③ 检查端子接头及接线部件是否松动。

④ 清洗制冷剂喷嘴及供液管。

⑤ 检查径向滑动轴承及充气气封磨损情况。

⑥ 检查转子与定子间的径向间隙和轴的最大轴向游隙。

⑦ 检查轴承供油孔是否畅通。

⑧ 对主电动机进行干燥处理。干燥处理的方法有两种,其一是采用 80℃ 左右的热风从电动机的一端吹向

另一端,其二将主电动机绕组通以额定电流值的60%~70%的100V低压电流,使之产生电阻热,使绕组温度不超过75℃,其时应注意定子的温升。两种干燥处理过程大约需2~3天。当干燥处理完后,仍应对主电动机的接线柱及连接线部位的绝缘进行检查。同时应注意,如绕组表面有水分,即使有相当的绝缘值,也应进行认真的处理;如制冷剂内有害成份超出规定标准时应清洗绕组,再进行真空浸漆及干燥处理;对整个机组进行全干燥处理;

④ 全部更换润滑油。

7) 对其他电器设备的检查和保养按电气有关规定进行。

8) 机组进行全面拆卸、保养和修理后,在重新投入运转前应做好以下的保养和准备。

① 润滑油更换后不可不排出,以确保盘动、点动时压缩机轴承部位的润滑。

② 在排尽机组内的制冷剂和确保气密前提下,对机组进行真空试验,保持标准规定的真空度,然后充以0.03~0.05MPa的干燥氮气,随时观察机组内氮气压力下降情况,然后再补充至规定压力值。

③ 将油槽底部电加热器投入自动调节运行,确保油温为50~60℃。

④ 做好机组周围的清洁卫生、干燥、应通风良好,且避免高温和0℃以下低温。

⑤ 注意机组内部的防湿除湿问题。

⑥ 定期运转油泵,使油路循环并注意油位。

20.12.4 蒸发器、冷凝器的维护与修理

由于蒸发器、冷凝器是组成制冷系统的重要部件,在其运行中起着重要的作用,因而对它们进行正确的维护保养和必要的修理是关系到制冷系统能否正常运行,向空调系统提供所要求的冷量的关键因素之一。

关于蒸发器、冷凝器的一般维护、修理在20.5.1和20.5.2中已有介绍,不再重复。这里只对其运行中的维护作一简述。

1. 蒸发器的日常维护与保养

(1) 监视制冷剂的液位。制冷系统在运行中,蒸发器内制冷剂的过多或过少,对制冷系统的正常运行都是不利的。保持要求的正确液位,是制冷机组在要求工况下正常运行的重要保证。因此,系统在正常运行中,应经常从各个部位的视镜处观察蒸发器(包括离心式制冷机组中的浮球室等)的制冷剂液位和气化情况。

对于活塞式压缩制冷系统和螺杆式压缩制冷系统,蒸发器内制冷剂的过多和过少,则可通过调节系统中节流阀的开度大小来进行调节,并由浮球阀来维持适当的液面高度。

对于离心式制冷系统,如蒸发器中液面过高,则可采用如下的方法进行排放。

1) 如果机组在运行中,可将抽气回收装置上的制冷剂回收管路及蒸发器断开,接通制冷剂回收罐,同时将回收罐顶部预冷却,以防止高温高压的制冷剂在回收罐中造成闪发而形成损失。启动抽气回收装置进行排放。

2) 如果机组处于停机状态时,可充入0.1MPa

(1kgf/cm²)的干燥氮气将多余部分的制冷剂压出

离心式制冷机组在正常运行中,浮球室内的制冷剂液面应处于要求的液面位置且浮球阀上的浮球位于液面之上。如果液面过低,浮球位于液面之下,看不见液位或浮球悬空与液位脱离等现象则表明已出现故障,应进行处理。造成上述情况的原因大致有以下几种:

1) 如浮球室液面过低则为制冷剂充灌量不足或浮球室前过滤网堵塞所致。

2) 如浮球室看不到液位,则可能为浮球室前过滤网堵塞或浮球阀卡死,节流孔无法关闭所致。

3) 如果浮球被液面所淹没可能为浮球本身有漏眼,制冷剂进入浮球内或浮球卡死,节流孔无法打开所造成。

4) 浮球悬空或与液面脱离是因为浮球阀卡死,无法落下关闭。

(2) 注意检查和监视蒸发器冷水的出水温度。在制冷系统的运行中,蒸发器的冷水出水温度是提供给空调系统唯一的考核参数,它是保证空调系统能否正常运行的重要因素之一。严格保证制冷机组蒸发器冷水出水温度是制冷运行的中心任务。但在制冷系统的运行中,蒸发器冷水出水温度的过低则应是坚决避免的。无论是活塞式制冷系统、离心式制冷系统还是螺杆式制冷系统,一般都按有关标准规定蒸发器的出水温度为7℃,但不低于5℃。这是因为过低的出水温度就意味着制冷剂的过低蒸发温度,当蒸发温度低于0℃时,在蒸发器内水路的某些死角就有结冰、冻裂、冻坏设备的可能。但冷水出水温度的过高也是不适宜的。

当蒸发器冷水出水温度过高时可采取以下措施:

1) 加大能量调节,如增加活塞式制冷压缩机的运行气缸数,加大离心式制冷机进气口处的导叶开度等。

2) 如果运行中冷水出水温度与系统的蒸发温度差过大,则可能是制冷剂充灌量不足或经长期运行蒸发器水管积垢产生所致,则应进行必要的处理。

3) 如果空调在运行中首先要求保证提供规定的冷水温度,而制冷机组在运行中冷水出水温度较高,则适当减少进入蒸发器的水量,在冷水出水温度达到规定温度后,在其他相应参数正常下,再恢复正常的供水量。

当蒸发器冷水出水温度过低时,则可采取以下措施:

1) 减小能量调节,如关小离心式制冷机进气口导叶开度(但必须避开压缩机的喘振工作区),减少活塞式制冷压缩机的运行气缸数等。

2) 如制冷系统设有冷水池和冷水回水池时,可将回水池与冷水池之间的通路打开,使冷水池温度升高,或在冷水回水池中补充一定量的高于冷水温度的自来水,进而提高蒸发器的冷水进水温度,达到提高冷水出水温度的目的。

3) 如果机组在运行中,需要较快的提高冷水的出水温度,则可适当加大冷水的供水量,在冷水温度提高达到要求值后,且其他参数在正常范围内,可再恢复正常水量。

(3) 应随时注意检查冷水出水温度与蒸发温度差。

制冷系统在正常运行中,一般冷水出水温度与蒸发温度之差(对于空凋制冷工况)在5℃左右,如温度大于

5℃,则应进行检查和处理。造成温差过大的原因可能有:

- 1) 蒸发器冷水侧结垢过多。
- 2) 蒸发器内制冷剂量太少。
- 3) 蒸发器内换热管可能漏水。
- 4) 冷水供水量不足。
- 5) 制冷剂不纯。
- 6) 机组内真空度破坏,有空气漏入。

经分析判断,凡发生上述情况时,则应及时采取措施予以排除,以保证运行的正常。

(4) 运行中应随时监视冷水量和水质。

制冷系统在运行中,冷水量的保证取决于冷水泵和冷水管路系统的工作情况,而冷水量是否达到要求值,一般是从水泵出口压力的大小,水泵电动机运行电流的大小来判断的。水量的过大或过小,对制冷系统的正常运行都是不利的,则应及时进行调整。

冷水水质应按国家规定的标准执行。由于水质的不纯,会产生换热管水侧的结垢和腐蚀,从而减少机组的制冷量和造成漏水等事故,因而在机组的运行中,应定期对冷水系统中的水质进行化验分析。

2. 冷凝器的日常维护和保养

(1) 运行中应随时注意检查系统中的冷凝压力。制冷系统在空调工况条件运行时,冷凝压力应在规定范围内,冷凝压力的过高,则说明制冷系统中存在着故障,如系统中不凝性气体的过多,对于离心式制冷系统还可能引起压缩机喘振的发生。因此在制冷系统运行中,如果冷凝压力过高,但系统中保护系统又未动作而发生停机时则应采取以下措施:

1) 对于活塞式压缩制冷系统则可按有关说明的办法从冷凝器的顶部进行不凝性气体的排放,对于离心式制冷系统则可启动系统中的抽气回收装置进行空气和不凝性气体的排放。

2) 如果必须迅速降低冷凝压力(如在机组启动过程中),可采用加大冷却水量,降低冷却水温的方法处理。当冷凝压力逐渐调整到额定值后再减小冷却水量到额定值即可。

3) 对于活塞式压缩制冷系统,可减少投入运行的压缩机汽缸数,对于离心式制冷系统可以适当关小进气进口导叶开度,以对制冷压缩机进行减载运行。

4) 对于离心式制冷机组可检查浮球室制冷剂的液位和浮球阀是否正常,否则应进行处理。

5) 如果冷凝器上安装的压力表出现故障,应及时更换。

6) 如果冷凝压力超过停机保护压力整定值而未实现自动保护动作,则应停机检查保护整定值,并重新按要求整定。

7) 如果制冷系统在启动过程中,冷凝压力就急剧上升,直至达到压缩机的停机保护值而自动停机时,则应:首先检查水冷式冷凝器的冷却水系统是否运转,水量是否正常;其次应检查制冷机组内,尤其是冷凝器顶部的空气与其他不凝性气体是否过多,则可在停机状态下进行排放,对于离心式制冷机组则可启动抽气回收装置进行

气体排放,连续运行时间不得少于20min,之后方可对机组启动运行。

8) 检查冷却水系统中,如冷却塔、轴流风机运行是否正常,如果一台冷却塔不能满足制冷系统降低冷凝压力时,可采用两台冷却塔并联运行方式。如冷却塔在正常运行状态下,进出水温差较小,则应对冷却塔喷水管、填料等进行除垢处理和疏通喷孔处理。

(2) 运行中应随时注意冷凝器换热管冷却水侧结垢和腐蚀程度。一般制冷系统在空调工况下运行时,冷凝温度与冷凝器出水温差在4~5℃左右,如果温差不在这一范围,且冷凝器进、出水温差较小,则说明冷凝器的换热管内有结垢、腐蚀、漏水、空气进入、制冷剂不纯、冷却水量不足等故障,则应及时进行排除。

如果制冷系统在运行中,冷凝温度小于冷凝器内冷却水的出水温度,这是由于冷凝压力表的接管内制冷剂液化,将压力表管路堵塞,造成冷凝器压力表读数偏低,此时则应采取的措施。

20.12.5 制冷系统中阀件的修理

制冷系统中除冷却水系统和冷水系统中所使用的一般截止阀和闸板阀外,其余用于制冷剂通断或调节阀及安全阀随制冷系统中所使用的工质不同,分为氨阀和氟阀。由于氨的强烈腐蚀作用,因此使用材料一般为铸钢或铸铁,而氟阀则采用铸铜或铸钢材料。由于氟利昂的较强渗透性,因此阀杆处用填料和倒封双层密封。由于制冷系统中的各种阀门起着调节和控制气体、液体流量的作用,因此,其质量的好坏对制冷系统能否正常运行起着重要的作用,同时运行操作中的不慎造成阀门的泄漏(包括外漏和内漏),阀门的变形、弯曲、断裂等都会影响系统的正常运行。因此对阀门故障的及时修理也是一项极重要的工作。

1. 常见的阀门故障及其原因

(1) 阀杆处泄漏。阀杆处的泄漏是一般阀门,也是制冷系统所用的阀门最常见的故障之一。由于密封填料不足或使用时间过长、硬化、干脆而失去弹性,或因填料选择不当与工质的温度、压力及化学性质不适当而造成阀杆泄漏。

(2) 阀杆的变形弯曲、断裂。在制冷系统中,由于系统中介质温度的变化,关闭过紧,遇热膨胀,或由于阀门开启时力臂的加长和用力不当等都会造成阀杆的变形、弯曲甚至断裂。同时由于阀杆的弯曲、腐蚀,而在阀门的开和关的过程中,加快阀杆的磨损、密封填料的拉坏而使阀门泄漏。

如果阀门填料室内的填料装填过多,压得过紧,又在缺乏润滑油的情况下长期使用而形成干摩擦,使阀杆逐渐磨损,在启、闭时由于用力过猛,受其他器物的碰撞等也会造成阀杆的弯曲甚至折断。

(3) 阀座与阀芯的损伤。阀座与阀芯的损伤,其表现是阀的关闭不严,失去应有的控制作用,主要是阀座或阀芯上的密封面受到损伤,其原因大致有以下几种:

1) 制冷系统中有杂质和污物,如铁屑、焊渣、铁锈及机械杂质等。系统运行时这些杂质和污物又容易积存于

阀座转角处,阀门在启闭时,阀芯与阀座的密封面受到污物及杂质的挤压,或由于较高流速的介质中夹带的颗粒状机械杂质对阀芯的长期冲刷而导致阀座、阀芯上出现斑点、掉块或沟槽等而使阀门造成内漏。

2) 在使用中由于启、闭的频繁,尤其是使用工具用力过大等原因,使密封面合金产生较深凹痕,而无法使阀门关闭严密。

2. 阀门的维护与修理

(1) 制冷系统中阀门的使用与维护。阀门所出现的一些故障往往是由于使用不当所造成的。如一最大开度的阀门,在交接班时如果没有相互交接清楚,接班后如发现通过的流量不足,误认为阀门未开或开度不够,再次进行开启,而在用手开动时采用加长力臂的方法且用力过猛而造成的阀杆变形、弯曲、断裂等。因此,正确的使用阀门是减少阀门故障的有力保证。故其使用维护时应注意以下各项:

1) 阀门在启、闭时禁止用力过猛和加长力臂。

2) 阀门在最大开度时应将手轮回转1~2圈,以避免造成全开误认为全关,全关误认为全开而进行反操作。

3) 阀门中阀杆密封的填料室内填料不宜过多或过少,以压盖基本能压下为宜,同时应保持填料室内有一定的润滑油。以避免沿阀杆处的泄漏,减少干摩擦,防止阀杆的咬死,从而达到阀门启闭灵活。不常使用的阀门,在保证系统安全的前提下可定期进行启、闭操作。

4) 阀门在关闭时,如果一次不能关闭严密,可将阀芯再提高一些(如阀门手轮朝开启方向旋转1~2圈),使系统中的高速介质流对阀芯和阀座进行冲刷,以去除阀座和阀芯上的颗粒杂质后,再用力一次关紧即可。

5) 阀门上的手轮不得随意拿下以作他用,以避免紧急使用时找不到。对于正常运行或处于停机后的氟阀,应将密封帽旋紧,可避免制冷剂从阀杆处向外泄漏。

6) 一般情况下不得使用其他工具(如扳手)来代替阀门手轮进行操作。

7) 如阀门需拆卸进行修理时,首先应将要拆下的一端与系统切断,即关闭有关阀门,然后开启压缩机,将阀门与有关连接的管路内制冷剂尽量抽净。同时做拆卸准备(如戴橡皮手套,对于氟系统还要准备好防毒面具,开启事故风机进行通风)。拆除时不应面对阀盖处,防止制冷剂气体冲出伤人,在拆卸阀盖螺帽时,首先应均匀松开但不要拿下,如阀盖松动后,无制冷剂冲出时则可拆卸,如仍有制冷剂冲出,则应将阀盖仍旋紧,查明原因并排除后再行拆卸。

(2) 阀门的一般修理。

1) 阀杆的更换。由于各种原因而造成阀杆的磨损严重,弯曲变形或断裂而无法使用时,则应更换。更换时如能有同型号规格的阀杆最理想,如无备件,可用同材质的金属材料进行加工、更换。

2) 密封面的修理。各种阀都是依靠阀座与阀芯之间的密封面的严密接合来起到截流,避免泄漏的。因此,阀座与阀芯的过量磨损是造成阀门不能严密关断的主要原因。必须进行处理。对阀座和阀芯密封面的修理主要是采取研磨的办法,如研磨不能解决时则需更换。

3) 更换填料。填料的作用主要是防止介质沿阀杆轴向泄漏。阀门在使用一段时间后,如发现有轻微的泄漏时,可旋紧或用螺栓、螺帽压紧填料压盖。如果填料严重磨损及老化,则应将阀旋至最大开度进行更换。如使用石棉橡胶盘根或橡胶盘根时,填料的两端搭口应呈45°,如填料室内可容纳三道填料时,各圈的搭口应错开120°;如能容纳四道填料时,搭口应错开90°;五道填料时应错开45°。如采用石棉绳填料,更换时按顺时针方向缠绕。为了使阀门开关灵活,应在填料上涂上润滑脂。如填料为塑料网式或聚四氟乙烯材料的,磨损严重失去密封作用,则应成套(片状、环状)进行更换。

(3) 热力膨胀阀的修理。

1) 传动杆的修理。每个膨胀阀都有一个最大开度,为了达到其最大开度,也就是传动杆的长度应比阀针座到阀体上部高出1.2%~1mm。如传动杆过长可锉去多余部分,否则应更换传动杆。关于阀针与阀孔的修理可采用研磨、更换等方法处理。

2) 膨胀阀紧闭不开的原因。阀门紧闭不开的主要原因是感应机构内充注的制冷剂泄漏,使感温包的感应力消失,阀门被关闭。其处理办法是再次充注制冷剂。

热力膨胀阀修理完毕后应检查其性能。由于热力膨胀阀未安装在制冷系统之前,合格的膨胀阀应是常通的。因此可用嘴对准膨胀阀的接头一端吹气,只要通气则可能说明是可用的。如要仔细的进行膨胀阀的调试,则可按有关规定进行。由于篇幅有限,此处不再详述。

3) 膨胀阀进口过滤网的清洗或更换。膨胀阀的过滤网是用来过滤制冷剂中的污物杂质,以避免阀孔的堵塞。当过滤网中的杂质污物积存过多时,阀孔就不会畅通,甚至完全不通,因此应拆下清洗或更换。进行清洗时可用汽油洗净、烘干,再装上即可。

(4) 浮球阀的修理。如发现浮球阀(阀针或阀芯)与阀座孔不严密时,可用研磨法进行修理。如阀芯与套筒对不齐时可调整套筒的位置;浮球支杆与阀杆连接不牢固时,可用开口销固紧;若发现浮球上有裂纹或针状小孔时,则可进行修补,如不好修补时,则应更换;如液面不符合要求,可调整浮球的位置。一般浮球的中心线应调到与容器内的液体水平线相符合。这样可以使容器内的制冷剂液体水平面未超过界线时,浮球阀即可关闭。最后检查和清洗液体过滤器以及附近管道,使其畅通。

(5) 电磁阀的故障与修理。

1) 电磁阀通电后不动作,其原因有:安装错误,线圈烧毁,动铁芯卡住以及损坏,修理的方法为:

① 重新装配,尤其是隔磁套管上的八个零件,应按要求顺序装配。

② 更换被烧毁的线圈。

③ 消除卡住的因素,以及更换动磁芯。

2) 切断电源后,电磁阀不能关闭,其原因有,动铁芯或弹簧卡住,剩磁力吸住动铁芯。修理的方法为:

① 消除卡住的原因或更换动铁芯。

② 设法消磁或更换新材质的铁芯。

③ 关闭不严。其原因有:聚四氟乙烯阀座损伤,动铁芯阀针拉毛,有脏物或弹簧变形。修理方法为:更换阀

座,磨光阀针,清洗阀门或更换弹簧。

④ 制冷剂泄漏。其原因为:密封圈损坏或紧固螺钉受力不均,隔磁管氩弧焊损坏。修理的方法为:更换密封垫或重装紧固螺钉,补焊或更换磁套管。

(6) 主阀的修理。

1) 主阀不动作(开不起或关不下),其原因有:导阀失灵,软铝密封垫通道孔变小,甚至堵死;阀盖与阀体间的密封垫错位,导压孔被堵;手动顶杆未旋下或严重锈蚀及被脏物卡住;活塞与活塞套间隙太大而开不起。修理方法为:

① 检查导阀的故障及修理。

② 更换软铝密封垫,在旋紧导阀时不要过分用力。

③ 更换阀盖与阀体间的密封垫,使密封垫的通道孔与导压孔对齐。

④ 旋下手动顶杆,使活塞不被顶住,进行清洗除锈。

⑤ 加环或更换部分零件,保证其间隙符合要求。

2) 主阀关闭不严,其原因有:聚四氟乙烯阀芯损伤,同心度不准,导阀渗漏。其修理方法为:

① 检查余量,车削阀芯或更换新阀芯。

② 用木锤轻击活塞,用细砂纸擦去痕迹,使活塞与活塞套恢复原来的间隙。

③ 查明导阀渗漏原因并进行修理。

3) 制冷剂泄漏,其原因有:密封垫损伤及紧固螺钉受力不均,铸件有针状小孔或安装损伤。修理的办法为:更换密封垫或将紧固螺钉重新装配,更换铸件。

(7) 背压阀和恒压阀的修理。

1) 背压阀阀杆的修理可参照本节阀杆的修理方法。阀门若关闭不严,可用研磨方法修理;若主活塞有毛刺,可用细砂纸轻轻打光,如磨损严重时更换新的;若波纹管、膜片有损伤或弹簧变形及弹力减弱,均应更换新的。

2) 恒压阀的结构中有辅助通道,在拆卸时应检查是否畅通,装配时也应注意不能堵塞,以防失去作用。

恒压阀其他零件的修理方法和清洗可参照调节阀的修理进行。如不能修理时应更换零件(如密封环)。

(8) 安全阀的修理。安全阀应定期进行校验,以保证在系统工作时的准确性和灵敏度,以及检查其密封性是否符合要求。在拆卸时应先关闭截止阀,然后将安全阀内的制冷剂气体放掉,再拆下安全阀进行检查和校验。安全阀的一般常见故障和修理、校验如下:

1) 安全阀失灵。安全阀在系统运行中,在没有达到其起跳的额定压力就起跳或已超过其起跳额定压力而不起跳,均为安全阀失灵。前者为弹簧的弹力不够或弹力减弱所致,可对弹簧重新进行处理或更换;后者是由于零件的锈蚀或污物的阻塞产生卡住现象,此时则应除锈清洗污物,检查零件卡住的原因并排除。

2) 安全阀泄漏。安全阀的泄漏往往是由于阀芯材料太软或不耐腐蚀,阀芯与阀座的密封面研磨质量不符合要求,或聚四氟乙烯塑料老化,压力过高阀门已跳起,装配时弹簧没有放正等因素造成。

在安全阀产生泄漏时,如阀芯系聚四氟乙烯,可用塑料棒料加工更换密封圈;如为轴承合金时可重新浇注;如为钢制阀芯,阀座与阀芯不严时,可用研磨方法处理。研

磨时需用细研磨砂,再用微粒进行研磨,然后用润滑油进行对研。同时在研磨时应防止偏磨,在调换磨料时应将磨具和零件用煤油清洗干净,防止精磨时磨料中混有杂质。如阀座密封面有斑点,或偏磨严重时,可先车削一刀,再进行研磨,而后组装。

3) 安全阀的校验应交有关部门进行。

20.12.6 冷却塔的维护修理

冷却塔在制冷系统中是用来降低冷凝器的进口水温(即冷却水温),在保证制冷系统的正常运行中起着重要的作用。如果没有冷却塔对冷却水进行降温处理,就会由于冷却水温的过高而造成冷凝温度、压力过高,从而使制冷机在运行中过多的消耗冷量,甚至会使得制冷系统无法运行。因此对冷却塔正确的维护修理则是十分重要的。

1. 冷却塔的维护保养

循环冷却水系统中,冷却塔的运行管理方面,保持冷却水系统的水质是一个极为重要的问题。由于冷却水系统与大气相通,空气中的污染物如尘土、杂物、细菌、可溶性固体等随时都可能进入循环水系统,使微生物大量繁殖,造成生物粘泥,与此同时,如果系统的补给水未经软化处理,在冷却塔中蒸发的那部分水的盐分将滞留在冷却水系统中,因此随着蒸发过程的进行,循环冷却水中的溶解盐类不断被浓缩,故而水的硬度不断提高;此外还有水中溶解氧的作用,使金属管道结垢、腐蚀。由于上述原因,水系统的流通断面会逐渐减小,换热器的热效率降低,系统的输配能力降低,能耗增加,最终还可能发生水流阻塞现象,甚至发生事故。

实用中最有效的方法是化学清洗,即根据水质情况定期向系统内投入清洗药剂,进行化学水处理,使水质达到要求的标准。

最理想的办法是使用软化水作为补充水。如不具备此条件时,可调节冷却塔底水池的排污阀在某一开度,且维持连续少量的排水,借以使冷却水系统内水的硬度保持在极限值以下。

为了使循环冷却水系统能正常运行且达到一定的冷却能力,在运行中一定要注意结垢、防腐和杀菌处理。

(1) 防止结垢的处理。防止污垢的方法有减少或切断污染源、旁滤、杀菌和投加分散剂等。

减少或切断污染源,以地表水作为补充水时,必须经过沉淀、过滤处理,加强维护管理,减少由于冷凝器的泄漏而使制冷剂进入冷却水系统。

投加分散剂,用于阻垢的各种分散剂,对于污垢也有良好的分散作用,可以使污染物保持悬浮状态,最终在排污时从系统中排出去。

旁滤和杀菌,为了控制冷却水系统中的悬浮固体物含量,可以在系统中设置旁滤装置。将一部分冷却水从管路中抽出经旁滤装置过滤后再送入系统中,在过滤中去除大部分悬浮物和微生物。

(2) 控制循环冷却水腐蚀的方法。目前循环冷却水系统中采用的控制腐蚀的方法有:药剂法、阳极或阴极保护法、表面涂耐腐蚀层等。其中以药剂法最常用。药剂

缓蚀是向循环冷却水中投入并保持一定量的缓蚀药剂,使金属表面形成一层致密而完整的金属氧化膜或其他类型的保护膜,以阻止电化学腐蚀过程中的阳极反应或阴

极反应。

常用的阻垢缓蚀剂见表 20-34。

表 20-34 常用阻垢缓蚀剂一览表

系列	种类	特性	pH 值范围	温度范围	投加浓度	备注
1	2	3	4	5	6	7
聚磷酸盐	六偏磷酸钠 三聚磷酸钠	有阻垢、缓蚀双重作用 有明显的表面活性 易与钙生成配合物 是阴极缓蚀剂,在金属阴极表面以电沉积生成持久的保护膜	<7.5	<50℃	用于阻垢为 1~5mg/L 用于缓蚀为 20~25mg/L	易于水解成正磷酸盐,作缓蚀剂使用要控制钙离子浓度>50mg/L,是微生物营养源
膦酸盐	氨基三甲叉膦酸盐(ATMP) 乙二胺四甲叉膦酸盐(EDTMP) 羟基乙叉二膦酸盐(HEDP)	有缓蚀、阻垢的双重作用 有良好的表面活性、化学稳定性和耐高温性 不易水解和降解 有有限效应和协同效应,用药量少 作为缓蚀是阴极性缓蚀剂,作为阻垢是和许多金属离子形成络合物 无毒	7.0~8.5	50℃	用于阻垢为 1~5mg/L 用于缓蚀为 20~50mg/L	与聚磷同时使用有增效作用 由于使用中 pH 值偏高,水结垢倾向增加,要注意阻垢、分散剂的配合 铜制换热器要注意加强缓蚀措施
聚羧酸类聚合物	聚丙烯酸 聚甲基丙烯酸 聚马来酸(PMA)	系金属离子优异的整合剂 对碳酸钙有分散作用,耐温度性能好,无毒	7.0~8.5	45~50	1~3mg/L	要控制一定的分子数范围,聚丙烯酸以 1000 左右为好 PMA 与锌盐复合使用阻垢性能好,且沉积物是软垢
铬酸盐	铬酸钾 铬酸钠 重铬酸钾 重铬酸钠	阳极型钝化膜型缓蚀剂,形成 $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ 膜而减少了腐蚀电流 成膜牢固迅速,缓蚀效率高 对不同水质适应性强 不会引起细菌繁殖	7.5~9.5		200~250 mg/L	有毒性 与聚磷酸盐、锌盐复合使用可大大减少剂量
钼酸盐	钼酸钠 杂聚钼酸盐	低毒,毒性比铬酸盐约低 1000 倍 不会引起微生物滋生	8~8.5	温度 80℃ 仍有 90% 缓蚀率	复合使用量 100mg/L	与有机酸盐复合可减少剂量, $\text{Cl}^- + \text{SO}_4^{2-} \leq 400\text{mg/L}$
锌盐	硫酸锌 氯化锌	阴极缓蚀剂 成膜快	不大于 8		2~4mg/L	对水生物有毒性, pH > 8 有沉淀,复合使用有明显增效作用
硅酸盐	硅酸钠	阳极缓蚀作用 成膜慢 无毒	6.5~7.5		开始用较高浓度,正常维持 30~40mg/L(以 SiO_2 计)	当镁硬度 > 250mg/L(以 CaCO_3 计)时一般不用硅酸盐 要求一定高的 SiO_2 浓度,但要小于 175mg/L 与氯化锌配合效果好 控制严格,否则生成硅垢很难处理,宜复合使用

(续表)

系列	种类	特性	pH值范围	温度范围	投加浓度	备注
1	2	3	4	5	6	7
亚硝酸盐	亚硝酸钠 亚硝酸铵	是有效的金属钝化剂,在金属表面形成氧化膜,铁表面上形成 $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ 氧化膜	3.9~10		300~500 mg/L	在敞开式循环冷却水系统不宜采用,多用于密闭式系统,水中 Cl^- 、 SO_4^{2-} 离子过高,会促进腐蚀 会促使水中硝化细菌繁殖
巯基苯骈噻唑(MBT)	杂环化合物	与铜离子及铜原子产生化学吸附作用,螯合作用,形成保护膜,是铜及铜合金最有效的缓蚀剂	3~10		1~2mg/L	在磷系配方中使用要加锌,否则会损害聚磷酸盐的缓蚀作用 氧化剂和铬酸盐会破坏MBT,用碱性水溶液投加
苯骈三氮唑(BZT)	杂环化合物	其负离子和亚铜离子形成极稳定的配合物,并吸附在金属表面上,形成稳定而有惰性的保护膜,耐氧化	5.5~10		1mg/L	加氯也会使缓蚀率降低,不损害聚磷缓蚀作用 价格贵,货源少

(3) 循环冷却水的微生物控制。循环冷却水的温度和pH值均适合大多数微生物的生长,随着冷却水的不断循环蒸发冷却,水中的营养源也随之而增加,更促使微生物的迅速繁殖,不仅会使冷却水水质恶化,而且还和其他杂质掺混形成粘垢附着在壁上,导致换热器的传热效率极大降低,而且使水流阻力增加。粘泥的沉积影响缓蚀剂的缓蚀效果,还促使了腐蚀,甚至造成穿孔腐蚀,使设备报废或发生事故。

控制微生物的方法一般有以下几种:设置旁滤装置,将循环冷却水的一部分通过过滤,以除去水中的悬浮物及菌、藻类等微生物;加强补充水的处理、改善补充水质。

冷却塔在运行中的维护、管理应做到以下几点:

(1) 应注意冷却塔配水系统配水的均匀性,否则应及时进行调整。

(2) 管道、喷嘴应根据所使用的水质情况定期或不定期的清洗,以清除上面的脏物及水垢等。

(3) 集水槽应定期清洗,并定期清除百叶窗上的杂物(如树叶、碎片等),保持进风口的通畅。

(4) 对风机应进行维护保养,其内容可参照有关规定进行,风机电机应定期或必要时加润滑油脂,风机的轴、尾部和接线盒应密封以防电机受潮,乃至烧坏。如采用减速箱的大型轴流风机,则应保持油箱内的规定油位,且应在使用一段时间后检查油的颜色、粘度,若变质则应更换。

(5) 风机与电动机是采用联轴节联接的,则应对联轴节轴承的润滑脂定期更换,不允许有硬化现象。

(6) 在日常运行中应注意风机叶片的腐蚀及表面附着物,由于叶片的腐蚀及表面的附着物会导致风机运行时的振动及噪声的增大,如发生风机叶片有腐蚀现象,需及时更换叶片或清除附着物。

(7) 对于目前所使用的玻璃钢冷却塔,大多数在一年中的高温、高湿季节中运行,因此在停机时应对外观进行常规检查,对电机的绝缘进行测试,并进行保养。

2. 冷却塔的故障及排除

冷却塔故障分析与排除见表20-35。

表 20-35 冷却塔的故障分析与排除

故障	故障原因	故障排除
不启动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 停电 2. 电源没接通; 3. 电源电压过低; 4. 接线错误,断线或接线端子松动; 5. 接线端子不良; 6. 热继电器跳开; 7. 连接装置松动; 8. 端子松动,缺相运行; 9. 风机电机发生故障; 10. 风机传动皮带打滑、脱落或断开 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 查明原因,恢复供电; 2. 接好电源; 3. 查明原因; 4. 检查和修复电路; 5. 紧固接线端子; 6. 按下复位按钮; 7. 检查、修理 8. 紧固端子; 9. 修复或更换电机; 10. 更换传动皮带
冷却水降温能力不够	<ol style="list-style-type: none"> 1. 冷却塔与制冷系统不匹配,容量过小; 2. 风机不运转; 3. 轴承磨损,使风机转速降低; 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 校核后重新选用; 2. 检查电源及线路; 3. 更换轴承;

(续表)

故 障	故 障 原 因	故 障 排 除
冷却水降温能力不够	4. 风机叶片角度不对,电机负荷过大; 5. 风机叶片由于锈蚀而产生破损; 6. 传动皮带松弛; 7. 循环水量太多; 8. 循环水量不足; 9. 排出空气短路; 10. 进入冷却塔的空气温度过高; 11. 进入冷却塔的空气量不足; 12. 循环水偏流; 13. 充填材料堵塞; 14. 布水器之布水孔堵塞; 15. 布水管堵塞	4. 调整叶片角度或更换风机; 5. 更换风机叶片或风机; 6. 更换传动皮带; 7. 调整供水阀门; 8. 开大供水阀门或提高供水压力; 9. 排除影响空气流动的障碍物; 10. 清除冷却塔周围之热源; 11. 检查进气口,去除障碍物; 12. 扫除散水槽,调整进水阀开度; 13. 清洗除污去垢; 14. 清洗; 15. 清洗或更换
运转中循环水减少	1. 散水槽的散水管堵塞; 2. 补水管堵塞; 3. 补水压力太低; 4. 补水阀开度太小; 5. 循环冷却水泵不匹配,输水量太小; 6. 补水管路阻力太大,管径过小	1. 清洗; 2. 清洗或更换; 3. 提高补水压力; 4. 开大补水阀; 5. 校核后可更换大一些水泵; 6. 增大补水管径
运转中带出的水多	1. 循环水量太多; 2. 循环水偏流; 3. 冷却塔所配风机过大	1. 调整输水阀门; 2. 清扫散水槽,调整进水阀开度; 3. 更换风机
运行中散水槽内水溢出	1. 散水槽堵塞; 2. 循环水量过多,散水从上面滴下; 3. 散水槽内沉淀污物太多	1. 清扫散水槽; 2. 调整循环水量; 3. 清扫散水槽
运转中有振动和杂音	1. 风机轴发生弯曲; 2. 风机轴损伤; 3. 风机轴承损伤; 4. 风机轴承内有异物; 5. 风机轴承内油脂干涸; 6. 风机叶片螺钉松动; 7. 风机叶片变形与其他部件发生碰撞; 8. 冷却塔外壳的连接部或基础螺钉松动; 9. 由于电压过低而使电机发生异常声音	1. 更换; 2. 更换; 3. 更换轴承; 4. 拆卸、清洗; 5. 更换油脂; 6. 紧固螺钉; 7. 修理或更换叶片; 8. 进行检查和必要的修理; 9. 查明原因进行处理
运转中风机电机过热	1. 风机叶片的角度不对而使风机负荷变大; 2. 风机轴承损坏; 3. 风机轴承内有异物; 4. 轴承内油脂干涸变质; 5. 电机故障,绝缘不良; 6. 环境温度过高; 7. 电压下降; 8. 电动机发生短路; 9. 电机缺相运行	1. 校正叶片角度; 2. 更换轴承; 3. 拆卸、清洗; 4. 更换油脂; 5. 检查后更换; 6. 可更换耐高温电机; 7. 检查电压下降原因并处理; 8. 更换电动机; 9. 检查缺相原因并处理
运转中冷却水泵吸入空气	1. 下面水槽水位降低; 2. 进水口过滤网堵塞	1. 查明原因后进行补水; 2. 清洗过滤网
冷却塔内填料污染,结垢严重	1. 吸入污浊的空气; 2. 水处理设备效果不好; 3. 循环水质硬度太高	1. 清除周围的污浊物; 2. 检修水处理设备; 3. 对循环水进行软化处理

21 溴化锂吸收式制冷

溴化锂吸收式制冷机和蒸气压缩式制冷机一样,都是利用液体在气化时吸收热量这一原理来实现制冷的。溴化锂吸收式制冷机组是以水作为制冷剂,溴化锂作为吸收剂,采用热水或蒸汽为热源的制冷设备,蒸气压缩式制冷机要消耗电能,而溴化锂吸收式制冷机主要是消耗热能来达到制冷的目的,因此它特别适用于有余热可供利用的地方。

溴化锂吸收式制冷具有以下优点:

(1) 以低压蒸汽或其他低参数的热源(如热水、废水、地热等)为动力,以廉价的水为制冷剂,溴化锂溶液为吸收剂。且水无毒、无刺激性、不燃不爆,对环境没有污染,故运行经济、安全。用电量少(相当于离心制冷的20%~25%),对于供电紧张的地区尤为适用。

(2) 由于以水作制冷剂,机组在高真空状态下运行不会爆炸,极为安全。运行时主要需注意保持机组的真空度。

(3) 能适应工况的变化,当负荷变化时,机组性能稳定。

21.1 溴化锂二元溶液的特性及其热力状态图

在溴化锂吸收式制冷机中,以水作为制冷剂,产生冷效应,以溴化锂溶液作为吸收剂,用来吸收产生冷效应后的制冷剂蒸汽。因此,水与溴化锂溶液组成制冷机的工质对。

吸收式制冷机的工质一般是一种二元溶液,由沸点不同的两种物质组成。其中低沸点的组分为制冷剂,高沸点的组分为吸收剂。所谓二元溶液,即是两种互不起化学作用的物质组成均匀混合物。这种均匀混合物其内部各种物理性质(如压力、温度、浓度、密度等)在整个混合物中处处一致,不能利用纯机械的沉淀法或离心法将它们进行分离成原来的组成物质。

21.1.1 溴化锂二元溶液的特性

1. 溴化锂二元溶液的一般特性

溴化锂水溶液是由固体的溴化锂在水中溶解而形成的。由于在常压下水的沸点为 100°C ,而溴化锂的沸点为 1265°C ,两者相差 1165°C 。因此,溶液在沸腾时产生的蒸汽几乎都是水的成分,而不会带有溴化锂的成分,这样不用进行蒸馏就可得到纯冷剂的蒸汽。

以水作为制冷剂具有许多优点,价格低廉,取之方便,汽化潜热大、无毒、无味、不燃不爆等。其缺点是在常压下蒸发温度高,如果蒸发温度降低时,蒸发压力也很低,蒸汽的比容又很大。此外,水在 0°C 就会结冰。因此,用水作制冷剂所能达到的低温只能在 0°C 以上。

作为吸收式制冷机所使用的溴化锂,具有下列特性:

(1) 无色透明。

(2) 浓度不低于50%。

(3) 水溶液pH值在8以上。

(4) 杂质最高含量。多硫化物含量:溴酸盐(BrO_3^-)无反应,硫酸盐(SO_4^{2-})0.1%。溶液中不含有二氧化碳(CO_2)、臭氧(O_3)等不凝性气体。

2. 溴化锂二元溶液的物理特性

(1) 溶解度。一般溶质的溶解度大小与溶质和溶剂的特性及温度有关。一般物质的溶解度随温度的升高而增大,当温度降低时,由于溶解度减小,会有溶质从溶液中分离出来而形成结晶。 20°C 时溴化锂饱和溶液的溶解度为 111.2g 。当含有溴化锂晶体的溶液加热至某一温度时,其晶体全部消失,这一温度即为该浓度溴化锂溶液的结晶温度。图21-1为溴化锂溶液的结晶曲线。纵轴为结晶温度,横轴为溶液的浓度,曲线上的点表示溶液处于饱和状态,在曲线的左上方不会有晶体存在,而在曲线右下方则含有固体的溴化锂。即在某浓度下如果降低溶液的温度,就会有溴化锂晶体析出,如果析出的晶体数量达到一定程度,就会变成固体,这点在溴化锂吸收式制冷机的运行中是非常重要的。因为溴化锂吸收式制冷机在

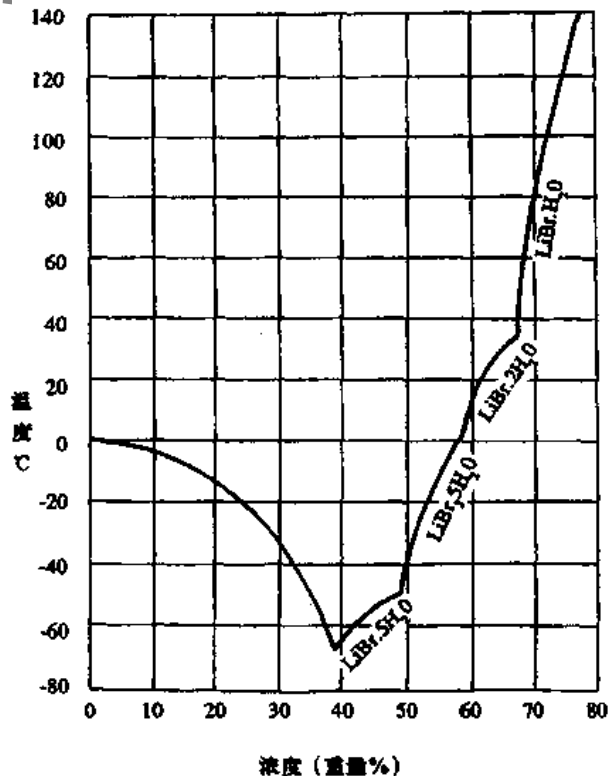


图 21-1 溴化锂溶液的结晶曲线图

运行中产生结晶现象,将会使机组无法再正常运行

(2) 浓度 浓度是表示溶液特性的重要参数之一。在吸收式制冷机中,一般采用重量百分比浓度。溴化锂溶液的重量百分比浓度用 ξ 表示,它表示在溴化锂溶液中,溴化锂占溶液重量的百分比数

(3) 密度 图 21-2 为溴化锂溶液在等温条件下的

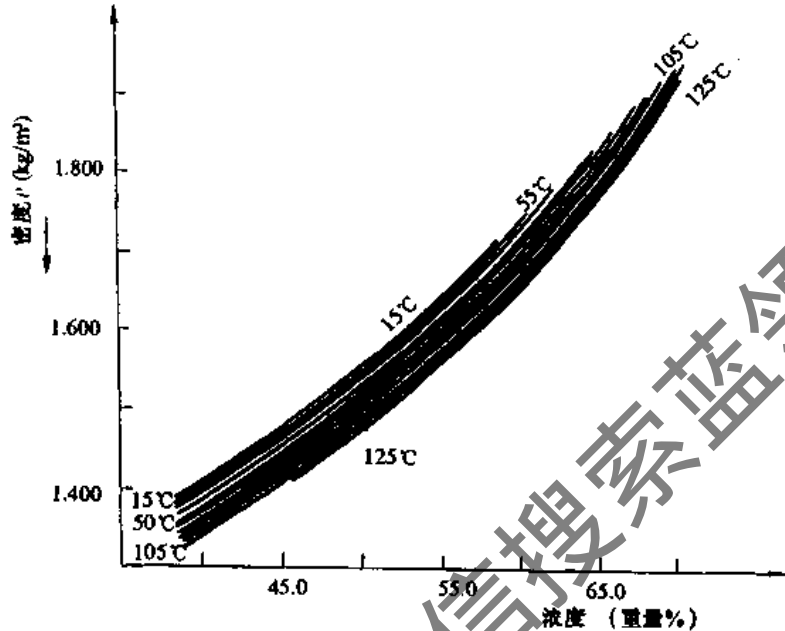


图 21-2 溴化锂溶液在等温条件下的密度曲线

(4) 比热。一般常用定压比热来表示溴化锂的比热,即在压力不变的条件下,单位重量溶液温度升高 1℃ 所需的热量,用 c_p 表示。溴化锂的比热很小,当温度为 25℃, $\xi = 51\%$ 时,比热 $c_p = 2.1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ($0.5 \text{ kcal/kg} \cdot \text{K}$),而水的比热约为 $4.2 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ($1 \text{ kcal/kg} \cdot \text{K}$)。这样有利于提高制冷机的效率,因为在发生过程中所需要加给溶液的热量较小,而吸收过程中又必须从溶液中带走的热量也较小。

(5) 饱和蒸汽压。溴化锂溶液的饱和蒸汽压很小,如温度 $t = 25^\circ\text{C}$, 浓度 $\xi = 50\%$ 时,其饱和蒸汽压约为 0.80 kPa (6 mmHg) (绝对压力),而水在此时的饱和蒸汽压为 3.16 kPa (23.8 mmHg)。溶液的饱和蒸汽压低,其吸收性强。如在上述状态下,当水蒸气的压力为 0.93 kPa (7.01 mmHg) (饱和温度为 6°C),就会被溴化锂溶液所吸收。即溴化锂溶液具有吸收温度比它低得多的水蒸气的 ability。这对于吸收式制冷机的运行特别有利。

(6) 粘度和表面张力:溴化锂水溶液的粘度比较大。如在温度 $t = 20^\circ\text{C}$, 浓度 $\xi = 50\%$ 时,其粘度 $\mu = 3.7 \text{ kPa} \cdot \text{s}$ ($3.77 \times 10^{-4} \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2$),而此时水的粘度仅为 $1.02 \text{ kPa} \cdot \text{s}$ ($1.02 \times 10^{-4} \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2$)。

溴化锂溶液的表面张力随温度的升高而降低,当温度一定时,表面张力随浓度的增大而增大。

(7) 腐蚀性。溴化锂溶液对普通金属有腐蚀作用,尤其在有氧气存在的情况下更为严重。这样,对于溴化锂吸收式制冷机来讲,将会极大地缩短机组的使用寿命,

密度曲线。只要用比重计和温度计测得溶液的密度和温度,即可由图中查出溶液的浓度。这对于溴冷机在运行中的调整、维护都是很重要的。因为只有随时掌握机组运行中溴化锂溶液的浓度,才能更好地发挥制冷机的制冷能力。在溴化锂制冷机中使用的溶液浓度一般为 60% 左右,其室温下的密度约为 1.7 g/cm^3 。

更主要的是产生不凝性气体,无法保证机组内部的真空度,影响制冷效果。为了防止其对金属有腐蚀作用,一方面要保持机组的高真空度,同时在停机期间要进行充氮保养,另一方面在溶液中添加有效的缓蚀剂。

一般在温度不超过 120°C 时,在溶液中加入 0.1% ~ 0.3% 的铬酸锂 (Li_2CrO_4) 和 0.02% 的氢氧化锂 (LiOH),使溶液呈现碱性, pH 值保持在 9.5 ~ 10.5 范围,缓蚀效果较好,如果温度在 160°C 时,除添加上述缓蚀剂外,还可加入 0.001% ~ 0.1% 的氧化铅 (PbO) 或 0.2% 的三氧化二锑 (Sb_2O_3) 与铌酸钾 (KNbO_3) 的混合物等。

21.1.2 溴化锂二元溶液的热力状态图

1. 压力 (p)-温度 (t) 图

图 21-3 为溴化锂溶液的 $p-t$ 图,它表明溴化锂溶液的压力、温度、浓度之间的关系,是在溴化锂吸收式制冷机的运行中经常使用的一种图表。如果已知其中的两个状态参数,就可由图中查到另一个。如已知溴化锂溶液的温度为 87°C , 压力为 9.31 kPa (70 mmHg), 可由图 21-3 中查出其时溶液的浓度 $\xi = 58\%$ 。

$p-t$ 图还可以用来表示溴化锂溶液在加热和冷却过程中热力状态的变化。如图 21-3 中的 A 点,若在等压下加热,温度升高,溶液中的水分被蒸发出来,溶液的浓度随之增大。当温度升至 96°C 时,浓度增大至 62%,即达到状态 B 点,这样溶液状态点由 A 变至 B,为等压沸腾过程。反之,状态点 B 的溶液被冷却,压力不变而温

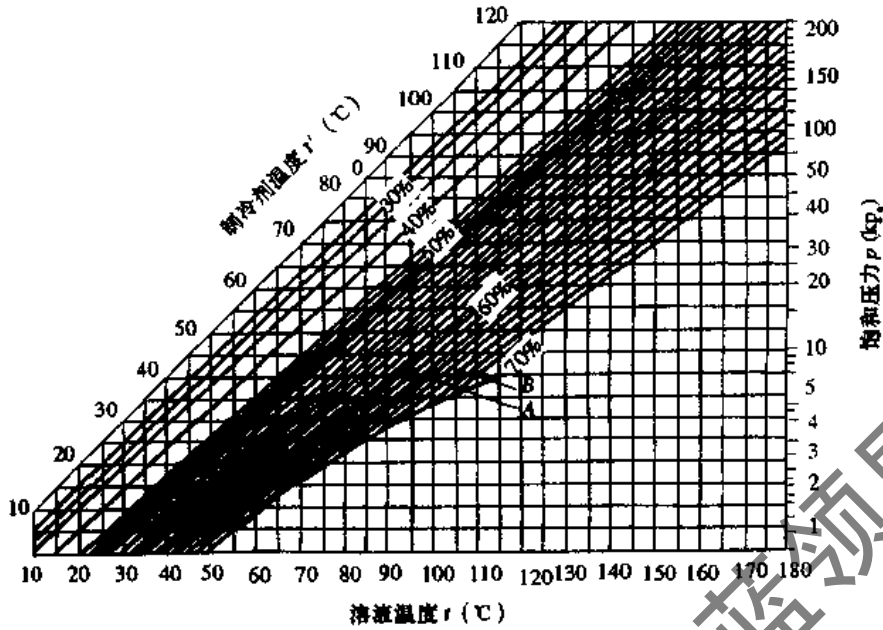


图 21-3 溴化锂溶液的压力—温度图

度降低,就吸收水蒸气,降低浓度,这就是等压吸收过程。

图 21-3 左上角第一条曲线为纯水的压力与饱和温度的关系,右下角的折线为结晶线,即不同温度下溶液的饱和浓度。温度越低,饱和浓度也越低,因此溴化锂溶液的浓度过高或过低时均易形成结晶,这一点在运行中是必须注意的。

2. 比焓(h)-浓度(ξ)图

图 21-4 为溴化锂的比焓-浓度图,纵坐标为溶液的焓值,横坐标为溶液的重量百分比浓度。图的下半部分为液相部分,由等温线(虚线)和等压线(实线)组成,图的上半部分为汽相部分,只有等压线。

在压力不太大时,压力对溶液的比焓和混合热影响很小,故可认为液态等温线与压力无关,液态溶液的比焓只是温度和浓度的函数。不论是饱和和液态还是再冷液态溶液的比焓都可在比焓-浓度图上用等温线与等浓度线的交点求得。

图 21-4 的下半部分的实线为等压饱和和液线。某一压力下溶液的饱和液态一定落在该压力值的等压线上。某一等压线以下为该溶液的过冷液区,当压力升高时,过冷液区的上线也随着等压线上移。根据某状态点与相应等压饱和和液线的位置关系,可以判别该点的相状态。

溴化锂溶液的比焓-浓度图只有液态区,汽态为纯水蒸气,集中在 $\xi=0$ 的纵轴上。由于平衡时汽、液温度相同,蒸汽的温度由与之平衡液态溶液的温度求得。因溶液沸点温度升高的特性,平衡态溶液面上的蒸汽都是过热蒸汽。其焓值可由纵坐标轴查得。与液相部分相对应,汽相部分也有相应数量的等压线。但这些等压线只是辅助线,并不说明蒸汽的浓度,只能确定蒸汽的焓值。如:饱和溴化锂的水溶液的压力为 7mmHg,温度为

40°C,求溶液及其液面上水蒸气各状态参数。可先在溴

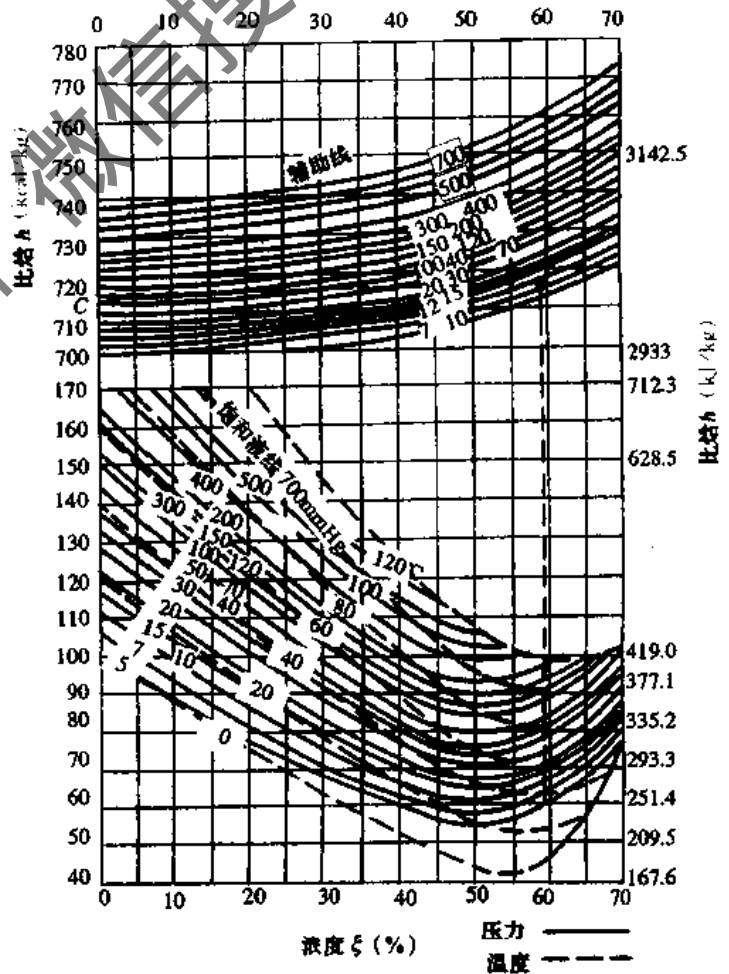


图 21-4 溴化锂溶液的比焓-浓度图

化锂的比焓—浓度图的液态区找到 7mmHg 等压线与温度为 40℃ 的等温线的交点 A, 得出浓度为 59%, 比焓值为 225.6kJ/kg(61kcal/kg)。液面上水蒸气温度等于溶液温度为 40℃, 浓度为 0, 通过 A 点的等浓度线 59% 与压力 7mmHg 的辅助线的交点 B 作水平线与 $\xi=0$ 的坐标轴相交于 C 点。此点即为液面上水蒸气的状态点, 得比焓值为 2991.7kJ/kg(714kcal/kg), 其位置在 7mmHg 辅助线上, 因此为过热蒸汽。如查饱和水蒸气表可知, 压力为 7mmHg 时纯水的饱和温度为 6℃, 远低于 40℃, 由此可知溶液面上的水蒸气具有相当大的过热度。

又如: 当某一稳定状态下的溴化锂溶液, 其压力 $p_A=5.8\text{mmHg}$, 温度 $t_A=42^\circ\text{C}$, 要求此状态下溴化锂溶液的浓度 ξ_A 和焓值 h_A 时, 我们可查溴化锂溶液的 $h-\xi$ 图, 由 5.8mmHg 等压线与 42℃ 的等温线交于 A 点, 由 A 点引横轴平行线与纵轴交点得焓值 $h_A=279.9\text{kJ/kg}$ (66.8kcal/kg), 作垂直线与横轴相交点得 $\xi_A=60\%$ 。如果将 A 状态点的溴化锂溶液在等浓度下加热, 求压力为 71.9mmHg 时饱和溶液的温度和焓值以及所加入的热量。当加热 A 状态点的溶液时, 其溶液温度将升高, 产生蒸汽, 压力随着增加, 当蒸汽压力增加到 71.9mmHg 时, 汽、液处于新的平衡状态, 溶液又达到饱和状态, 由 $h-\xi$ 图查得, $\xi=60\%$ 的等浓度线与压力为 71.9mmHg 的等压线相交于 B 点, 则知 $t_B=91.8^\circ\text{C}$, $h_B=373.7\text{kJ/kg}$ (89.2kcal/kg), 加入的热量 $Q_r=373.7-279.9=93.8\text{kJ/kg}$ (22.4kcal/kg)。

如要将 B 状态点的溶液在 71.9mmHg 压力下等压加热, 至浓度为 64% 时, 求此时溶液的温度、焓值与过程终了时相对应水蒸气焓值。此时, 点 B 状态的饱和溶液在等压下加热时, 溶液中的水分将被蒸发出来, 温度和浓度都随之增大, 由比焓—浓度图中等压线 71.9mmHg 与浓度为 64% 的线相交于 C 点, 得此时温度为 100.8℃, 焓值为 391.8kJ/kg(93.5kcal/kg), 由点 C 作垂直线与辅助线—汽相等压线相交于 C 点, 得焓值为 3110.6kJ/kg(742.4kcal/kg), 即为其相对应的蒸汽焓值。

21.2 溴化锂吸收式制冷原理

溴化锂吸收式制冷同蒸汽压缩式制冷原理一样, 都是利用液态制冷剂在低温、低压条件气化吸收载冷剂的热量, 而使其温度降低, 达到制冷的目的。不同之处在于, 溴化锂吸收式制冷是利用溴化锂—水组成的二元溶液作为工质来完成制冷循环。

在溴化锂制冷机组中循环的二元溶液工质对中, 水是作为制冷剂, 溴化锂作为吸收剂的。水在真空状态(绝对压力为 7.01mmHg)下蒸发, 具有较低的蒸发温度(6℃), 水在蒸发时吸收载冷剂的热量, 使其温度降低, 从而不断地输出低温载冷剂(水)。溴化锂溶液则在常温 and 低温下都能强烈地吸收水蒸气, 但在高温下又能将其所吸收的水蒸气释放出来。制冷剂水在二元溶液工质对中, 不断地被吸收、释放形成循环, 因而使制冷循环不断地进行下去。在制冷过程中所需的热能可以是蒸汽、废热、废气, 以及地热水(60℃以上)。在燃油和天然气充足

的地方, 可采用直燃式溴化锂吸收式制冷机来制取低温的冷水。

21.2.1 单效溴化锂吸收式制冷机的制冷原理

1. 溴化锂吸收式制冷机各部件的作用与制冷循环

无论什么型式的制冷系统, 只要是利用液态制冷剂蒸发吸收载冷剂热量来实现制冷目的的, 都必须有供制冷剂进行制冷循环的蒸发器、冷凝器。我们知道, 冷凝器的作用就是把制冷过程中产生的气态制冷剂冷凝成液体, 进入节流装置和蒸发器中, 蒸发器的作用则是将节流降压后的液态制冷剂气化, 吸收载冷剂的热量, 使载冷剂的温度降低, 达到制冷的目的。

在吸收式制冷中, 发生器和吸收器两个热交换器装置所起的作用就相当于蒸汽压缩式制冷系统中的压缩机的作用。因此, 常将溴化锂吸收式制冷机的吸收器和发生器及其附属设备所组成的系统称为“热压缩机”。发生器的作用是使制冷剂水从二元溶液中汽化, 变为制冷剂蒸汽。而吸收器的作用则是把制冷剂蒸汽重新送回二元溶液中。两热交换装置之间的二元溶液的输送, 是靠溶液泵来完成的。

因此, 溴化锂吸收式制冷系统必须具备四大热交换装置, 即发生器、冷凝器、蒸发器和吸收器。由这四大热交换装置再辅之以其他设备连接组成各种类型的溴化锂吸收式制冷机, 图 21-5 为吸收式制冷循环原理框图。

在单效溴化锂吸收式制冷系统中, 为了实现制冷剂的发生、冷凝、蒸发和吸收的循环过程, 系统中设有四个主要设备: 发生器、冷凝器、蒸发器和吸收器。为了提高机组的热力系数, 还设有溶液热交换器。此外, 为使装置能连续的工作, 使工质在各个设备中进行循环, 因而还设

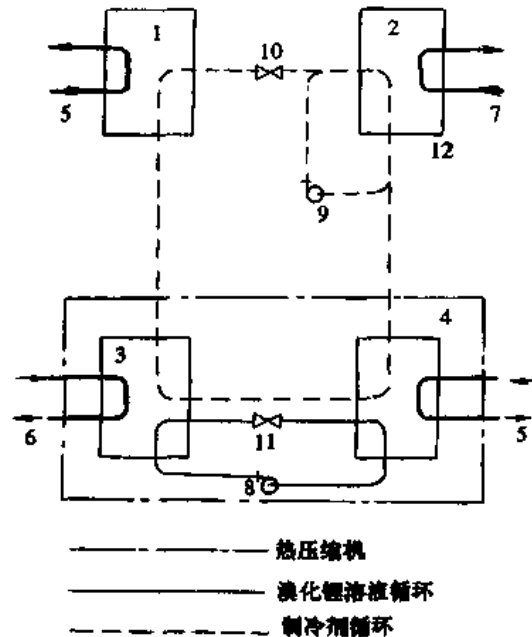


图 21-5 吸收式制冷循环

1—冷凝器; 2—蒸发器; 3—发生器; 4—吸收器; 5—冷却水管;
6—蒸汽管; 7—载冷剂管; 8—溶液泵; 9—制冷剂泵;
10、11—调节阀

有发生器泵、吸收器泵和蒸发器泵,以及相应的连接管道和阀门等。

溴化锂吸收式制冷机在工作时,发生器与冷凝器压力较高,通常密封在一个筒体内,称为高压筒;蒸发器和吸收器的压力较低,密封在另一个筒体内,称为低压筒。高压筒和低压筒通过 U 形管及溶液管道连接。

溶液热交换器使浓溶液和稀溶液在各自进入吸收器和发生器之前,高温液体与低温液体在热交换器中彼此进行热量传递,冷热互换充分发挥热效应。稀溶液温度升高后进入发生器,使制冷剂蒸汽在发生器内立刻发生。而浓溶液的温度下降,可使制冷剂蒸汽在吸收器内很容易被吸收。这样能保证溴冷机组的良性循环,提高整机的制冷效率。

由于溴化锂吸收式制冷机组是在真空状态下进行的,为使蒸发器、吸收器在运行中保持稳定的真空度,因此对设备的气密性要求较高。故系统中的溶液泵均采用结构紧凑、密封性能好的屏蔽泵,调节阀使用真空隔膜阀。尽管如此,但由于制冷系统内的高真空度和系统内外的较大压力差,外部空气仍有可能渗入系统内,加之运行中溴化锂对金属材料的腐蚀而产生的不凝性气体,当它们积聚到一定量时,就会破坏机组的正常运行,甚至完全无法运行。因此必须及时地排除机组内的空气及其他不凝性气体。因而溴冷机组还必须配备一套专门抽真空的装置。

在图 21-5 中虚线所示为制冷剂循环,而实线所示循环回路是由发生器、吸收器、溶液泵及调节阀所组成的热压系统的二元溶液循环。

在制冷的循环中,高压气态制冷剂在冷凝器中向冷却水释放热量后凝结为制冷剂液体,经节流后进入蒸发器。在蒸发器中液态制冷剂又被汽化为低压的制冷剂蒸汽,同时吸收载冷剂的热量产生冷效应。为了维持制冷剂的循环,保证蒸发器内的低压状态,使液态的制冷剂连续蒸发吸收热量,而设置吸收器。吸收器内的溴化锂溶液吸收剂,吸收来自蒸发器所产生的低压制冷剂蒸汽,从而形成制冷剂——吸收剂组成的二元溶液,经溶液泵升压后进入发生器。二元溶液在发生器内,被通过管组内部低品位热能加热,很容易沸腾,因为发生器内的压力不高,其中沸点低的制冷剂水汽化形成气态制冷剂,又与吸收剂溴化锂相分离。气态制冷剂去冷凝器中被冷却水吸热而液化,进入蒸发器完成制冷剂的循环。分离出制冷剂的吸收剂,依靠与吸收器之间的压力差和重力作用返回吸收器,再次进入吸收器吸收低压气态制冷剂的循环,完成全部溶液循环。

由于吸收式制冷是以热能为动力,加之吸收过程要释放出大量的吸收热,故吸收式制冷机的排热量较大,约为蒸汽压缩式制冷机的 2 倍。因此,溴冷机本身的排热量一般约为该机制冷量的 2.4 倍,故制冷所需用的冷却水量大,但冷却水温高达 $37\sim 38^{\circ}\text{C}$ 时,溴制冷机仍能运行,这是溴制冷机的一大特点。

2. 单效溴化锂吸收式制冷机的工作原理

(1) 发生过程。发生器泵吸取吸收器 4 内的溴化锂稀溶液,经热交换器 5 被高温浓溶液加热升温后输送至

发生器 2 内。发生器内的稀溶液被通过发生器管组内的蒸汽所加热,温度继续升高,并在发生器内沸腾,制冷剂水不断地从稀溶液中以水蒸气的形式析出。溴化锂溶液被浓缩,溶液的浓度逐渐增加(如图 21-6)。

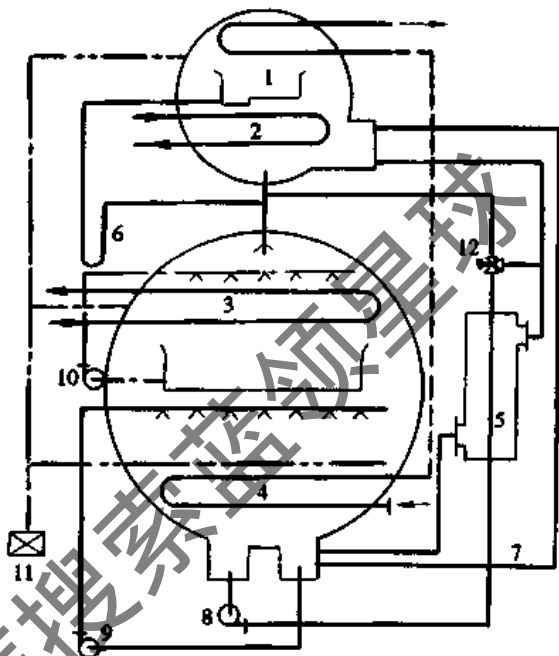


图 21-6 溴化锂吸收式制冷机原理图

1—冷凝器;2—发生器;3—蒸发器;4—吸收器;5—热交换器;6—U形节流管;7—防结晶管(“J”形管);8—发生器泵;9—吸收器泵;10—蒸发器泵;11—抽真空装置;12—溶液三通阀

在发生器内,溴化锂稀溶液被升温加热产生制冷剂蒸汽,变为溴化锂浓溶液。是有一定变化范围的,单效溴化锂制冷机一般控制在 $3.5\% \sim 6\%$ 。这一溶液浓度的变化范围称为放气范围(也叫浓度差)。放气范围是溴冷机的运行经济性指标,对于制冷量的控制及其能耗有重要的意义。

(2) 冷凝过程。在发生器内稀溶液中析出的制冷剂水蒸汽进入冷凝器 1 中,淋洒在冷凝器管组外表面释放出凝结热而凝结成制冷剂水。该凝结热通过流经管组内的冷却水被吸收,由冷却水将凝结热量携带而排至制冷系统外。

(3) 节流过程。冷凝过程产生的制冷剂水,通过 U 形管节流进入蒸发器 3。在这里 U 形管不仅起到控制制冷剂流量和维持上下筒压力差的作用,而且还起到一定的水封作用,防止上下筒压力串通,破坏上下筒之间的压力差,影响制冷剂的蒸发与吸收。

(4) 蒸发过程。进入蒸发器 3 的制冷剂水,由于压力急剧下降,一部分制冷剂水立刻闪发,温度降低。尚未闪发的制冷剂水经蒸发器管组外表面向下,积聚在蒸发器水盘与液囊内,由蒸发器泵 10 输送并喷淋在蒸发器管组的外表面上,吸收通过蒸发器管组内载冷剂的热量而蒸发为制冷剂蒸汽进入吸收器 4 内。

被蒸发冷却后的载冷剂,由载冷剂泵送至使用低温水的空气处理室内,对空气进行降温去湿处理。

(5) 吸收过程。发生器内发生出制冷剂蒸汽而形成温度较高的浓溶液,依靠上下筒的压力差和溶液本身的重

量,经热交换器被低温稀溶液吸热降温后的浓溶液自流进入吸收器4,与吸收器中的溶液混合成中间浓度的浓溶液,由吸收器泵9输送并喷淋到吸收器管组外,吸收从蒸发器蒸发出来的制冷剂蒸汽,溶液浓度降低。由中间浓度的溶液变至稀溶液,集至发生器泵进口处的液囊内。

吸收过程放出的吸收热,被通过吸收器管组内的冷却水吸取带到制冷系统外。

液囊中的稀溶液再次经发生器泵压入发生器中,溴化锂溶液从此进入第二个制冷循环。

吸收器和冷凝器所需要的冷却水,由冷却水系统输送。可采用直流式冷却水系统或冷却塔循环水冷却系统。冷却水通过冷凝器与吸收器的管路连接方法,采用串联或并联方式均可。目前的溴化锂制冷机组的冷却水采用串联流程的方式为多。

由上述可知,溴化锂吸收式制冷机的工作原理(制冷循环过程)可分为两部分:

1) 溴化锂水溶液在发生器中被热源加热而沸腾,产

生制冷剂蒸汽在冷凝器中被冷凝为制冷剂水,制冷剂水经U形管节流进入蒸发器,经蒸发器泵在低压条件下喷淋,使制冷剂水蒸发,吸收载冷剂的热量,产生制冷效应。冷凝过程中产生的凝结热由冷却水带至系统之外。

2) 由发生器流出的浓溶液,经热交换器降温、降压后自流进入吸收器,与吸收器中原有溶液混合为中间浓度的浓溶液。中间浓度的浓溶液被吸收器泵输送并喷淋,吸收从蒸发器由载冷剂提供热量而蒸发出来的制冷剂蒸汽而成为稀溶液。稀溶液由发生器泵输送至发生器,重新被热源加热产生制冷剂蒸汽再次形成浓溶液,进入下一个循环周期。

在单效溴化锂吸收式制冷机中,除了双筒式制冷机外,还用一种适用于小型制冷量的单筒式溴化锂吸收式制冷机,即将发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器四部分均设置于一个筒体内。按压力大小分为高压舱和低压舱。其上部为高压舱,下部为低压舱,中间采用真空绝热或隔层中填充绝热材料的方法,防止热量的传递。如图21-7。

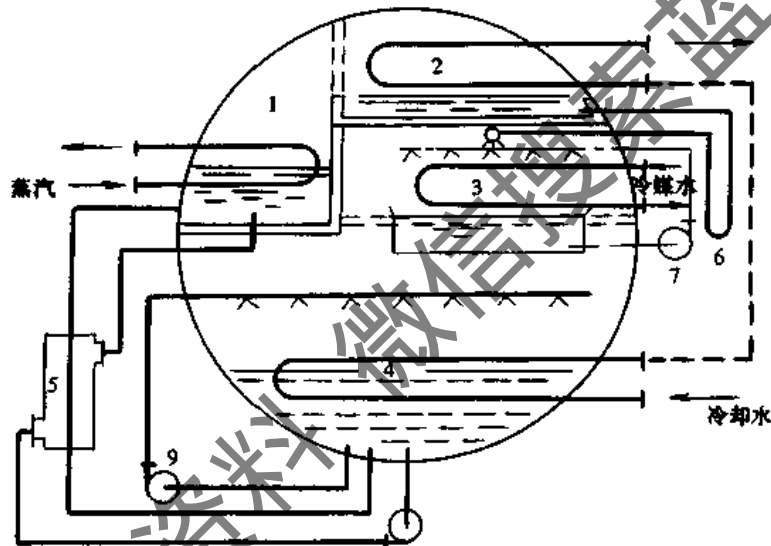


图21-7 单筒式溴化锂制冷机原理图

1-冷凝器;2-发生器;3-蒸发器;4-吸收器;5-热交换器;6-U形管;
7-蒸发器泵;8-发生器泵;9-吸收器泵

3. 单效溴化锂吸收式制冷机的理论循环

溴化锂溶液在由一系列的热交换装置组成的系统内循环,溶液的温度、压力、浓度、焓值等,在不同的换热装置中,将做相应的变化,从而完成从低温物体向高温物体转移热量的循环的制冷过程。

将各换热过程的温度、压力、浓度、焓等状态及其变化过程用 $h-\xi$ 图进行分析热力参数的变化量,对于更好掌握溴化锂吸收式制冷机的性能和进行运行分析、操作管理将是十分有益的。

(1) 热压缩系统的理论循环分析。由发生器、吸收器、热交换器及溶液泵组成的热压缩系统在 $h-\xi$ 图上的各状态点见图21-8。图中横坐标表示溴化锂溶液的浓度(%),纵坐标表示状态点的焓(kJ/kg),压力与温度标在图中状态点。

设制冷系统中冷凝压力 p_k ,蒸发压力 p_0 ,稀、浓溶液

浓度为 ξ_a, ξ_0 。在 $h-\xi$ 图上由 $p_k = \text{常数}$, $p_0 = \text{常数}$ 的等压力线和 $\xi_a = \text{常数}$, $\xi_0 = \text{常数}$ 的两条等浓度线在液相区构成2—5—4—6—2的四边形。则此四边形即表示溴化锂溶液热压缩系统内的理想循环和相对应的变化过程。

点2是稀溶液离开吸收器的状态;压力 p_0 ,温度 t_2 ,焓 h_2 ,浓度 ξ_a 。点5为稀溶液在发生器中开始产生制冷剂蒸气的状态;压力 p_k ,温度 t_5 ,焓 h_5 ,浓度 ξ_a 。过程2—5为稀溶液在热交换器中由通过的高温溶液传热升温后进入发生器的理想过程。此过程中,稀溶液的浓度保持不变,温度升高。

点4是浓溶液离开发生器出口的状态;有压力 p_k ,温度 t_4 ,焓 h_4 和浓度 ξ_0 。过程5—4是稀溶液在发生器中被蒸发加热等压浓缩过程。在此过程中,压力保持不变,即沿等压线 p_k 变化,温度由 t_5 升至 t_4 ,浓度由 ξ_a 增至 ξ_0 。浓度的增加是由于制冷剂水由溶液中蒸发出来造

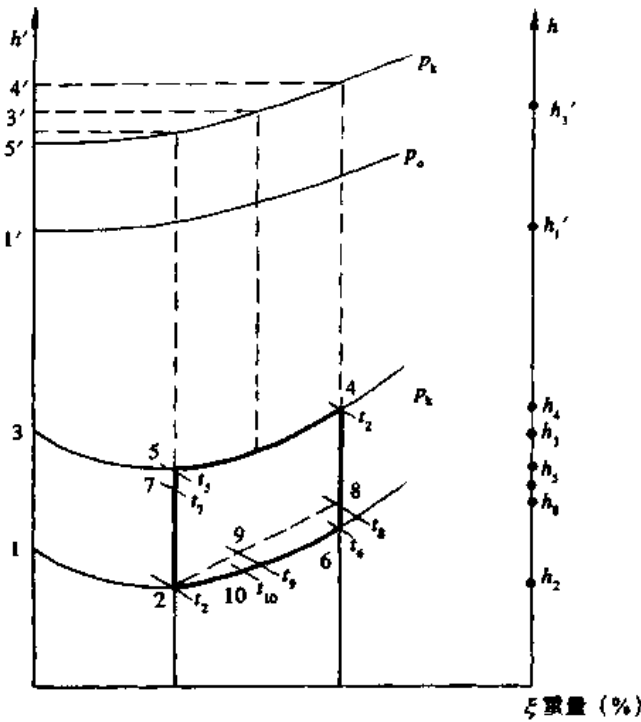


图 21-8 溴化锂吸收式制冷循环过程的 $h-\xi$ 图

成的。在 p_k 等压线的点 5 与点 4 中间向上与汽相区 p_k 对应的点 3' 是溴化锂溶液产生出制冷剂蒸汽的状态点。

点 6 是浓溶液进入吸收器的状态: 压力 p_0 , 温度 t_6 , 焓 h_6 , 浓度 ξ_6 。过程 4—6 是浓溶液在热交换器中的放热的理想过程。在此过程中溴化锂溶液的浓度保持不变, 即过程是沿等浓度线 ξ_6 变化, 压力从 p_k 下降至 p_0 , 温度由 t_4 降至 t_6 , 焓值减为 h_6 。

过程 6—2 为浓溶液在吸收器内吸收制冷剂蒸汽的理想过程, 在此过程中压力保持不变, 即沿等压线 p_0 从点 6 向点 2 状态变化, 放出吸收热, 温度由 t_6 降至 t_2 , 溶液吸收制冷剂蒸汽后浓度从 ξ_6 降至 ξ_2 。

称 2—5—4—6—2 为理想循环过程, 是因为在循环过程中不考虑其他因素的影响。但在实际的溴化锂吸收式制冷机的运行中, 这是由于浓溶液离开热交换器的温度略高于稀溶液进入热交换器时的温度, 而稀溶液离开热交换器的温度略低于浓溶液进入热交换器时的温度。因此, 浓溶液在热交换器的放热过程应为 4—8, 出热交换器的状态为点 8, 其状态温度 t_8 略高于状态 6 的温度 t_6 。同时实际供吸收用的浓溶液, 是状态 8 的浓溶液与状态 2 的稀溶液混合以后的中间浓度的溶液, 其状态应由点 9 的状态参数来确定, 点 9 是吸收器实际喷淋的浓溶液状态, 它由点 8 与点 2 状态混合而成, 浓度介于 ξ_6 与 ξ_2 之间, 温度也在 t_2 与 t_8 之间, 压力略高于 p_0 。因此, 溶液吸收制冷剂蒸汽的实际过程是沿 8—9—2 的虚线返回到等压线 p_0 上, 而不是沿 8—6 的实线返回等压线 p_0 上。

稀溶液的加热过程是分两步来完成的, 在热交换器中稀溶液被高温浓溶液加热, 温度由 t_2 升至 t_7 , 在浓度

不变的情况下进入发生器。点 7 的温度 t_7 低于开始发生状态的温度 t_5 。过程 2—7 是第一步加热过程, 从点 7 到点 5 为第二步加热过程, 点 7 状态的稀溶液进入发生器, 与发生器内的溶液混合, 被通入发生器管组内的加热蒸汽继续加热, 完成 7—5 的加热过程, 溴化锂溶液才开始进入发生制冷剂蒸汽的状态。

(2) 制冷剂蒸汽循环。制冷剂蒸汽循环由冷凝器、U 形管和蒸发器组成。制冷剂循环的热平衡参见图 21-9。制冷剂蒸汽的循环, 是制冷剂水在汽相与液相之间的变化, 因为使用纯水, 不含溴化锂, 其状态点在 $h-\xi$ 图均为 $\xi=0$ 的浓度线上, 即在纵坐标轴上标出

稀溶液在发生器内开始沸腾的状态点 5 产生的

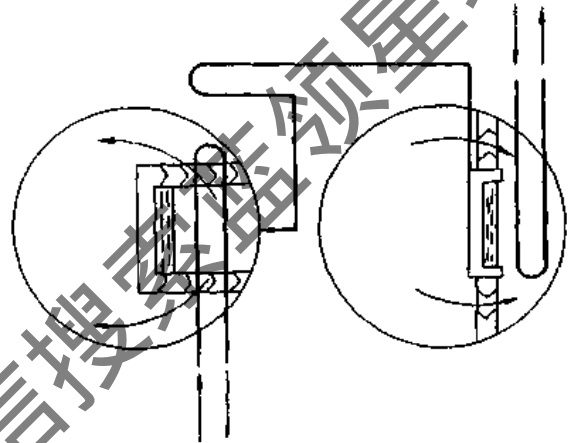


图 21-9 制冷剂蒸汽的热交换

过热蒸汽状态为 5' 点, 该点自点 5 沿浓度线 ξ_5 向上, 与汽态区域的蒸汽等压线 p_k 相交于一点, 从交点处引水平线与纵坐标轴交于点 5' 的焓值。同样自点 4 可得出点 4', 这是发生器沸腾终了时产生过热蒸汽状态点。实际上在发生器产生制冷剂蒸汽的状态可用点 5' 状态和点 4' 状态的平均状态点 3' 表示。

发生器产生的制冷剂水蒸气(点 3') 进入冷凝器后, 在压力 p_k 不变的条件下, 被冷凝器管组内流动的冷却水所冷却。首先变为饱和蒸汽, 而后冷凝成饱和液体(点 3)。过程 3'—3 表示制冷剂蒸汽在冷凝器中的冷却、冷凝过程。这就是在等压下(均 p_k) 制冷剂水由汽相变为液相的等温冷凝过程。

压力为 p_k 的饱和制冷剂水(点 3) 经节流装置(U 形管) 压力降为 p_0 后进入蒸发器, 节流前后因制冷剂水的焓值不发生变化, 故节流后的状态点与点 3 重合。但由于压力降低, 部分制冷剂水闪发汽化为制冷剂蒸汽(点 1'), 尚未汽化的大部分制冷剂水温度降低至与蒸发压力为 p_0 的饱和温度 t_1 (点 1), 并积存在蒸发器水盘内。因此, 节流前的状态(点 3) 表示在冷凝器压力 p_k 下的饱和水状态, 而节流后的点 3 状态则表示压力为 p_0 的饱和蒸汽(点 1') 和饱和液体(点 1) 相混合的湿蒸汽状态。

积存于蒸发器水盘内的制冷剂水(点 1) 通过蒸发器泵均匀地喷淋在蒸发器管组外表面, 吸收通过管组内的冷媒水热量而蒸发, 使制冷剂水在等压、等温条件下由点 1 变为点 1'。因此过程 1—1' 是制冷剂水在蒸发器中汽化蒸

发吸热过程。

21.2.2 双效溴化锂吸收式制冷机的制冷原理

1. 双效溴化锂吸收式制冷机的工作原理

前面提到,溴化锂吸收式制冷机制冷时所利用的热能可以是高势的新鲜蒸汽或燃油、燃气,也可以是低势的废汽、废热水、地热水等。但当所利用的热能为高势热能的热源,如0.6MPa(高压)以上的蒸汽时,由于加热介质(蒸汽)的温度较高,发生器中溶液的沸腾温度也将相应提高。但对于单效溴化锂吸收式制冷机,由于受到溶液结晶的限制,溶液的温度不可能太高(一般在100℃左右)。因此,往往要将压力较高的蒸汽进行节流,减压至0.1MPa(表压)左右再加以利用。这样不仅要增加节流设备,而且也造成了节流过程中的热损失,降低了热能的利用率。为了充分利用高势的热源,提高机组的热效率,则可以采用双效溴化锂吸收式制冷机。

双效溴化锂吸收式制冷机比单效溴冷机增加了一个高压发生器(又称为高压筒)。因此双效机的一般形式为三筒式。如图21-10所示。

为了提高热交换效率,更好地完成制冷循环,双效溴冷机设置了两套溶液热交换器。从高压发生器流出的温度较高的浓溶液与来自吸收器低温的稀溶液进行热交换的换热器称为高温热交换器。从低压发生器流出的浓溶液(其温度比高压发生器出口的溶液温度低)与稀溶液进行热交换的换热器称为低温热交换器。同时,为使进入低压发生器的稀溶液温度更接近低压发生器内的发生温度,充分利用加热蒸汽的余热,在稀溶液离开低温热交换器进入低压发生器前,增加了一套凝水回热器。把经过

低温热交换器升温后的稀溶液,利用高压发生器发生过程中使用的蒸汽余热,通过凝水回热器继续升温,使稀溶液进入低压发生器后,依靠高压发生器产生的高温制冷剂水蒸气,让稀溶液在低压发生器内很快发生出制冷剂水蒸气,进入冷凝器。

由于双效溴冷机比单效机增加了高压发生器、高温热交换器和凝水回热器,因而热力系数有了很大提高,有利于节约能耗。

双效溴化锂吸收式制冷机在运行中,吸收器5中的稀溶液由发生器泵9分两路送至高温热交换器6和低温热交换器7。进入高温热交换器的稀溶液被从高压发生器1流出的高温浓溶液加热升温后,再经凝水回热器8继续升温,然后进入低压发生器。

进入高压发生器的稀溶液被工作蒸汽加热而沸腾,产生高温制冷剂蒸汽,引入低压发生器,加热低压发生器中的稀溶液后,经节流进入冷凝器2,被冷却凝结为制冷剂水。

进入低压发生器的稀溶液,被高压发生器产生的高温制冷剂蒸汽所加热,产生低温的制冷剂水蒸气直接进入冷凝器,也被冷却而凝结为制冷剂水。高、低压发生器产生的制冷剂水汇合于冷凝器集水盘内,混合后再进入蒸发器4中。

加热高压发生器中稀溶液的工作蒸汽的凝结水,经凝水回热器进入凝水管路。而其中的稀溶液因被加热而蒸发出了制冷剂蒸汽,使浓度升高而成为浓溶液,又经高温热交换器引入吸收器5中。低压发生器中的稀溶液,被加热升温放出制冷剂蒸汽也成为浓溶液,再经低温热交换器进入吸收器。浓溶液与吸收器中原有溶液混合而成为中间浓度溶液,由吸收器泵将混合溶液送至喷淋系统,喷洒在吸收器管组的外表面,吸收来自蒸发器4蒸发出来的制冷剂蒸汽,再次成为稀溶液进入下一个循环。吸收过程所产生的吸收热被冷却水带到制冷系统之外,完成溴化锂溶液从稀溶液到浓溶液,再回到稀溶液的溶液循环过程,即热压缩循环过程。

高、低压发生器所产生的制冷剂蒸汽,凝结在冷凝器管组外表面上,被冷却水吸收凝结过程产生的凝热带到系统之外。凝结后的制冷剂水汇集后,经节流装置喷淋在蒸发器的管组上,由于蒸发器内压力较低,部分制冷剂水闪发吸收冷媒水的热量,产生部分冷效应。尚未蒸发的大部分制冷剂水,由蒸发器泵11喷淋在蒸发器管组外,吸收通过管组内流经的冷媒水热量,蒸发形成制冷剂蒸汽而进入吸收器。

冷媒水的热量被吸收使水温降低,从而达到制冷的目的,完成制冷循环。吸收器中喷淋中间浓度混合溶液吸收制冷剂蒸汽,使蒸发器处于低压状态,溶液吸收制冷剂蒸汽后,靠热压缩系统再产生制冷蒸汽,从而保证了制冷过程的循环。

2. 双效溴化锂吸收式制冷机的理论循环

此处对低温热交换器前分流的并联流程双效溴冷机利用*h*- ξ 图进行分析,见图21-11。

由于采用了分流流程,从吸收器流出的浓度为 ξ_0 的稀溶液,离开吸收器分两部分输入高、低压发生器。高、

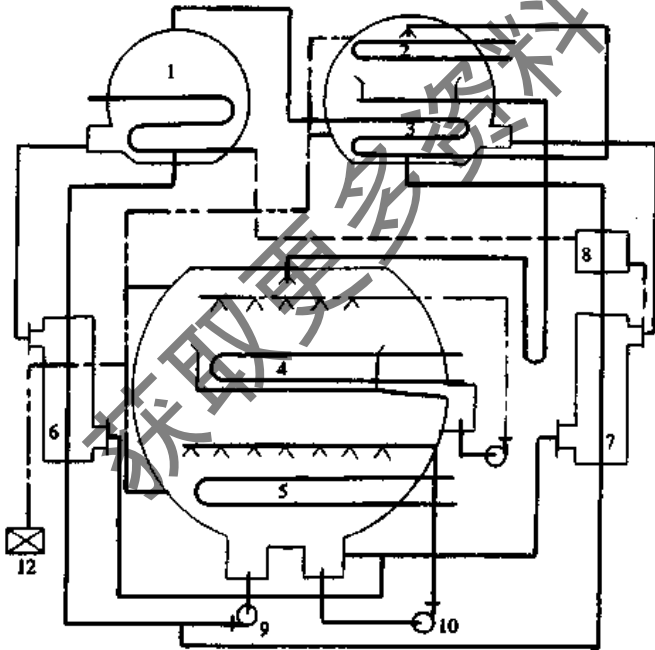


图 21-10 双效溴化锂吸收式制冷机原理图

1-高压发生器;2-冷凝器;3-低压发生器;4-蒸发器;5-吸收器;6-高温热交换器;7-低温热交换器;8-凝水回热器;9-发生器泵;10-吸收器泵;11-蒸发器泵;12-抽真空装置

低压发生器内的压力分别为 p_r 和 p_k ，高、低压发生器的溶液浓度分别增至 ξ_{r1} 和 ξ_{k2} 。

分流流程在 $h-\xi$ 图上是由两个四边形叠在一起组成的循环回路。其中 2—10—11—12—13—8—9—2 为经过高压发生器的溶液循环过程的回路四边形，2—7—5—4—8—9—2 则为经过低压发生器的溶液循环过程的回路四边形。它们除等浓度线 ξ_0 为一公共边外，另一公共边为 13—8—9—2 过程线，该线则为吸收器内吸收冷剂蒸汽的过程线。这一过程中的 8—9 为低压发生器所输出的不同浓度的溶液混合过程。

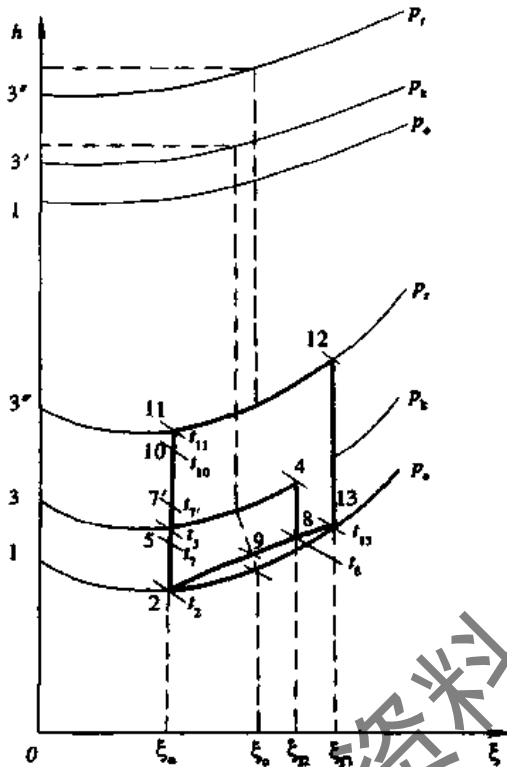


图 21-11 低温换热器前分流流程的 $h-\xi$ 图

点 2 状态的溴化锂稀溶液，离开吸收器被发生器泵输送，在低温热交换器分流，其溶液的浓度 ξ_0 保持不变，一部分稀溶液经低温热交换器与凝水回热器被加热升温进入低压发生器，另一部分稀溶液经高温热交换器加热升温后进入高压发生器。因此，溶液从点 2 状态开始，沿等浓度线 ξ_0 向上，分别在 p_r 和 p_k 两条等压线上作两个理论循环。

(1) 溶液的理论循环。

1) 经高压发生器的理论循环，沿 p_r 等压线的变化回路为：

① 2—10 过程。分流后经高温热交换器加热升温过程，其温度的升高是由高压发生器流经高温热交换器的浓溶液提供热量。稀溶液在此过程中的浓度保持不变，只是其温度由 t_2 升至 t_{10} 后进入高压发生器。

② 10—11 过程。进入高压发生器后，稀溶液被加热蒸气继续加热过程。将被热交换器升温到 t_{10} 的稀溶液，加热至与发生器压力 p_r 条件下对应的饱和状态。温度

升至 t_{11} ，浓度 ξ_0 仍保持不变

③ 11—12 过程。高压发生器内稀溶液蒸发出冷剂蒸气的发生过程。从 11 点状态开始，稀溶液由工作蒸气加热而沸腾，产生冷剂蒸气，其状态对应于汽相区域内的点 3' 处。溶液沿等压力 p_r 线向上变化，至点 12 为发生终了状态。温度由 t_{11} 升至 t_{12} ，溶液由于放出冷剂蒸气因而其浓度由 ξ_0 增至 ξ_{r1} 。点 3' 是从点 11 至点 12 整个发生过程的平均值所对应的冷剂蒸汽状态点。

④ 12—13 过程。离开高压发生器浓度为 ξ_{r1} 的高浓度溶液，经高温热交换器被稀溶液降温冷却过程。在这个过程中浓度 ξ_{r1} 保持不变，温度从 t_{12} 降至 t_{13} 。点 13 为浓溶液进入吸收器的状态。

2) 经低压发生器的溶液循环，是沿 p_k 等压线变化的回路，回路自点 13 状态开始；溶液进入吸收器后，就要与低压发生器的溶液混合，一同吸收冷剂蒸气。回路系统也是从点 2 状态开始。

① 2—7 过程。分流后的稀溶液，在低温热交换器中，被从低压发生器来的高温浓溶液加热升温，在此过程中，溶液的浓度 ξ_0 保持不变，而温度由 t_2 升至 t_7 。

② 7—7' 过程。点 7 状态的稀溶液经凝水回热器继续加热，温度由 t_7 升至 $t_{7'}$ ，浓度并不发生变化。相对于低压发生器内压力为 p_k 的溶液饱和温度，点 7' 状态的稀溶液处于过热状态。

③ 7'—5 过程。过热的稀溶液进入低压发生器，产生闪发现象，很少一部分冷剂蒸汽从稀溶液中闪发出来，使溶液的温度略有降低，浓度略有升高。因浓度变化很小，故没有在 $h-\xi$ 图上标出浓度变化的数值。

④ 5—4 过程。是稀溶液在低压发生器内，被高压发生器产生出的点 3' 状态的冷剂蒸汽加热，低压发生器中的稀溶液蒸发出冷剂蒸气的发生过程。沿等压线 p_k ，产生点 4 状态的冷剂蒸汽，溶液浓度由 ξ_0 升至 ξ_{k2} ，溶液的温度由 t_5 升至 t_4 。点 4 是发生终了状态。点 3' 状态的冷剂蒸汽，是由点 5 到点 4 的整个发生过程的平均状态值，向上在汽相区域的等压线 p_k 上找出的对应点。

⑤ 4—8 过程。是浓度为 ξ_{k2} 的浓溶液离开发生器，经低温热交换器冷却降温。浓度 ξ_{k2} 保持不变，温度从 t_4 降至 t_8 ，进入吸收器，与从高压发生器来的 t_{13} 状态、浓度为 ξ_{r1} 的浓溶液混合。进入吸收过程。

⑥ 13—8—9—2 过程为吸收过程。在吸收器内，点 13 状态浓溶液和点 8 状态的浓溶液，与吸收器中原有的点 2 状态的稀溶液混合，经吸收器泵输送并喷淋，吸收来自蒸发器的冷剂蒸汽。混合后的溶液浓度为 ξ_0 ，温度 t_9 。它们的混合过程压力逐渐接近 p_0 ，最后沿等压力线 p_0 变化至点 2 状态。浓度回到 ξ_0 。

吸收过程的实际过程应为 9'—2。混合状态点 9，先是完成 9—9' 过程。点 9 状态，相对于吸收器压力 p_0 是处于过热状态，在混合喷淋过程中，有部分冷剂水产生闪发现象，使混合溶液的温度降至 t_9 ，浓度略有增大，闪发后压力与 p_0 重合，溶液沿等压力 p_0 线变化，完成 9'—2 的冷却吸收过程。9'—2 过程是吸收冷剂蒸汽后，混合溶液浓度变为稀溶液，温度恢复到 t_2 ，浓度返回初始浓度 ξ_0 ，完成一个溶液循环。从点 2 开始又进入下一个循

环周期。

(2) 制冷剂蒸汽的制冷循环。与单效溴冷机的制冷循环一样,制冷循环全部在制冷剂蒸汽与制冷剂水之间变化,各状态点均在 $h-\xi$ 图上的纵坐标上标出 ($\xi=0$),其循环过程是:

1) 点 $3''$ 状态是高压发生器产生的制冷剂蒸汽状态,点 $3'$ 是点 $3''$ 状态的制冷剂蒸汽加热低压发生器内稀溶液后,被冷凝成压力为 p_r 的制冷剂水状态。

2) $3''-3'$ 过程。为制冷剂蒸汽凝结成制冷剂水的过程,而压力并不发生变化,始终保持为 p_r ,状态由汽态变为液态,即由制冷剂蒸汽变为制冷剂水。

点 $3'$ 状态,是低压发生器产生的制冷剂蒸汽的状态,点 3 是制冷剂蒸汽在冷凝器中被冷凝成制冷剂水的状态,其压力均为 p_k 。

3) $3'-3$ 过程。是低压发生器所产生的制冷剂蒸汽在冷凝器中被冷凝的过程,产生了点 3 状态的制冷剂水。其中也混有点 $3'$ 状态的制冷剂水,点 $3'$ 的制冷剂水经节流装置使压力从 p_r 降至 p_k 。过程 $3'-3$ 的压力值为 p_k ,也是由制冷剂蒸汽变为制冷剂水。过程中凝结热被冷却水带至制冷系统外。

4) $3-1$ 过程,为节流过程,冷凝器中的制冷剂水经节流装置进入蒸发器,压力由 p_k 降至 p_0 。

5) $1-1'$ 过程为蒸发过程。制冷剂水在蒸发器中经喷淋吸热而蒸发。蒸发器内喷淋在管组外的制冷剂水,吸收冷媒的热量而蒸发为点 $1'$ 状态的制冷剂蒸汽。点 $1'$ 状态的制冷剂蒸汽被吸收器中溴化锂浓溶液吸收进入循环。再次产生点 $3''$ 状态的制冷剂蒸汽使制冷剂继续循环下去。

蒸发过程吸收冷媒水的热量,使冷媒水的温度降低,将低温水送至用冷的地方,达到制冷的目的。

21.3 溴化锂吸收式制冷机的型式与结构

21.3.1 溴化锂吸收式制冷机的型式

1. 溴化锂吸收式制冷机的分类

(1) 溴化锂吸收式制冷机根据所使用的能源分为:蒸汽型、热水型、燃气型、燃油型和太阳能型。

(2) 按能源的利用程度可分为:单效型和双效型。

(3) 根据换热器的布置情况分为:单筒型、双筒型和三筒型。

(4) 根据应用范围分为:冷水机型和冷温水机型。

但一般的分为蒸汽单效型、蒸汽双效型和燃气冷温水机组型。

2. 溴化锂吸收式制冷机的型式

溴化锂吸收式制冷机是一些换热器的组合体,换热器的名称是根据其在制冷循环中的作用而确定的。主要有蒸发器、吸收器、发生器(高压发生器和低压发生器)、冷凝器、溶液热交换器等。溴化锂吸收式制冷机的机型,是以各换热器的布置方式决定为单筒型、双筒型或三筒型。单、双筒型多用于单效溴冷机,而三筒型则大部分用于双效溴冷机。

(1) 单效溴化锂吸收式制冷机的型式。

1) 单筒型单效溴化锂吸收式制冷机。单筒单效溴化锂吸收式制冷机是将蒸发器、吸收器、发生器和冷凝器全部布置于单一筒体内的型式。如图 21-12 所示。

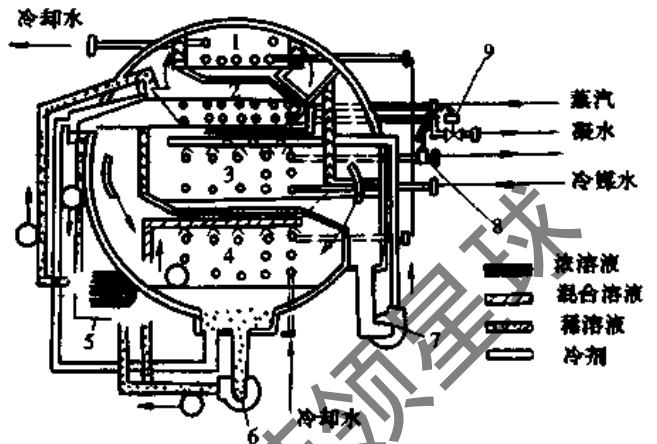


图 21-12 蒸汽单筒型溴冷机结构图

1-冷凝器;2-发生器;3-蒸发器;4-吸收器;5-热交换器;
6-溶液泵;7-制冷剂泵;8-温度调节器;9-凝水控制阀

单筒型单效溴化锂吸收式制冷机各换热器的不同布置方法,构成了四种基本型式。如图 21-13 所示。图中 a、b 是两种传统布置方式,c、d 是改进后的布置方式。a 式由于其布置不够紧凑和蒸发器的制冷剂通道面积又较小,因而很少采用。b 式布置能使蒸发器与吸收器之间的通道面积加大,流动阻力减小,但因发生器中气流上升高度较小,溴化锂液滴易进入冷凝器而造成制冷剂水的污染。c 式布置可使蒸发器与吸收器的管排数减少,从而降低了传热管间的流动阻力。d 型布置可使发生器的管排数减少,溶液液位降低,减少静液柱对发生器过程的影响,从而提高发生器的换热效率,因此冷凝器的管排也相应减少,提高了传热系数。

2) 双筒型单效溴化锂吸收式制冷机。常见的双筒式溴化锂吸收式制冷机有四种布置方式,如图 21-14 所示。发生器与冷凝器的布置目前以上筒中上、下排列居多,其优点是:发生器管排数减少,溶液的液位降低,静液柱影响较小,因而有利于发生器中溶液的沸腾,同时冷凝器的管排数也相应减少,使传热系数提高。此外,也有左、右排列的。蒸发器与吸收器一般布置在下筒内,上、下排列与左右排列均有。

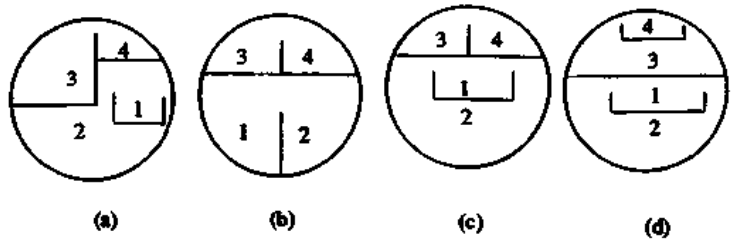


图 21-13 单筒型布置方式

1-蒸发器;2-吸收器;3-发生器;4-冷凝器

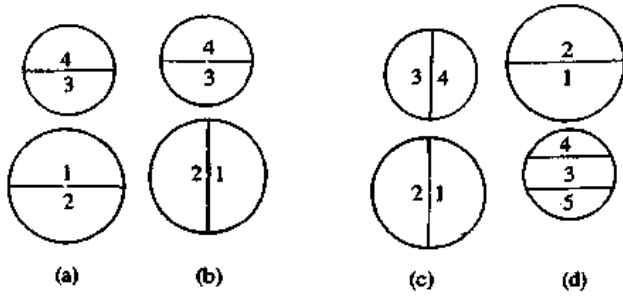


图 21-14 双筒型溴冷机的布置方式

1-蒸发器;2-吸收器;3-发生器;4-冷凝器;5-热交换器

目前双筒型单效溴化锂制冷机采用 a 方式者较多。d 方式较少。双筒单效溴化锂吸收式制冷机工艺流程如图 21-15 所示。

(2) 双效溴化锂吸收式制冷机的型式。双效溴冷机

是在单效机的基础上发展起来的,即在原单效发生器(又称低压发生器)的基础上,又增加了一个发生器(又称高压发生器)。在高压发生器中供入 0.6~0.8MPa(6~8kgf/cm²)的蒸汽,使溶液浓缩,产生冷剂蒸汽,并利用它作为低压发生器的热源,使溶液进一步浓缩,以降低蒸汽的消耗。此外还增加了一个高温热交换器,因此原有的热交换器称之为低温热交换器,因此原有的热交换器称之为低温热交换器。大部分的双效溴冷机以三筒式为多。而溶液的循环方式可分为串流式和并流式两种。图 21-16、图 21-17 是常见的双效溴冷机的结构。图 21-18 为串流式溶液循环流程,图 21-19 为并流式溶液循环流程。

21.3.2 溴化锂吸收式制冷机的主机设备的结构

1. 蒸发器

蒸发器的作用是借助于冷剂的蒸发来制造冷媒水。溴冷机中的蒸发器与压缩式制冷系统中的蒸发器有所不同

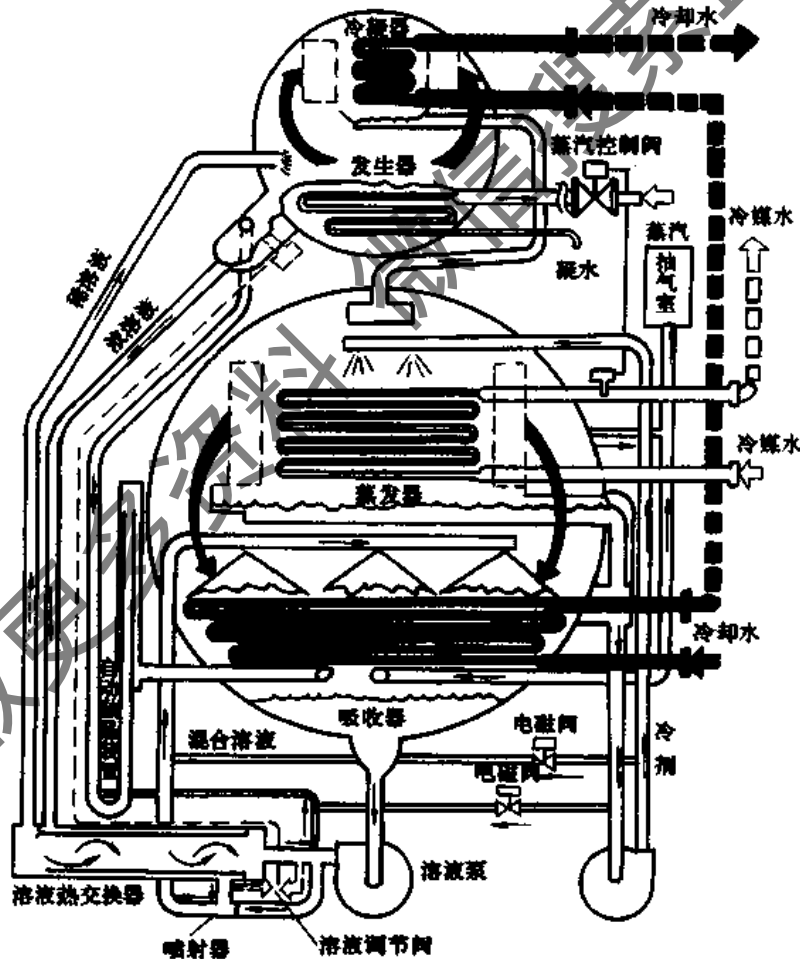


图 21-15 双筒单效机流程图

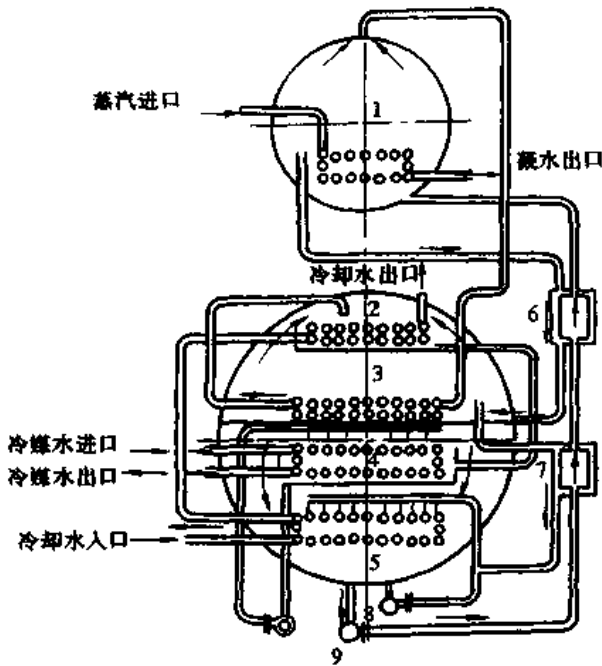


图 21-16 双筒型双效机结构图

- 1-高温发生器;2-冷凝器;3-低温发生器;4-蒸发器;
5-吸收器;6-高温热交换器;7-低温热交换器;8-吸收泵;
9-发生泵;10-蒸发器

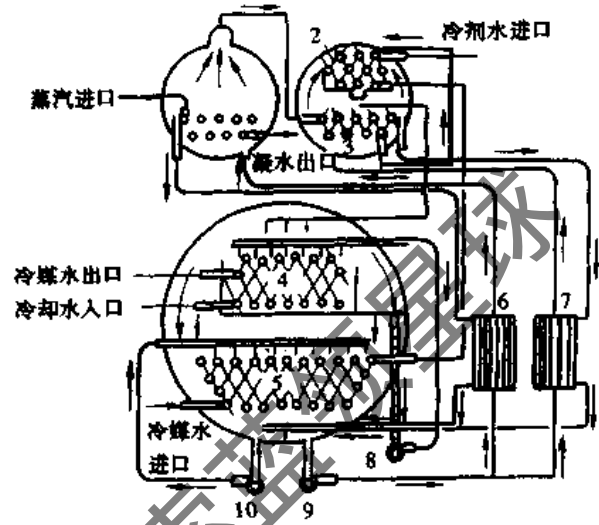


图 21-17 三筒型双效机结构图

- 1-高温发生器;2-冷凝器;3-低温发生器;4-蒸发器;
5-吸收器;6-高温热交换器;7-低温热交换器;8-蒸发器;
9-发生泵;10-吸收泵

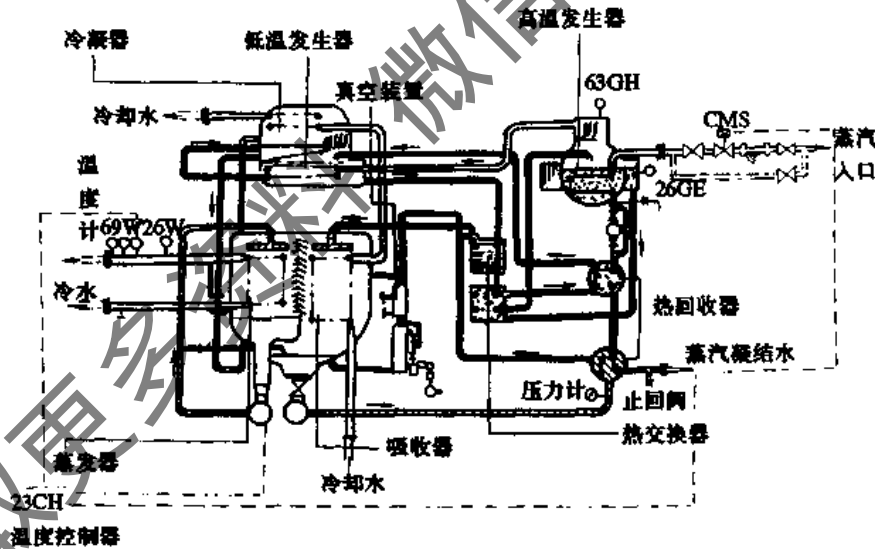


图 21-18 串流式溶液循环流程图

同。这里的蒸发器一般采用喷淋型，将冷剂水喷淋在传热管的表面上，以形成很薄的水膜，来提高其换热效果。为配合蒸发器的运行，系统中专门设置一台冷剂水泵，又称蒸发器泵，它将 10~15 倍的冷剂循环量的水用喷嘴喷淋在传热管上，使其雾化，形成传热管表面的完全浸润。

淋激型蒸发器是在蒸发器的上方设置一浅水槽，水从水槽底部无数的小孔中下滴，淋激在传热管上。淋激型蒸发器一般采用高压头水泵，用来保证冷剂水的雾化压力，使水的压力均匀。

蒸发器的传热管一般采用 $\delta=0.7\sim 1.3\text{mm}$ 的紫铜

管，筒体的管板使用钢板。

2. 吸收器

吸收器的作用是吸收冷剂蒸汽，保持蒸汽压力。

吸收器一般也是采用喷淋型。溴化锂浓溶液（或混合溶液）喷淋在传热管表面上，以吸收来自蒸发器的冷剂水蒸气，使溶液的浓度降低而成为稀溶液，在吸收过程中所放出的热量被冷却水带走。

吸收器的喷淋方式有三种，一是借助于发生器与吸收器间的压力差，使溶液在吸收器中喷淋；另一种是采用溶液泵将送往发生器的稀溶液旁通一部分，使之与浓溶

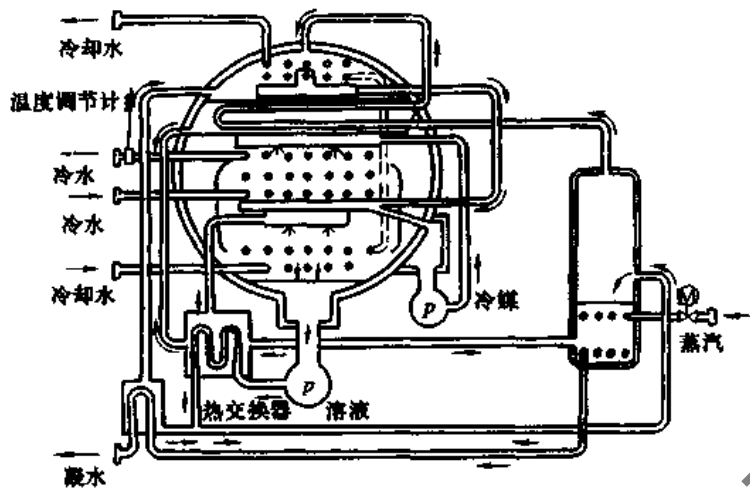


图 21-19 并流式溶液循环流程图

液混合后进行喷淋；第三种是采用专用溶液泵，将大量的溶液送往吸收器进行喷淋。

吸收器的传热管一般采用紫铜管制做，也有采用铜镍合金管的。

溴冷机组在运行中所产生的不凝性气体一般聚集在吸收器的底部，因此在吸收器传热管组的最下部设置有抽气管路，此管路与真空泵相连，以便随时排除机组内的不凝性气体，以保证良好的真空度。

3. 高压发生器

高压发生器的作用是使吸收制冷剂水蒸气的溴化锂稀溶液在此得到浓缩。

高压发生器的工作压力一般为 $0.6 \sim 0.8 \text{ MPa}$ ($6 \sim 8 \text{ kgf/cm}^2$)，其饱和温度为 $164 \sim 175^\circ\text{C}$ ，通常高压发生器的筒体使用碳钢制做，传热管多用紫铜管、铜镍合金管或不锈钢管制做。

4. 低压发生器

低压发生器一般都是满液式。发生器的压力只有 70 mmHg 左右，为减少传热管表面上静液柱高度的影响，管排数一般不太多。发生器的传热管一般采用铜镍合金管、紫铜管、不锈钢管或滚压螺纹管。筒体和管板采用钢板制做。

5. 冷凝器

冷凝器的作用是制冷剂蒸汽在冷凝器中被凝结为制冷剂水。

冷凝器一般使用壳管式换热器。传热管为经钝化处理的紫铜管，筒体和管板采用钢板制做。制冷剂水从冷凝器下部的水盘中流到蒸发器中，其间采用两种节流方式：

(1) 节流小孔。冷凝器下部和蒸发器之间采用细管连接，在连接管中设置节流小孔。在管内充满制冷剂水，冷凝器中的制冷剂蒸汽便不会进入蒸发器内，但在低负荷运行时，由于制冷剂水量的减少，只有制冷剂蒸汽存在，冷凝器中的制冷剂蒸汽有可能流入蒸发器中。

(2) U型管。在冷凝器下部水盘和蒸发器之间设置U形管，如图 21-20 所示。U形管弯头部分的长度应满

足下式要求：

$$H = \text{最大负荷时压力差}(\text{mH}_2\text{O}) + (0.1 \sim 0.3 \text{ mH}_2\text{O})$$

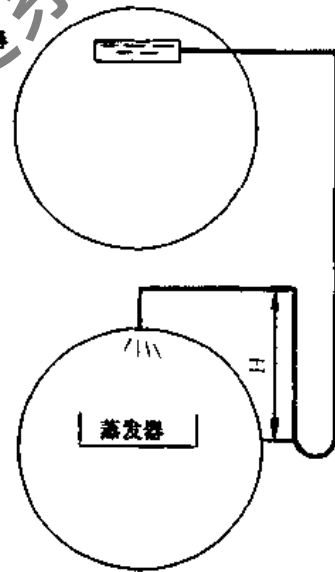


图 21-20 节流 U 形管

6. 溶液热交换器

溶液热交换器的作用是使溴化锂稀溶液和浓溶液进行热交换。无论是单效溴冷机还是双效溴冷机，使用热交换器都是为了回收热量以提高其经济性。双效机组比单效机组增加了一个高温热交换器和凝水回收器，用于提高回收热量和提高热效率。

溶液热交换器一般为壳体式换热器，传热管采用紫铜管或低肋片紫铜管。

21.3.3 溴化锂吸收式制冷机的附属设备

1. 屏蔽泵

屏蔽泵是由离心泵与屏蔽电机组成的一体密封部

件。泵的叶轮直接安装在电动机轴上,能不泄漏地输送各种液体。屏蔽电机的定子和转子各有一个非磁性的壁厚为0.25~0.5mm的不锈钢套,以阻止被输送液体浸入定子或转子的绕组中而产生腐蚀。溴冷机中所使用的屏蔽泵仅是其中的一种型式。其原理如图21-21所示。屏蔽泵是溴冷机中唯一的运转设备,机组运转的可靠性主要取决于屏蔽泵的正常运转。

屏蔽泵有卧式和立式之分。用于屏蔽泵的电机不像普通电机那样采用普通标准滚动轴承和润滑脂,由于屏蔽电机与泵组合成一个密封体,泵与电动机之间没有传动密封,被输送的液体又直接进入电动机内部,因此电动机的轴承采用非金属渗树脂石墨轴承,并借助于被输送的各种液体以实现润滑和冷却。如图21-22、图21-23和图21-24所示。

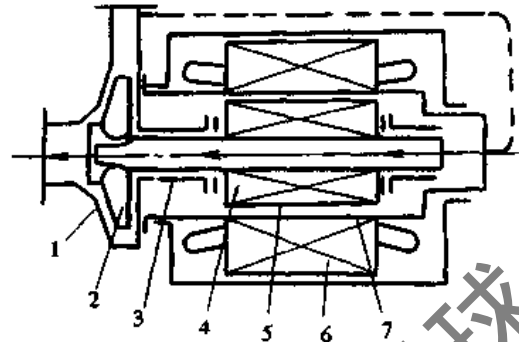


图 21-21 屏蔽泵原理图
1-泵体;2-叶轮;3-石墨轴承;4-转子;5-转子屏蔽套;6-定子;7-定子屏蔽套

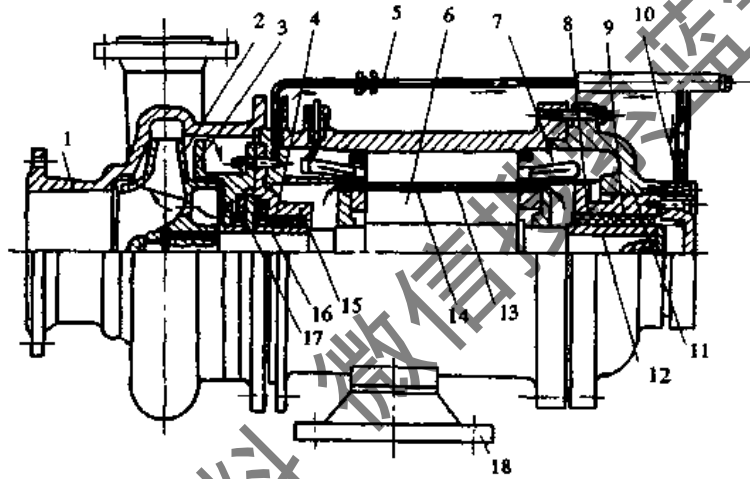


图 21-22 50PN-12型屏蔽泵结构图
1-泵体;2-叶轮;3-后封环;4-前石墨轴承;5-循环过滤器;6-转子;7-定子;8-后石墨轴承;9-后轴承座;10-后盖;11-后端盖;12-轴套;13-定子屏蔽套;14-转子屏蔽套;15-前轴承座;16-推力石墨轴承;17-推力板;18-底座

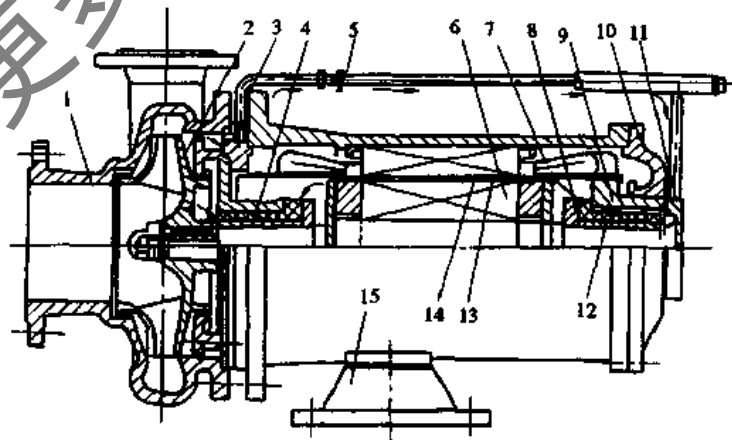


图 21-23 PN型卧式屏蔽泵结构图
1-泵体;2-叶轮;3-后封环;4-石墨轴承;5-循环过滤器;6-转子;7-定子;8-推力板;9-后轴承座;10-后盖;11-后端盖;12-轴套;13-定子屏蔽套;14-转子屏蔽套;15-底座

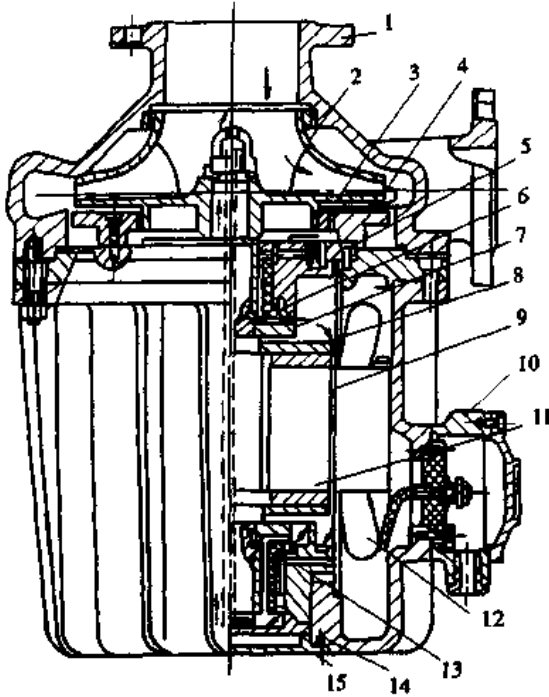


图 21-24 NPL 型立式屏蔽泵结构图

1-泵体;2-叶轮;3-过滤器;4-后封环;5-前轴承座;
6-石墨轴承;7-推力板;8-定子屏蔽套;9-转子屏蔽套;
10-出线盒;11-转子;12-定子;13-后轴承座;14-后
盖;15-外盖

外循环冷却润滑方式:经泵室的高压液体通过导管和过滤器进入后盖、后轴承室、电动机内腔、前轴承室,直到叶轮入口的低压区,组成一个循环回路。

内循环冷却润滑方式:经泵室的高压液体通过过滤器,进入前轴承室、电动机内腔、后轴承室、轴中心小孔直到叶轮入口的低压区,组成循环回路。

外循环冷却润滑方式大多用于卧式屏蔽泵,而内循环冷却润滑方式多用于立式屏蔽泵。有关屏蔽泵的技术参数见表 21-1。

表 21-1 屏蔽泵的主要技术参数

型号	流量 Q (m^3/h)	扬程 (m)	转速 (r/min)	配用电动机 型式功率 (kW)	允许吸上 真空高度 (m)
50PN-12	5.25	12	2800	NP 1.1-2 1.1	9.2
80PN-12	12.5	12	1400	NP 3-4 3	9.2
100PN-14	30	14	1400	NP 5.5-4 5.5	9
125PN-14	50	14	1400	NP 7.5-4 7.5	8.5
150PN-14	100	14	1400	NP 13-4 13	8.2
200PN-9	150	9	1400	NP 13-4 改型 13	9
100PN-7.5	30	7.5	960	NPL 2.2-6 2.2	9.3
150PN-6	60	6	960	NPL 2.2-6 2.2	9.0
150PN-7.5	7.5	7.5	960	NPL 5.5-6 5.5	9.3

2. 真空泵

由于溴冷机是在极高的真空度状态下运行的,蒸发器内的绝对压力一般为 $1.06kPa(8mmHg)$ 左右,冷凝器中的绝对压力一般为 $6.65 \sim 9.31kPa(50 \sim 70mmHg)$ 。因此,因空气的泄漏或缓蚀剂的作用而产生氢气或在筒体聚集少量的不凝性气体,都会使溴冷机的性能受到很大的影响。为排除机组内这些有害气体,维持系统内的高真空度,机组一般都配备有真空泵。国内的真空泵主要是 2X 型和 2XZ 型两种。

(1) 2X 型旋片式真空泵。该泵为双级串联结构,如图 21-25。前、后级转子偏心安装在泵体前、后级汽缸内,旋片在转子槽中自由滑动,并在旋片弹簧的作用下紧贴于缸壁。泵内隔板将整个汽缸分成前、后两部分,随着转子和旋片的转动进行着吸气和排气。其工作过程如下:气体先由后级吸气管吸入,压缩后通过后级排气口与前级进气口连通进入前级,再经压缩,推开排气阀,穿出油面由排气口排出。排气阀浸没于油中,借助于油封防止气体的倒流。润滑油由顶部加油孔注入,通过油位视镜确定油位。通常油位不得低于油标中心。更换润滑油时,通过放油塞放油。2X 型旋片式真空泵的规格见表 21-2。

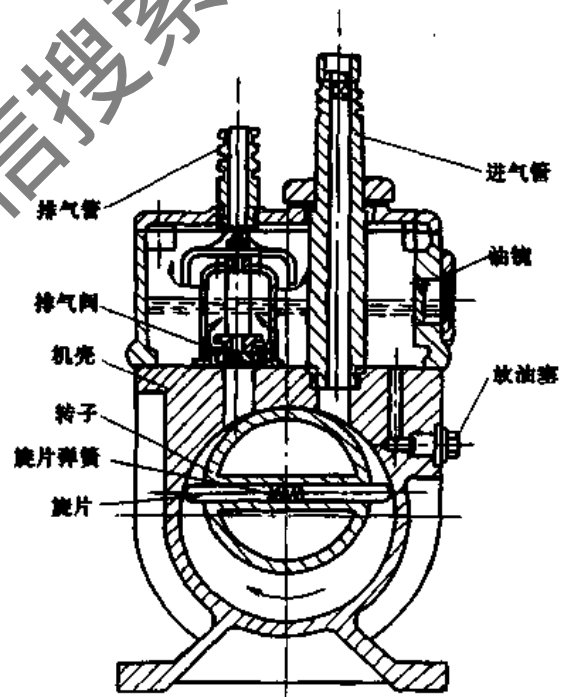


图 21-25 2X 型旋片式真空泵结构图

(2) 2XZ 型真空泵。该型真空泵与 2X 系列的区别在于电动机与真空泵通过联轴节直联,转速较高,外形尺寸较小。小型泵为油浸式,大型泵为油封式。

真空泵中装有气镇阀。虽然辅助吸收器已吸收一部分水蒸气,但仍有少量水蒸气被吸入真空泵,并被压缩而凝结成水,与泵中的油混在一起。如果已有水的润滑油进行循环,则会降低抽真空的能力,并缩短油封部件的寿命。因此使用真空泵时应将气镇阀打开,使水蒸气和从大气中吸入的空气一起排出,从而降低水蒸气含量,防止凝结,以提高泵的使用效率和延长使用寿命。

表 21-2 2X 型旋片式真空泵的主要规格

型 号	2X-0.5	2X-1	2X-2	2X-4	2X-8	2X-15	2X-30	2X-30A	2X-70	2X-70A
抽气速率(L/s)	0.5	1	2	4	8	15	30	30	70	70
极限真空(Torr)	5×10^{-4}	5×10^{-4}	5×10^{-4}	5×10^{-4}	5×10^{-4}	5×10^{-4}	5×10^{-4}	5×10^{-4}	5×10^{-4}	5×10^{-4}
转 速(r/min)	500	500	450	450	320	320	315	450	345	420
电动机功率(kW)	0.18	0.28	0.37	0.55	1.1	2.2	4	3	7.5	5.5
进气口径(mm)	10	15	20	25	40	40	80	65	80	80
冷却水管直径									1/2in	10mm
泵油温升(°C)	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40	≤40
用 油 量(L)	0.25	0.45	0.7	1	2	2.8	4.2	2	5.2	—
外型尺寸(mm)长	410	410	560	560	790	790	940	780	1100	908
宽	230	270	300	340	430	530	648	500	714	650
高	280	300	400	400	540	540	650	560	765	692
净重量(kg)	23	30	53	55	158	202	363	236	550	440

3. 真空隔膜阀

由于溴冷机要在高真空状态下运行,因此用于溴冷机组真空系统的阀门应具有可靠的密封性能。所以,常用的阀门有真空隔膜阀和真空蝶阀。图 21-26 所示为 GM 系列真空隔膜阀的结构图。

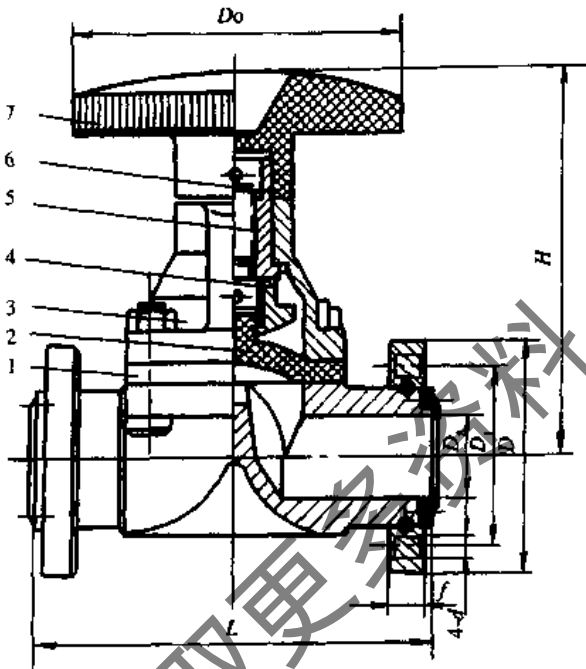


图 21-26 真空隔膜阀结构图

1- 阀体;2- 隔膜;3- 阀盖;4- 阀芯;5- 阀杆;6- 阀杆螺母;7- 手轮

(1) 真空隔膜阀。这种阀具有结构简单,体积小,密封性能好等特点。旋转手轮 7,连动螺杆螺母 6,使阀杆 5 上升,从而带动隔膜工作垂直于气流或液体的直线运动,挤压或伸张隔膜达到启闭的目的。

(2) 真空蝶阀。真空蝶阀具有结构简单,体积小,重量轻,使用方便、密封性能好等优点。如图 21-27 所示。这种阀门由阀体、蝶门、阀杆、手柄等组成。

为了保证蝶阀的密封性,溴冷机上一般使用改进型蝶阀,如图 21-28 所示。改进型蝶阀是采用外套螺母将

阀杆的伸出端密封。当调节阀门开启时,将螺母旋去,进行阀杆调节。正常使用中旋紧外套螺母。此种阀结构简单,密封性好。

21.3.4 溴化锂吸收式制冷机的安全装置

1. 溴化锂吸收式制冷系统的防冻装置

溴化锂吸收式制冷系统在运行中可能会因某些事故而影响机组的正常运行,甚至造成机组的损坏。如冷冻水泵的故障或由于外界原因而使冷负荷突然降低,从而使蒸发器中传热管冻裂;或由于溴化锂溶液浓度过高,冷却水温度过低而造成溶液的结晶等。为避免在运行中造成上述类似事故,保障溴制冷机的正常运行,创造更好的经济效益,在机组中均设有安全防冻装置。

在溴化锂吸收式制冷机的运行中,如果冷冻水泵突然发生故障,或者由于过低的冷负荷,冷量自动调节系统的失灵,加热蒸汽量的过大等都会引起蒸发温度的过低,从而使蒸发器内制冷剂水和冷冻水都有冻结的危险,严重时会使传热管冻裂。因而在溴化锂吸收式制冷机组中一般采用如下的防护措施。

(1) 在制冷剂水管道上安装温度继电器,当水温低于给定值(如 2~3°C)时,温度继电器断开,使蒸发泵停止运行,并关闭蒸汽阀。这样由于蒸发泵不起作用,制冷效果消失,使蒸发器中的蒸发温度升高,直至制冷剂水温度高于给定值时,温度继电器重新闭合,蒸发泵重新启动运行,并打开系统中的蒸汽阀,使制冷机组重新投入正常运行。

(2) 在冷冻水管道上安装压力继电器或压差继电器。在冷冻水泵一旦发生故障时,冷冻水管道上的压力降低,压力继电器动作,使制冷机停止运行(压差继电器与压力继电器具有相同的作用,只是压差继电器能更可靠地反映冷冻水泵是否发生故障)。如冷冻管道发生阻塞,输送介质的压力不一定降低,此时压力继电器又不能及时发出信号,而压差继电器则可消除此类不足,做到保证溴冷机的安全正常运行。

(3) 利用带电触点的差压式流量计,可以在冷冻水泵发生故障时防止蒸发器中制冷剂水或冷冻水冻结现象的发生。其原理为:当冷冻水(或制冷剂水)量低于某一给定

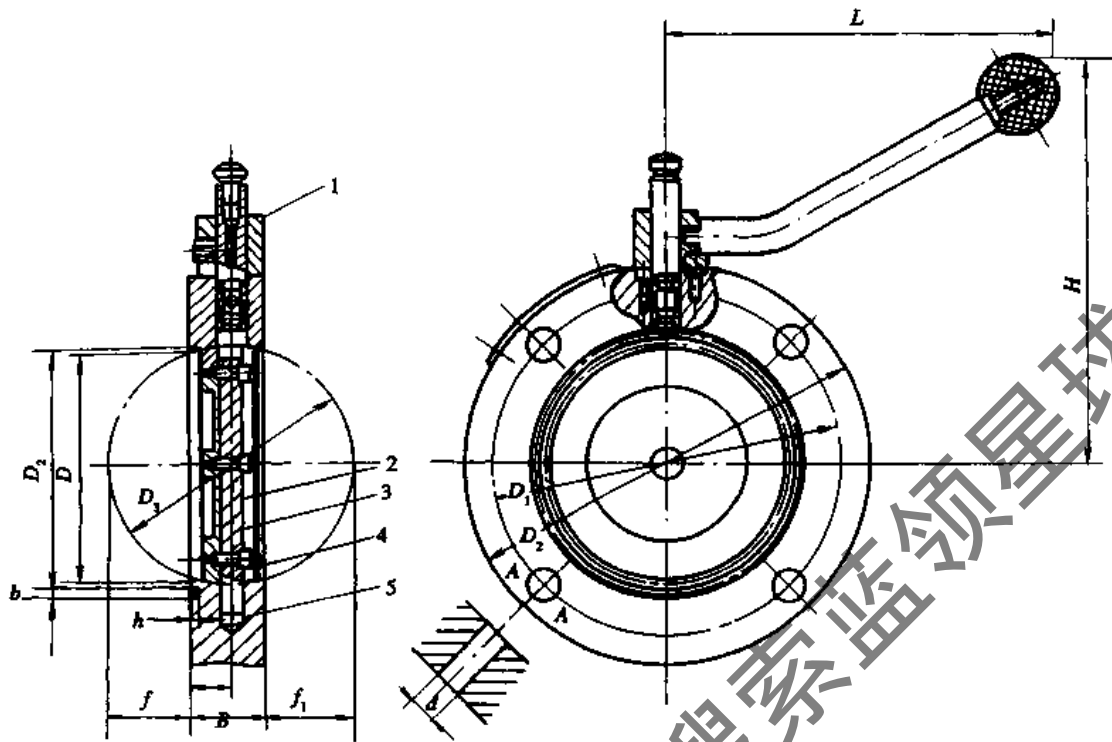


图 21-27 真空蝶阀结构图

1-手柄;2-阀杆;3-蝶门;4-O型密封圈;5-阀体

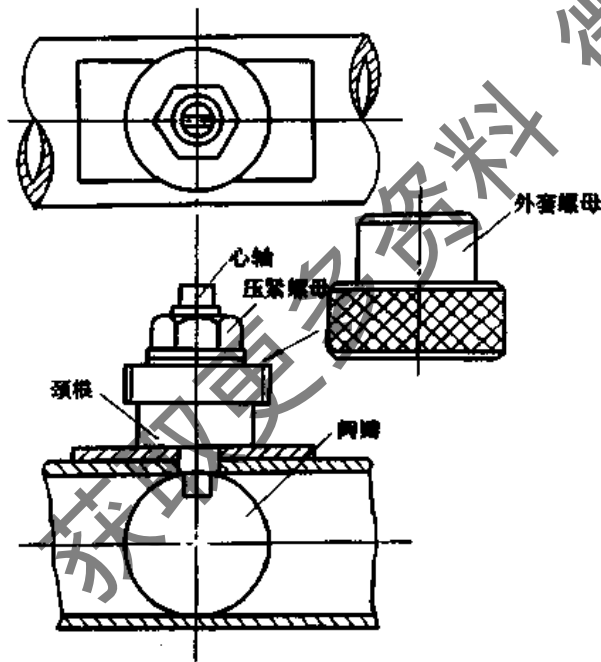


图 21-28 改进型真空蝶阀

值时,流量计的触点动作,在发出警报的同时,使制冷机停止运行,从而起到保护作用。

2. 防止溴化锂溶液结晶的装置

溴冷机在运行中,如果溴化锂溶液的浓度过高或温

度过低,就有可能产生溶液结晶,从而使制冷机无法运行。因此,在运行中为了防止发生此种故障,则必须采取一定的措施。

制冷机在运行中产生溶液结晶的原因有:

(1) 加热蒸汽压力的不稳定,波动较大,加热蒸汽量的突然增大,从而使发生器出口处的溶液浓度过高。

(2) 由于运行操作不当或系统大量漏气,使吸收器中吸收剂蒸汽的能力大大的减弱,而引起发生器出口浓溶液的浓度过高。

(3) 运行中的突然停电,而使来自发生器的浓溶液来不及稀释。

(4) 冷却水的温度过低,稀溶液与浓溶液在热交换器的进、出口处热交换程度过于剧烈,从而导致浓溶液的温度过低。

为了避免运行中溴化锂溶液的结晶,一般在溴冷机上采用“J”型管(又称防结晶管)作为溶晶装置。如图 21-29 所示。

当溶液在最容易结晶的热交换器出口处产生结晶时,溶液将无法进入吸收器而使发生器内液位升高。在溶液的液位升高到某一位置时,高温的浓溶液便通过 J 型管直接进入吸收器,而当溶液泵将此高温的溶液经热交换器送入发生器时,就会使热交换器中的结晶自动溶解,从而消除结晶现象。

3. 防止制冷剂水被污染的装置

(1) 制冷剂水被污染的原因及防止方法。溴化锂吸收式制冷机在运行中,由于冷却水温度的过低,将会造成冷凝器内冷凝压力的过低,使溶液的发生过程变得剧烈,从

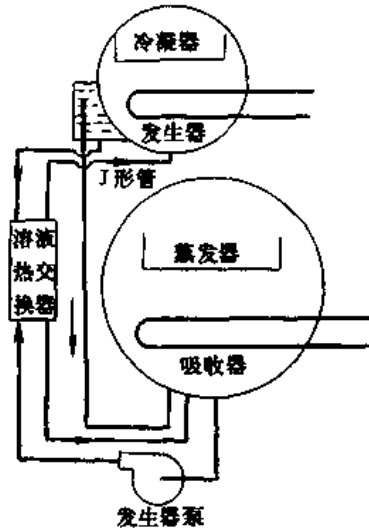


图 21-29 J型管溶晶装置图

而造成发生器中的溶液液滴可能被制冷剂蒸汽带入冷凝器中,致使进入蒸发器的制冷剂水中含有微量的溴化锂而使制冷剂水被污染,进而影响制冷机的性能。因而冷却水的温度必须随其负荷的变化而进行相应地控制。图 21-30 所示装置即为借助于装在吸收器出口至冷凝器进口区间的冷却水管道上的冷却水调节装置,以此来控制冷却水温度,防止制冷剂水被污染。其原理为:当冷却水的温度低于给定值时,安装在吸收器出口管上的感温元件将发出讯号,通过调节器、执行器来减少进入吸收器的冷却水量,使进入冷凝器的冷却水温保持稳定。

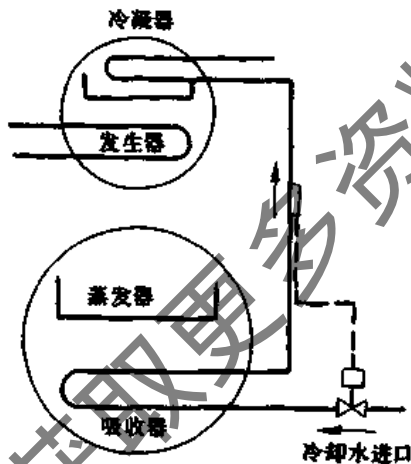


图 21-30 防制冷剂水污染装置

(2) 制冷剂水被污染的排除方法。当蒸发器中制冷剂的密度超过 1.04 时,则说明溴化锂溶液已混入制冷剂水中。在发现制冷剂水被污染后则首先应查出引起污染的原因和部位,然后再使制冷剂水再生。制冷剂再生的方法如下:

- 1) 关闭制冷剂管道上的阀门。
- 2) 打开制冷剂旁通阀,将制冷剂水直接放入吸收器中。
- 3) 随着制冷剂水的排放,蒸发器中的制冷剂水越来越少,当制冷剂泵发出吸空声音而无法运行时,关闭制冷剂泵。

4) 由于送往发生器的稀溶液浓度的降低,可根据需要适当关小供汽阀门,防止再次发生污染。

5) 反复进行几次,直至蒸发器中的制冷剂水密度达到 1.04 以下时,制冷剂水的再生结束。

4. 屏蔽泵的保护装置

屏蔽泵是溴冷机的核心,是机组运行中的唯一运转部件。如果屏蔽泵发生故障,将会导致溴冷机的无法运行。造成屏蔽泵的故障有:

- (1) 泵叶轮被卡死,产生过负荷,使电动机烧毁。
- (2) 润滑油的压力过低或润滑管路堵塞,使轴承过量磨损。
- (3) 冷却液温度过高,使电机损坏。
- (4) 电动机缺相运行,电源负荷不平衡。

为了防止上述事故的发生,在屏蔽泵的主电路中应安装过负荷的热继电器和电机运行的缺相保护器。当发生屏蔽泵的叶轮被卡死或其他原因而超负荷时,电机温升过高,电流过大,此时继电器动作,切断电源,使屏蔽泵停止运转。

21.3.5 溴化锂吸收式制冷机的自动抽气装置

为保证溴冷机在高真空状态下的运行,及时将机组中聚集的不凝性气体以及漏入机内的空气排除,一般都设置有抽气装置。常用的抽气装置有机械真空泵抽气装置和自动抽气装置。

自动抽气装置的形式尽管有多种,但基本上都是利用溶液泵排出的高压液流作为引射抽气的动力。但这种装置抽气量小,可在机器的连续运转中能连续不断地抽气,操作简便。

由图 21-31 知,从溶液泵排出端引出的溴化锂稀溶液进入引射器,在喷嘴的喉部速度升高,压力降低,形成低压区,因而可以抽取吸收器中的不凝性气体。被抽出的不凝性气体同溶液一起进入储气室,并与溶液分离后上升至储气室顶部,溶液则经过回流阀返回吸收器内。当不凝性气体在储气室越积越多时,可关闭回流阀,依靠溶液泵的压力将不凝性气体压缩,使压力升到高于大气压时,打开放气阀排出机外。

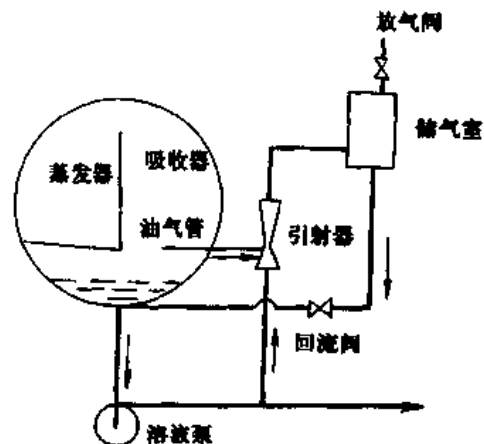


图 21-31 自动抽气装置原理图

由于自动抽气装置的抽气量较小,且只能在机组正

常运行中使用。为了在机组初始抽真空和长时间停机后再启动时抽真空或应急时使用,机组还配备一套机械真空泵。

图 21-32 为 XS-1500 机组的自动抽气装置。在引射器的作用下,不凝性气体随同溶液一起被溶液泵吸入并排至分离器中。分离器是一空心圆筒,上面装有隔板,顶部有一弯管并装有玻璃视镜与放气阀。不凝性气体与溶液沿切线方向进入分离器并在分离器中旋转,而后从溶液中分离出来,上升到分离器顶部。随着不凝性气体的逐渐聚集,分离器中的液位逐渐降低,当降到视镜最低位置时,打开放气阀,依靠溶液泵的压力将不凝性气体排出。此后液位又升高,当上升到视镜最高位置时关闭排气阀,恢复自动抽气。

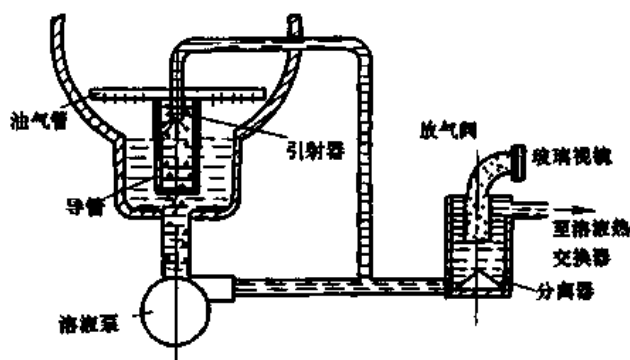


图 21-32 XS-1500 自动抽气装置示意图

21.4 溴化锂吸收式制冷机组的试运行

21.4.1 系统的气密性试验

前面我们已经叙述过,溴冷机是依靠筒体内的低压状态和溴化锂溶液的热力循环而实现制冷的。在蒸发器内部,需要一个压力较低而又相对稳定的空间,来满足制冷剂水蒸发,实现制冷目的。蒸发器内的压力越低,冷媒水的出口温度越低。

溴化锂吸收式制冷机在运行中,如果其气密性不好,产生漏气,将会给机组的正常运行带来一系列的麻烦。在溴冷机的热循环中,存在着一种既可以凝结又可以被溴化锂溶液所吸收的水蒸气和另一种不可能凝结和蒸发又不能被溴化锂溶液所吸收的不凝性气体。如果在不凝性气体中有氧气的存在,就会对机组产生强烈的腐蚀,一方面造成设备的加速磨损,另一方面还会由于腐蚀所产生的铁锈如进入屏蔽泵体内,造成泵内润滑冷却管段的堵塞,而使屏蔽电机壁面温度上升而烧毁。同时一旦过滤装置失效,进入泵内的锈渣将加速石墨轴承的磨损,使其无法运转。由于制冷机组的漏气,使吸收器内的喷淋溶液由于吸收不良而难以供给发生器沸腾汽化掉的水分,造成质量的不平衡;液位不稳,吸收器内吸空;蒸发器内制冷剂水越积越多,从发生器流回到吸收器的浓溶液的

浓度提高,从而有使循环溶液形成结晶的危险。

鉴于上述原因,对于新安装(尽管机组出厂前已对其气密性做了试验和检查)的机组和大修后的溴冷机必须进行气密性试验。

1. 压力试验

压力试验时可向机组充入 $0.1 \sim 0.15\text{MPa}$ ($1 \sim 1.5\text{kgf/cm}^2$) 无油压缩空气或氮气。如果机组内存有溴化锂溶液时,应先将机组内抽气至最高极限后再充气,且充气口宜在抽气管路上。因机组都设有自动抽气装置,如果从其他部位进气,机体内出液后残余的溴化锂溶液有可能被压入抽气管路中。当再次抽气时难免将溶液吸入真空泵腔内,造成真空泵的油污染而损坏泵体。向机座内充压时超过平压即可出液,在溶液排净后再继续升压至试验压力。

使用氮气充压时,应注意在向系统充气前应先将要连接管内的空气挤出后再接好,打开机组阀门,加大输气量,至气压达到要求为止。试压 24h,其压力降 Δp 小于 66.65Pa (0.5mmHg),则应认为压力试验符合要求。否则可使用肥皂水对系统中所有连接处(包括法兰、焊缝、阀门的阀杆处及所有接头处)进行检漏。发现泄漏处时可将系统泄压后进行相应的修补处理。

补漏:焊接处有砂眼、裂缝的则应采用补焊的方法。传热管胀口松胀的可用胀管器补胀,管壁破裂的可更换或将裂管两端用铜销堵塞。真空隔膜阀的胶垫或阀体泄漏则应更换。

对于视镜法兰的衬垫,如发生断裂、破损而造成泄漏时,应采用与原衬垫相同材料的衬垫进行更换。同时在更换时可在设备一面的衬垫两面均涂以真空脂。一般所使用的衬垫材料有耐温橡胶、高温石棉纸板和聚四氟乙烯等。在紧固玻璃视镜法兰螺栓或螺钉时,必须采用对角紧固以使玻璃平面受力均匀,且不易压碎(压裂玻璃)而造成泄漏。

机组有的部位发现裂痕或砂眼而又不太好补焊时(如屏蔽泵的铸铁壳体),则可使用铁末与某种树脂(如 102 粘合剂)按一定比例混合后涂抹在裂痕处即可。

修补后应再做压力试验,直至达到要求为止。

2. 真空试验

由于溴冷机组的大部分热质交换过程是在真空状态下进行的,因此尽管对机组的压力试验合格后,还必须进行真空试验。只有高真空度的负压保证,才能认为机组的气密性试验是合格的。

在进行机组的真空试验时,可采用真空泵对机组进行抽真空。同时在抽真空时应注意:真空泵可间断开启,以防止泵体内温度过高而影响其抽气性能;及时更换乳化的真空泵油;注意屏蔽泵表面不结露,因为当抽气至一定程度时有可能泵体内存有积水而结露,此时应使用蒸汽或热水加热其表面,以促使水分蒸发。

当机组内的压力达 65Pa (0.5mmHg),且经 24h 后,其压力回升不超过 26.7Pa (0.2mmHg) 可认为合格。否则应继续进行检漏、修补和真空试验,直至合格为止。

如果机组在运行中暂时停机,机组在经过一段时间的稳定后,其压力值基本保持不变(环境温度变化不大情

况下),则应认为机组真空状态是良好的。

如果溴冷机在运行中,主要是对以蒸发器和吸收器组成的低压筒的真空度进行检查,以了解其气密性的优劣。由于低压筒内的压力取决于吸收器的压力,而吸收器的压力取决于吸收液的饱和蒸汽分汽压。我们知道,在吸收器内设置喷淋或滴淋装置,并用吸收器泵将稀溶液和浓溶液相混合后的中间溶液喷淋在吸收器传热管组上,吸收液也就是喷淋液,因此低压筒内的压力主要取决于喷淋溶液饱和压力的大小。

运行中,在工作蒸汽压力稳定超过 30min 后,可抽取少量喷淋溶液,用水银温度计和比重计在量筒内测出其温度和密度;在溴化锂溶液的温度—密度图上查出其浓度值;对照喷淋溶液的实际温度(在喷淋管上直接测得),在溴化锂的 h - ξ 图上查得其饱和压力 p_b ;测定低压筒内的实际压力 p_c ,如果

$$\Delta p = p_c - p_b \leq 66.7 \text{ Pa} (0.5 \text{ mmHg})。 \quad (21-1)$$

此时则可认为机组真空状态良好。

以上过程也可以在不加工作蒸汽的运转状态下进行,此时的压差应符合:

$$\Delta p = p_c - p_b \leq 26.6 \text{ Pa} (0.2 \text{ mmHg}) \quad (21-2)$$

21.4.2 溴化锂吸收式制冷机组的清洗和溶液的灌注

新安装的溴化锂吸收式制冷机组在经过严格的气密性检验后,必须进行水洗,水洗有三个目的,一是检查屏蔽泵的转向和运转性能;二是清洗内部系统的铁锈、油污及其他污物;三是检查冷剂和溶液循环管路是否畅通。

1. 水洗前的准备

(1) 检查屏蔽泵的绝缘电阻。如果阻值较低,可打开线盒放置一段时间;如阻值过低,可单体取下放入烘箱中烘烤;如果泵体内有油脂,可采用“JS-B”型常温重油垢金属清洗剂清洗。组装后可单体试压合格后与机组连接。

(2) 准备充足的软化水(或蒸馏水)和一个较大的容器。

(3) 接通屏蔽泵电源。

(4) 准备一根足够长的硬橡胶管。

2. 水洗程序

(1) 将软化水(或蒸馏水)注入容器内,通过橡胶管将水从容器吸入吸收器筒体内,水量可略多于溶液量。

(2) 分别启动发生器泵和吸收器泵,判别转向是否正确,电流是否正常,泵内有无“喀喀”声音。如出现此情

况,则说明泵的转向接反,则应调整。试运转时应注意其电流是否过大,叶轮是否有摩擦声,如有则应修理或更换。

(3) 启动冷却水泵和冷媒水泵。

(4) 向机组供给 0.1~0.3MPa(表压)的蒸汽,连续运转 20~30min。

(5) 观察蒸发器视孔有无积水产生,如有可启动蒸发器泵,间断地将蒸发器水盘内的水旁通至吸收器内;如无积水则说明管道有堵塞,应及时处理。

(6) 清洗后将所有对外的阀门打开放气,放水。如果机体内过于脏污时,应反复进行上述过程,直至放出的水透明度良好时为止。

(7) 清洗结束后可向机组充少许压缩空气以使存水吹净。

(8) 完成以上各项后,启动真空泵,抽气至相应温度下水的饱和蒸汽压状态。

3. 溶液的充灌

注液前应尽可能复核其主要指标是否达到国家标准。

充注时可先将管口向上将输液管中充满溶液或蒸馏水,一端用手掌堵住,一端与机组进液口相接,将手掌堵住的这一端浸入容器内溶液的液面下,打开进液阀,容器内的溶液将在机组内负压状态下自动地吸入机体内,直到加入合适的量。如图 21-33 所示。

溴化锂溶液灌注完毕后,可即启动溶液泵,并调整液位,以吸收器底部的视镜见到液面为准。启动真空泵,抽出水洗中残余的空气,即可进行运转状态调试。

用于溴化锂吸收式制冷机的溴化锂溶液,目前大多数为直接从生产厂购买,其重量浓度一般为 50%,加入缓蚀剂铬酸锂($\text{Li}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$)的溴化锂溶液为淡黄色,而不加缓蚀剂铬酸锂的溴化锂溶液其颜色与纯水相仿,此时添加重量百分比为 0.3% 左右的铬酸锂即可使用。

4. 冷剂水的充入

冷剂水一般使用蒸馏水或离子交换水。冷剂水可由冷剂取样阀处吸入,其充注方法与溶液的充注方法相同。

冷剂水的充注量与加入机组的溶液浓度有关,如溶液浓度低于 5% 时,可先不加冷剂水,通过溶液的浓缩来产生冷剂水,如冷剂水量不足时可再进行补充。机组中溶液与冷剂水量随着运转的工况而变化,在高浓度下运转时(加热蒸汽压力较高,冷却水进口温度较高,冷媒水出口温度较低),溴化锂溶液量减少,而冷剂水量增多;反

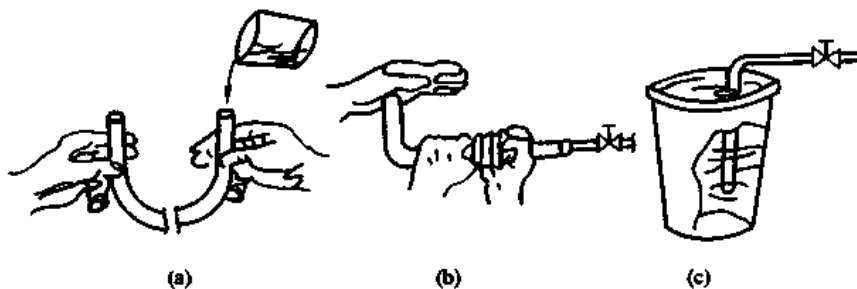


图 21-33 溶液灌注示意图

之、低浓度下运转时(加热蒸汽压力与冷却水进口温度较低,冷媒水出口温度较高)、溶液量增加而冷剂水量减少,可在运转中进行调节。

21.4.3 系统运转状态的调试

1. 系统的启动

(1) 启动前的检查。机组的运转启动应在气密性试验之后,且已充入溴化锂溶液和冷剂水的状态下进行,启动前应对以下项目进行检查:

1) 冷水泵、冷却水泵、冷却塔及风机的运转是否正常,是否有漏水等情况,如有则应及时处理。

2) 机组内的真空度是否合乎要求。

3) 检查电控系统中各接线是否牢固,供电是否正常,温度控制器、压力调节器、控制器等动作是否灵敏,给定值是否合适,屏蔽泵运转是否正常。

4) 热源(包括热水、废蒸汽、蒸汽等)供应是否正常。

(2) 机组的启动。溴冷机组的启动方式有手动和自动两种。正常启动时一般采用自动方式,而在第一次启动,或大修后,或长期停机后的首次启动,一般应采用手动方式启动。手动方式启动的程序为:

1) 在冷却水泵和冷媒水泵出口阀处于关闭状态时启动冷却水泵和冷媒水泵,同时缓慢地打开两泵的出口阀,并调整出口压力使循环水量达到要求。

2) 机组中所有对外(大气)的取样、进液、测压以及抽气阀均应处于关闭状态;启动发生器泵,利用溶液泵出口阀调节溶液的循环量;对于高压发生器,其液位应将铜管浸没少许即可,对于低压发生器,以传热管露出液面半排到一排为宜。初调整时,可使发生器液位适当低些,以避免由于发生作用的剧烈而污染冷剂水。发生器的最低液位应使溶液泵不吸空,即使在抽气时也不得淹没抽气管,否则前者将会造成屏蔽泵的气蚀和石墨轴承的损坏,后者易将溶液抽入真空泵中。

3) 当发生器液位稳定后,如果吸收器为喷淋式,则可启动吸收器泵使其喷淋;打开机组疏水器旁通阀,并缓慢地打开蒸汽调节阀,按 0.05、0.1、0.125MPa(表压)的递增顺序提高蒸汽压力,在最初运行的 20~30min 内,汽压不宜超过 0.2~0.3MPa(表压),以免引起严重的汽水冲击及对发生器产生较大的热应力。发现凝结水管道中有较多的蒸汽或凝结水管壁发烫时可关闭疏水器旁通阀。在这过程中切忌将蒸汽阀猛烈打开致使蒸汽压力过高。随着工作蒸汽压力的提高,发生器液位略有下降时,可进行适当调整。

4) 随着溶液的循环,蒸汽的加热,发生过程连续不断的进行,浓溶液的温度与浓度不断升高,吸收器液位逐渐下降,发生器液位不断上升。当蒸发器的液位超过规定值时,启动冷剂泵,并调整泵出口的喷淋阀门使被吸掉的蒸汽与从冷凝器流下来的冷剂水相平衡。

5) 在工作蒸汽压力 0.2~0.3MPa(表压)的工况下,启动真空泵,抽出残余的不凝性气体,每次可抽 5~10min。

6) 启动结束,使之逐渐转入正常运转状态。

如果机组为一般启动,可采用自动方式。自动启动

时,将运行启动方式置于自动位置,按下启动按钮后,冷却水泵、冷媒水泵、溶液泵、冷剂泵则同时启动或顺序启动。蒸汽压力调节阀慢慢打开向机组供汽,按照所控制参数自动调整至正常工况下运行。

2. 运转中的调整和测试

(1) 冷却水和冷媒水的温度调节及控制。为了保证溴冷机组调试的顺利进行,应使供汽压力、冷却水进口温度、冷媒水进口温度稳定。

在高温季节,冷却水进口的初期水温如超过 32℃ 时应开启冷却塔风机。为了稳定冷媒水进口的温度,可在冷媒水出水管段上设置旁通管路引至冷媒水的回水池内,旁通阀门的开度以冷媒水进口温度稳定为准。

如果冷却水温过低,制冷量过剩时的调整:由于机组制冷量的过剩,会造成机组运行中冷媒水进口温度越来越低,冷媒水出口温度和制冷量相应的降低,从而影响对机组性能的检验和调试,水温的偏低将会使吸收器和冷凝器内压力降低,稀溶液温度也降低,在低压发生器——冷凝器中“发生”剧烈,引起冷剂水的污染。为了维持工质的热质平衡,机组将被迫短时间在低负荷下运行,蒸发器中只要一次喷淋(不启动冷剂泵)冷剂水即可汽化而被吸收,因而极大地降低了制冷效果。如果冷媒水出口温度过低,就会造成蒸发器内结冰甚至冻裂传热管。

解决冷却水和冷媒水温度过低(调试时),可将蒸汽或蒸汽凝结水引入冷却水池和冷媒水池中。运转后,可先对冷却水加热至 24℃,而后再根据情况对冷媒水进行升温。

(2) 溶液浓度的调整和工况的测试。利用浓缩(或稀释)和调整溶液循环量的方法来控制进入发生器的稀溶液的浓度和回吸收器浓溶液的浓度。这可通过从蒸发器向外抽取冷剂水或向内注入冷剂水的方法,调整注入机组的原始溶液的浓度。

由溴冷机的制冷原理可知,在发生器和吸收器之间形成不同的浓度区间的根本原因,是由于发生器中工作蒸汽加热溶液而产生冷剂蒸汽所致。只有发生器内有足够的溴化锂溶液,才有可能产生足够量的冷剂蒸汽,供蒸发的冷剂水越多,制冷效果也就越好。浓溶液与稀溶液的浓度差为放气范围,如果溶液的循环量过大,放气范围降低,产生的蒸汽量少,能耗增加,制冷量低;如果溶液循环量过小,放气范围虽有增加,但由于机组处于部分负荷下运行,制冷能力不能发挥,反而使溶液有结晶的危险。因此调整机组运行中溶液的循环量是非常必要的。

溶液的浓缩:

将工作蒸汽压力稳定在 0.2~0.3MPa(表压)的低工况状态,避免引起冷剂水的污染。从冷剂泵出口处取水样,测定蒸发器内冷剂水密度 ρ ,应满足 $\rho \leq 1.001$,则表明冷剂水相当纯净而不含溴化锂分子,此时即可从冷剂泵出口处出水。但由于蒸发器内压力较低(800~1333.18Pa),而泵的压出段扬程又不高,因此溴冷机组可配备的屏蔽泵具有吸入真空度高(78480~93195Pa)而扬程低(73575~137340Pa)的特点。有的冷剂泵在关闭泵的出口阀门后,出水管段仍为真空状态,故而不能从出水口处直接向外排水。

排水时可取一容量超过 20kg 的大玻璃瓶并配好橡皮塞,在塞上面打两个孔插入两根铜管,铜管的外径和抽气管及取水管内径吻合。按图 21-34 的方法连接好。将容器抽成真空,从真空泵的排气口手感没有气体排出时,打开蒸发器出水阀,使制冷剂自动流入玻璃瓶中。为了加快出水速度,可关闭制冷剂喷淋阀(取水后再打开)。容器充满水后,先关闭蒸发器出水阀,拔出胶塞,计量水量,此过程可重复多次。

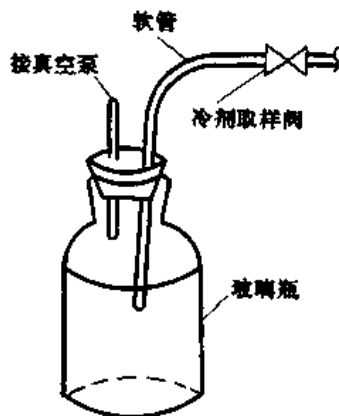


图 21-34 浓缩示意图

在较低工况下抽取一定量的制冷剂水后,蒸发器中的制冷剂水位将下降,以能够维持运行而不致使制冷剂泵吸空为准。浓溶液浓度将升高,冷媒水出口温度将持续下降。

此时可提高热负荷使之接近最高工况进行测定。其过程是:

保持蒸汽压力至少稳定 30min 以上,同时相应调整溶液的循环量和制冷剂泵的喷淋量,使冷却及冷媒水量和进口水温保持接近相应的设计工况;如果外界参数满足要求,而冷量偏低,则应遵循降低发生器热负荷的原则来调整循环量。如果冷量仍偏低,而放汽范围拉不大,可继续抽取一部分制冷剂水,继续测定进出水温度和浓度差,双效机组应符合 $\Delta\epsilon_{11} = 5\% \sim 6\%$, $\Delta\epsilon_{12} = 3\% \sim 4\%$ 。

如果在利用调整原始溶液的浓度和溶液循环量的方法初测的结果仍偏离设计值太远时,则应查找其冷量偏低的原因,并采取排除措施。当初测的结果接近标定工况时,即可进行正式工况的测试。

测试工具为:

取样器(见图 21-35)1 个,温度计 1 支,比重计 1 支,溴化锂溶液温度—密度图表 1 张,250mL 量筒 1~2 个。

测试项目:

- 1) 吸收器和冷凝器进出水温度和流量。
- 2) 冷媒水进、出水温度和流量。
- 3) 工作蒸气进口压力、流量及进出口温度。
- 4) 制冷剂水密度。
- 5) 制冷剂系统各点温度。
- 6) 吸收剂系统各点溶液温度。
- 7) 发生器进出口稀溶液、浓溶液及吸收液的浓度。

测试方法:机组中吸收剂、制冷剂的运行温度及外界参数的温度、流量等参数可从管道测点设置的有关仪器

仪表中读取。

溶液浓度的测定方法:在取样器的两个管口上用真空橡胶管(或高压胶管)分别连接取样管口和真空泵旁通抽气管口;启动真空泵抽取出取样器和胶管中的空气;打开取样阀,取少量被测溶液后关闭取样阀;将溶液倒入量筒中,将量筒内壁用溶液普浸一遍,把量筒中的溶液倒入溶液筒中,再次抽取液样倒入量筒,按图 21-36 的示意方法用比重计和温度计分别测定溶液的密度和温度,在溴化锂溶液的温度—密度图中查取对应的浓度值。

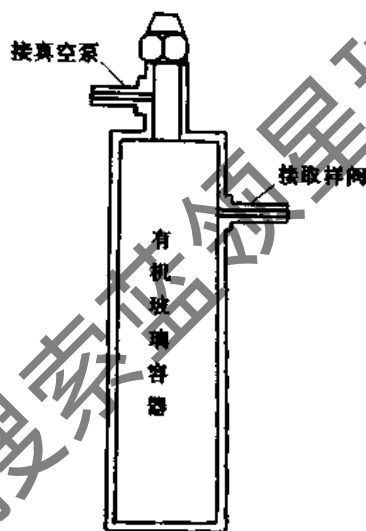


图 21-35 取样器示意图

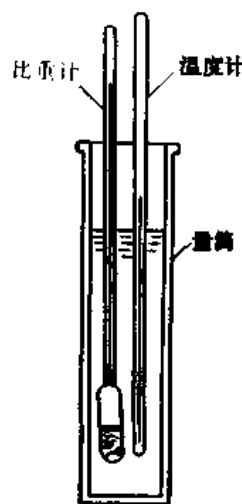


图 21-36 浓度测量示意图

制冷剂水的密度测定方法是:从制冷剂泵出口处取样后,将水样倒入量筒中用比重计直接测得。

测试中应注意:

- 1) 测试应不少于 3 个不同工况。
- 2) 测试过程中可将随机带来的溶液和制冷剂水报警装置调至上、下限数值。
- 3) 测试条件以不加辛醇的工况数值为准。如需添加能量增强剂,应在测试结束后按 0.3% 的比例注入机组。

3. 调试和运转中出现的一般问题的分析及处理 详见表 21-3。

表 21-3 调试和运行中出现的一般问题的分析及处理方法

现象	判断方法	原因	处理方法
运行不平稳		<ol style="list-style-type: none"> 1. 浓缩前溶液的浓度与湿度偏低,由于冷剂泵刚投入运行,机组的惯性使吸收器内液位下降很快,甚至抽空; 2. 低压筒内压力偏高,一是有不凝性气体出现,二是吸收器的冷却负荷偏小; 3. 蒸汽压力上升速度太快 	首先将冷剂水旁通至吸收器中,适当降低加热蒸汽压力,调整溶液流量,减少发生器的循环量,加大吸收器的喷淋量;适当加大冷却水量;启动真空泵,抽出残余的不凝性气体
机组内有不凝性气体	<ol style="list-style-type: none"> 1. 溶液泵出口的稀溶液温度低于相同工况的正常数值,吸收阻力大; 2. 抽气时冷媒水出口温度显著下降; 3. 通过测定吸收液饱和蒸汽压和低压筒内的压力 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 水洗后的残余; 2. 由于缓蚀剂在成膜过程中引起的初始腐蚀所产生的; 3. 机组的气密性不理想; 4. 对外界是隔膜阀在使用中阀瓣嵌进杂质; 5. 真空泵抽气性能不好 	<ol style="list-style-type: none"> 1、2 原因时可启动真空泵抽除,原因 3 时可停机检漏,找漏前可放出溶液再充入氮气; 隔膜阀二次漏气时,可一边抽气,一边瞬时开、关阀门几次,如无效则应更换新阀或换阀门的上半部分,运行中更换阀门的方法见有关部分
冷剂水污染	<ol style="list-style-type: none"> 1. 制冷量偏低; 2. 机组低工况运行时冷剂水量过于充裕; 3. 吸收器液位下降; 4. 抽出水样颜色发黄,水密度超过 1.002 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 机组启动时,工作蒸汽压力提高过快; 2. 蒸汽调节阀失控; 3. 疏水器损坏; 4. 机组疏水阀的旁通未关闭; 5. 发生器(主要是低压发生器)液位偏高; 6. 冷却水量过大或进水温度过低; 7. 冷凝器抽气阀未关 	降低蒸汽压力(如调节阀失灵,可暂时用系统中其他阀门调节);检查疏水器旁通阀,如失灵可更换;调节溶液循环量,适当降低低压发生器的液位;减少冷却水量或提高冷却水温;关闭抽气阀。之后应对冷剂水进行再生
制冷量偏低		<ol style="list-style-type: none"> 1. 机组漏气; 2. 真空泵抽气性能不良; 3. 冷剂水污染; 4. 溶液初浓度不当; 5. 溶液循环量不当; 6. 蒸发器水侧部分传热管口堵塞; 7. 工作蒸汽压力低; 8. 冷却水量和水温不合要求; 9. 工作蒸汽干度低; 10. 测量仪表误差大; 11. 溶液质量不合标准 	<ol style="list-style-type: none"> 第 1~5 可参照有关内容处理; 如传热管水侧部分堵塞时可停机打开水室板进行处理 如加热蒸汽压力无法调至要求压力值时,可按照该机的使用说明书中的性能范围进行工况调整 蒸汽型溴冷机要求蒸汽的干度较高($x > 0.95$),如果为过热蒸汽则过热温度不得超过 50℃ 测量仪表误差大时,可校正 溶液不合标准时可处理或更换

4. 由于发生、吸收、冷凝、蒸发四个过程性能不良而影响制冷量的因素 详见表 21-4。

表 21-4 由于发生、吸收、冷凝、蒸发过程性能不良而影响制冷的因素

发生器	吸收器	冷凝器	蒸发器
<ol style="list-style-type: none"> 1. 有不凝性气体; 2. 由于蒸汽凝水不能全部回收到锅炉或软化水不充分,造成传热管结垢; 3. 加热量少; 4. 蒸汽干度低; 5. 发生器进汽室隔板击穿,形成旁通短路 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 有不凝性气体; 2. 由于冷却水质不好,形成传热管内表面结垢; 3. 冷却水量少; 4. 负荷过大; 5. 冷却水进口温度高; 6. 辛醇消耗或大部分进入蒸发器; 	同发生器的第 1~5 条	<ol style="list-style-type: none"> 1. 有不凝性气体; 2. 由于机组长期运行,使传热管表面形成泥污层; 3. 蒸发器水室中隔板击穿,形成旁路; 4. 进水传热管口堵塞,有效传热面积减少; 5. 冷剂水污染;

(续表)

发 生 器	吸 收 器	冷 凝 器	蒸 发 器
6. 消除热应力装置损坏; 7. 稀溶液预热温度低	7. 制冷剂旁通未关; 8. 用多台机组管路并联安装不当造成冷却水出口管段水一气射流; 9. 冷凝器抽气阀未关		6. 制冷剂水量不足; 7. 冷媒水量过大; 8. 冷媒水进水温度高; 9. 负荷降低; 10. 同吸收器第7、8、9条; 11. 制冷剂喷嘴堵塞或脱落

5. 机组在运行中进行隔膜阀的更换方法

- (1) 停止向机组供汽。
- (2) 准备一只新阀或阀的上半部分,并处于关闭状态。
- (3) 用真空脂涂抹在靠内侧一边的O形胶圈上。
- (4) 卸下隔膜阀与机组连接的法兰螺母。
- (5) 一手拿新阀;一手握住待换的阀体,迅速沿切线方向旋下阀门,拿下旧胶圈,将新阀就位。
- (6) 上好螺栓,并紧固螺母。

6. 运转中制冷剂污染的再生方法

- (1) 保持机组在低工况下运行,使发生器中产生的制冷剂蒸汽量小于旁通的制冷剂水量。
- (2) 打开蒸发器泵出口管段的旁通阀,关闭喷淋阀,使制冷剂水流入吸收器中。
- (3) 当视镜中见不到水位后,关闭旁通阀和冷剂泵,待水多后重复上述(1)、(2)过程。
- (4) 反复进行多次,直到反复测定抽出水样密度低于1.002为止。

21.5 溴化锂吸收式制冷系统的运行操作

21.5.1 水系统

溴化锂吸收式制冷系统的水系统的设备主要有水泵和冷却塔。在水泵启动之前,应对串并联管路系统中所有的阀门进行检查,该关闭的应关闭,该打开的应打开,检查冷却水系统中的蓄水量是否能满足循环的需要;开式冷却水系统应保证水池一定水位,闭式系统则应向管道注入适量的水。在蓄水过程中应注意系统的排气。水泵的进水管段如为开式(接水池)的应向吸水管段充水或启动抽气装置(用水环式真空泵),将吸水管段水面以上的空气抽出使之充满水;用手搬动水泵与电动机之间连接的联轴器,只要能转动即可,否则应检查处理。启动水泵,在启动峰值电流过后,即可缓慢地打开水泵出口阀门,并调节水量和水池的水位。如一个制冷站中有数台水泵,冷却塔并联运行时,应采取逐台启动方法,避免两台或两台以上水泵同时启动,致使启动瞬间电流过大而使熔断器断路。

冷却水系统中水泵和冷却塔启动后,应注意水泵、冷却塔风机电机的运行电流不得过大,电动机温升不得过高,均应在要求范围之内,冷却塔中布水器转动是否正常,收水器在运行中飘水现象是否严重等。

21.5.2 蒸汽系统

在一个制冷站内有多台溴化锂吸收式制冷机组时,一般在蒸汽进入机房于适当位置设置一个分汽包(或称分汽缸)。在蒸汽进入前应将进入机房的蒸汽管路中的所有阀门关闭,打开分汽包下部的泄水阀进行泄水,当工作蒸汽到达分汽包的进汽阀时,可稍稍打开进汽阀,将管内和供汽初期冷凝的积水排放后关闭分汽包下部的泄水阀,随之缓缓打开进汽阀,当汽压稳定后再开启各调节阀向溴冷机组供汽。

对于设有蒸汽减压阀和旁通管路的供汽系统,在供汽初期可先使用旁通阀,当机组进入满负荷运行时,可缓缓打开减压阀直通管路上的阀门并关闭旁通管路阀门,调整减压阀使机组的进汽压力不超过最高允许值。如果减压阀失灵而溴冷机又无法暂时停机时,可关闭减压阀前后的截止阀,暂时使用旁通阀进行节流调压(可做应急处理,不得常用),同时对减压阀进行修理。

21.5.3 机组系统

1. 真空泵的运行

(1) 真空泵的启动。真空泵在启动前必须加注适量的真空泵油,采用水冷却方式的真空泵则应接好水通路,盖好排气罩盖,关闭旁通抽气阀,启动真空泵运行1~2min,当排气口手感无气体排出且泵腔内排气阀片有清脆的跳动声时,立即打开抽气阀进行机组的抽气运行,直到机组内达到要求的真空度时为止。

(2) 真空泵的停机。真空泵停机时关闭抽气阀,打开旁通抽气阀,使管段内处于无真空状态,即可停止真空泵。

(3) 真空泵的运转性能和抽气性能。

1) 运转性能:真空泵在运转中应油位适中,传动皮带松紧合适,传动轮与防护罩间不得有摩擦现象,地脚螺钉应紧固,泵体不得上下跳动,排气阀片声响清脆而有节奏。

2) 抽气性能:真空泵的抽气极限应在0.067Pa的范围。抽气性能的检查:关闭机组抽气阀或卸下抽气管段至真空泵吸气口,在吸气口接上麦氏真空计,启动真空泵抽气至最高极限,测定绝对压力极限值。如真空计中测得的数值与真空泵标定的极限值一致,则说明其抽气性能良好。

(4) 真空泵运行时注意事项。

- 1) 采用水冷却的真空泵,使用时必须接通冷却水。
- 2) 真空泵必须使用无水真空油,同时运行中发现真

空油乳化发白、粘度降低、油温高时则应及时更换。其充油量应以泵运行时油位在油标的中位为宜,如油位过高将影响排汽阀的工作,如油位过低则将对油封和润滑造成不良影响。

3) 溴冷机组所配用的真空泵一般为旋片式,其内部旋片与腔体在工作时依靠紧密的动配合往复旋转以排出气体。运转时间较长的真空泵,泵腔内由于摩擦生热很快将泵油加热使粘度下降,因而真空泵应采用间歇的运行方式。

(5) 真空泵在溴冷机组运行中的使用。

1) 真空泵抽气的适应气压应在 $0.2 \sim 0.3 \text{MPa}$ (表压) 范围内。

2) 吸收器内溶液的液位应以不淹没抽气管为准。

3) 应在机组热力工况稳定时抽气。

4) 机组在进行调整溶液的循环量及吸收器的喷淋量时不得进行抽空。

5) 抽气位置应在自动抽气装置(辅助吸收器)部位,而不应在冷凝器部位直接抽气。

6) 如果机组在不排出其内的溶液而又需破坏其真空处理事故时,可先从抽气管段放进一部分空气,以保证抽气管路无溶液。如果在抽气前期不运转溶液泵,可从冷凝器或吸收器上部的测压管口引管抽气,待真空度超过 94000Pa (700mmHg) 以上时,再启动溶液泵,从正常的抽气管路抽气较为适宜。

(6) 电磁阀的性能检查。一般在真空泵抽气口的前面抽气管路中都装有电磁阀;为保证机组的正常运行,也必须对其性能进行检查。检查的方法为:启动真空泵,用手指堵住电磁阀轴向一端的通气口,如果向内吸气,则表示电磁阀失灵,不能使用。停真空泵,用同样的方法,若不吸气,则说明阀芯回位装置有问题。

(7) 真空泵抽入溶液后的处理。真空泵在使用过程中如果由于使用不当而造成溴化锂溶液进入泵体时,则应按下述方法处理:

1) 立即放出被污染的真空泵油,且在真空泵空车运转中连续的多次换油,可先使用用过的真空泵油,后使用新的真空泵油,以稀释泵体内溶液的浓度,达到缓解腐蚀的效果。

2) 在条件许可时拆洗真空泵,修整或更换损坏的零部件,之后再行性能试验。

(8) 试泵。检修后的真空泵单体试泵时,应堵住吸气口,盖上排气罩盖,以防止喷油。

(9) 正确利用抽气管路。由于真空泵是精度较高的机械抽气设备,为了保持其抽气性能,应尽量减少使用次数,缩短使用时间并及时进行维护保养。但这点在溴冷机组的运行中又往往是不太容易做到的。为了解决这一问题和提高处理机组在运转中突发性事故的处理速度,应为每台制冷机组配备一台抽气率较高的大型真空泵(如 $2\text{XZ}-70$ 型),并联抽气管路系统组成较大的抽气网络。如图 21-37 所示。这样在机组真空度一旦遭到破坏而事故处理之后或检修后,为了使制冷机组能尽快投入运行,可立即将大真空泵启动进行抽气,当真空度达到 96000Pa (700mmHg) 时,可再使用精度较高随机小真空

泵继续抽空至预定压力值。这样既可以为制冷机组尽快投入运行争取了时间,同时又可以缓解腐蚀程度和保证随机真空泵的抽气性能。

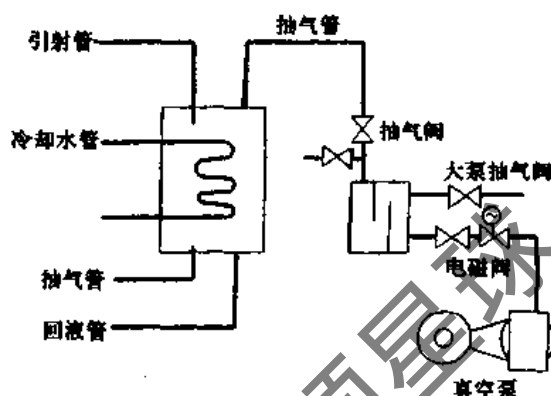


图 21-37 抽气管路并联真空泵示意图

2. 屏蔽泵的使用

在溴化锂吸收式制冷机组中使用的屏蔽泵分为溶液泵和制冷剂泵两种,在使用中应注意:

机组在运行状态时,无论在什么情况下都必须保证屏蔽泵的吸入管段内有足够的溶液,避免屏蔽泵叶轮处于较长时间的吸空状态,以引起叶轮的气蚀和损坏,或者由于无液体润滑而使石墨轴承破裂和磨损量过大;在屏蔽泵出口阀开启的情况下,可以直接启动而不必按水泵启动的方法进行;屏蔽电机的绕组内部不得潮湿,其定子绕组对机壳的绝缘电阻值不应小于 $0.5 \text{M}\Omega$;屏蔽泵的运行电流不得超过正常值;屏蔽泵电机的外壳壁面温度不得超过 70°C ;在屏蔽泵电源电路中如装有电压表时,可经常检查,一般不得超过额定电压值,用来鉴定石墨轴承的磨损程度。

3. 真空阀

在溴冷机中常用的真空阀有隔膜阀、蝶阀和针形阀。

真空隔膜阀一般用于抽气、取样、测压及制冷剂水的旁通管路中,使用中应注意:尽量减少其启、闭次数,同时关闭时不要拧得过紧,对外的隔膜阀应随时检查其严密性。在机组停运时,应定期更换老化的橡胶隔膜。

真空蝶阀或针形阀一般用在屏蔽泵的出口管段上,在使用时应先将背轮松开,再搬动手轮操作。如需微调工质的流量时,可用短管或其他较小的铁器轻轻敲击手柄。控制溶液循环量的阀门忌讳大开大关,稳定溶液循环量的控制阀一般不得过大的变动阀位。

4. 工质和试剂的充加和排出方法

溴冷机组在调试和运行时,都需对溶液的浓度和充灌量、缓蚀剂和能量增强剂、酸碱度以及制冷剂等项目进行量性的调整和控制,这样就要从外向机组内充加工质和试剂。同时在取样、抽取制冷剂时,又要从机组内向外部抽取工质。在这些操作中如果不当,将会使外部的空气进入机组内,造成真空状态的破坏,因此应遵守下述规则:

(1) 工质或试剂的充灌。工质或试剂的充灌方法可按前边介绍的方法进行。向机组内充注辛醇、铬酸锂、氢

氧化锂等化学试剂时,应使用溶液或蒸馏水进行稀释。一般制冷剂水的注入口位于蒸发器管段,辛醇的注入口位于吸收液管段,铬酸锂和氢氧化锂的注入口以直接进入吸收器为宜,以免引起沉淀和堵塞。

(2) 向外抽取工质。在溴化锂吸收式制冷机组中,其工质的流动部位大部分管段为负压。除已知的正压部位(如发生器泵出口处)可直接取样外,其余的负压部位则必须使用真空泵和取样器来辅助抽取工质。

1) 将取样器(瓶)抽空 1~2min。

2) 打开机组相应阀门,使工质在内外压力差的作用下流出。如未见工质排出时,可关阀门再抽空一段时间,直至工质流出。

3) 抽取的工质在取样器(瓶)中的液位不得超过抽气管口。

4) 抽取工质后,对溶液管口应使用清水冲洗。

5. 辛醇的使用

在溴冷机组的运行中,为了提高传质效果,在溶液中一般都加入一种 0.1%~0.3% 的能量增强剂——辛醇。

(1) 添加能量增强剂后,可以提高吸收效果。在吸收式制冷机组的运行中最能影响其性能的是吸收器,而在吸收器中影响吸收速度的主要因素是单位时间内有效的汽液接触面与吸收推动力。当传热面积一定时,前者与表面张力有关,而后者则取决于冷剂蒸汽的压力和溶液的平衡分压。而辛醇是一种表面活性剂,在溴化锂溶液中加入这种能量增强剂——辛醇后,溶液的表面张力和蒸汽压均发生变化。在 50% 重量浓度的溴化锂溶液中加入 0.1% 的辛醇后,表面张力大幅度下降,但其温度超过 60℃ 时,表面张力又将显著上升。由于溶液表面张力的降低,溶液与水蒸气的结合能力增强,对于同一传热表面,单位时间内汽液接触面积将增加,从而提高了吸收速度。

(2) 添加能量增强剂后,提高了冷凝效果。由于辛醇对冷凝中的铜管表面的几乎完全浸润,含有辛醇的水蒸气与铜管接触后将很快形成一层液膜,水蒸气又在辛醇液膜上呈珠状凝结。因为珠状凝结时的放热系数约比膜状凝结提高 2 倍以上,因而提高了冷凝器的传热效果。

溴冷机组在高工况下运行时间越长,蒸发器的水盘内存积的辛醇量就越多,从而使其失去增加吸收效果的作用,使制冷量有所降低。同时运行中使用真空泵排空时,也会有少量的辛醇被排出。因此在机组的正常运行中,可在每天的低负荷时,定期将冷剂水旁通至吸收器中,当发现抽出气体的辛辣味较淡时,可适当补充。但应注意辛醇含量不超过 3%。

6. 溴化锂溶液的酸碱度和铬酸锂含量的测定与调整

前面我们已经提到,溴化锂溶液对金属有很强的腐蚀性,为了保证机组的正常运行和延长使用寿命,一般在溶液中添加一种铬酸锂缓蚀剂。在溶液添加铬酸锂后,应检测其酸碱度和铬酸锂的含量。

一般机组在调试初,溶液内铬酸锂的含量配至 0.3% 左右,溶液的酸碱度(pH 值)为 10.0 左右。在机组的运行最初阶段,由于溶液的流通使器壁上形成一层保护膜,加之有空气的腐蚀,铬酸锂的含量会有所减少。其现象

是:使用一段时间后溶液由金黄色变成暗黄直至黑黄色。因而应及时的对溶液中铬酸锂的含量进行调整。

由于溶液的碱度会随机组运行时间的增长而增大,且机组的气密性越差,碱度的增长就越快,碱度的过大会产生碱性腐蚀。同时在机组中的主要传热管为紫铜管,而铜耐碱不耐酸,因此溴化锂溶液的酸碱度一般控制在 pH 值为 9.5~10.5。

(1) 溶液的取样。对开车前的混合溶液可以直接取样,但在机组运行中,在机组的不同部位(如发生器流出的浓溶液,进发生器的稀溶液以及吸收器泵喷淋的中间溶液)其溶液的浓度不同,由于稀溶液为主体,故可对稀溶液取样

(2) 溶液的 pH 值和铬酸锂含量的测定。

1) pH 值的测定。可取 10g 混合液,加入 90mL 蒸馏水稀释摇匀,然后放入烧杯中用酸度或 pH 试纸直接测定即可。

2) 铬酸锂含量的测定。取 15g 混合样品,称准至 0.0002g,置于 250mL 碘量瓶中,加入 25mL 蒸馏水,2g 碘化钾和 10mL 4 克当量浓度硫酸,摇匀置于暗处置 10min;加入 150mL 不超过 10℃ 的蒸馏水,用 0.1 当量浓度的硫代硫酸钠标准溶液滴定,近终点时加 3mL 浓度为 0.5% 的淀粉指示液,继续滴定至溶液由蓝色变为亮绿色,同时作空白试验。测得的铬酸锂在溴化锂溶液中的百分比含量为:

$$m = \frac{\text{铬酸锂含量}}{\text{溴化锂溶液质量}} \times 100\% = \frac{0.0433 \cdot C \cdot (V_1 - V_2)}{G} \times 100\% \quad (21-3)$$

式中 m ——铬酸锂在溴化锂溶液中的质量百分比含量(%)

V_1 ——硫代硫酸钠标准溶液用量, mL;

V_2 ——空白试验硫代硫酸钠标准溶液用量(mL);

C ——硫代硫酸钠标准溶液的当量浓度(N);

G ——样品质量(g);

0.0433——每 mg 当量铬酸锂的克数。

(3) pH 值的调整和铬酸锂的添加。在机组的运行中,当溶液的 pH 值和铬酸锂含量超出应用范围时,则应调整和添加。

国产的铬酸锂为液状,含量约为 34%,呈紫红色,pH 值为 1.0。在加入铬酸锂的同时还要添加一部分氢氧化锂,用来调整溶液的 pH 值。氢氧化锂为强碱,白色颗粒状,进入机组前应进行稀释。

调整 pH 值和铬酸锂含量的要求为:

1) 铬酸锂和氢氧化锂必须用蒸馏水稀释后方可添加,且须空车运行。

2) 试剂的注入口应设在溶液进吸收器的管段上。

3) 试剂的添加应分几次完成,每次均应取样,测定间隔时间应在 24h 以上。

4) 调整铬酸锂含量和 pH 值可以同时进行。可以先调整铬酸锂含量为主,然后调整溶液的 pH 值。

5) 如果需要添加氢溴酸,但绝不能直接注入机组。应从机组内取出相当重量(或全部放出)的溶液注入容器

中,慢慢加入5倍以上的蒸馏水稀释后的氢溴酸溶液(浓度约为4%),待完全混合后方可注入机组内。

空车运行时添加铬酸锂及调整pH值的操作方法(供参考):

- 1) 将定量的铬酸锂放入容器中,加入定量的蒸馏水均匀搅拌稀释。
- 2) 加入少量的氢氧化锂溶液。
- 3) 测定混合液的pH值,使其达到9.0为止。
- 4) 将混合液注入机组并运行溶液泵。
- 5) 启动真空泵,抽出可能带入机组内的空气及成膜过程产生的不凝性气体。
- 6) 空车运行24h后,取样测定铬酸锂含量。
- 7) 重复(1)~(6)的操作过程,直到铬酸锂含量达0.2%~0.3%为止。
- 8) 用添加铬酸锂的相似方法注入氢氧化锂水溶液,且每隔1~2h测定一次,调整pH值使达到10.0。

添加各种助剂必须注意的问题:

- 1) 在注入添加剂的全过程中,应连续运行溶液泵与添加剂充分混合,使均匀地形成保护膜,并防止产生凝胶质使喷嘴和溶液热交换器传热管的肋片阻塞或引起点蚀。
- 2) 在机组运行初期,由于添加助剂的加入会引起新的化学变化,有可能减少制冷量,但经过一段时间的运行,此种现象随着溶液的充分混合会自然消失。

21.6 溴化锂吸收式制冷机组的运行管理

21.6.1 运行操作规程的制定

为了保证溴化锂吸收式制冷机组安全高效率的运行,满足空调运行的需要。因此,必须制定一系列结合溴冷机特点的运行管理制度和规程。如值班运行守则、安全条例、值班职责及交接班制度等。关于值班运行守则、安全条例、交接班制度等基本上与压缩式制冷的相应规程相似,但应注意溴冷机运行特点。

1. 溴化锂吸收式制冷机组运行操作规程的内容

溴化锂吸收式制冷机组对于不同厂家所生产的同型号产品可能不完全相同。即使同一个生产厂制作的同一型号溴冷机组也会在个别地方存在差异。因此,运行操作规程必须切实结合各自的特点,在认真分析的基础上进行制定,完全的一概照搬则会造成难以运行同时也必然会给设备造成一定的损坏或不能发挥设备应有的效能。

一般溴冷机的运行操作规程应包括下述内容:

(1) 溴冷机组运行中各部的正确参数。如蒸发器进、出口水温度、压力;冷凝器进口冷却水温度、压力;溶液的浓度、液位;供热蒸汽(或水)的压力(或温度),吸收器泵、发生器泵、蒸发器泵、真空泵等的运行电压、电流及压力等。

(2) 机组的启动。机组启动包括启动前的检查、准备、启动程序、启动注意事项等。

1) 机组启动前的检查准备,诸如机组的气密性、溶

液的液位、冷水系统、冷却水系统、各屏蔽泵、各阀门的开、关,电源的电压等是否符合启动运行的要求,否则必须进行处理。如机组的真空度不够则应查明其原因并处理后,再对机组抽真空,直至达到要求后方可启动。

2) 机组的启动程序。机组的启动程序一般是:

- ① 先启动冷却水泵、冷水泵,并调整水泵压力。
- ② 启动冷却塔风机,使冷却水系统处于正常运行状态。

③ 启动溶液泵,发生泵使溶液形成循环。

④ 打开机组下部的蒸汽凝水管路的旁通阀。

⑤ 送蒸汽,并调整蒸汽压力到要求范围。

3) 机组启动时应注意事项。

① 在溶液泵和发生器泵启动后应注意高压发生器和低压发生器内的液位应在要求范围,否则应调整。

② 在打开蒸汽阀向机组供蒸汽时应逐步调整使之达到要求压力值,不得操之过急,一下将供汽压力升至要求值,这样会造成机组局部温度迅速升高膨胀,而发生胀裂等事故。因此打开蒸汽阀到汽压达到要求值一般以15~20min为宜,这样可使机组内受热部位缓慢的升温。同时应检查凝水排水系统是否正常,如果凝水不能及时排出,则应检查处理予以疏通。

③ 在送蒸汽10min后,应注意蒸发器内冷剂水的液位,当满液后应打开蒸发器泵(冷剂泵)并调整冷剂水的液位。

④ 当冷剂水较少时,可调整(关小)蒸发器泵(冷剂泵)出口阀门,减少冷剂水的循环量,随着冷剂水的增多,再逐渐开大蒸发器泵(冷剂泵)出口阀或者关闭冷剂泵(蒸发器泵),待冷剂水足够时再开启。

⑤ 当蒸发器内冷剂水液位过高时,可开大蒸发器(冷剂)泵的出口阀,加大冷剂水的循环量,如果冷剂泵与吸收器之间有旁通管时,可打开冷剂水旁通阀,以减少通往蒸发器的冷剂水量。如图21-38所示。或减少高压发生器的液位,或降低蒸汽压力来进行调整;如果机组内有不凝性气体而造成冷剂水的过多,除采取以上方法外还应开启真空泵,将不凝性气体抽出机外,以稳定冷剂的水位。

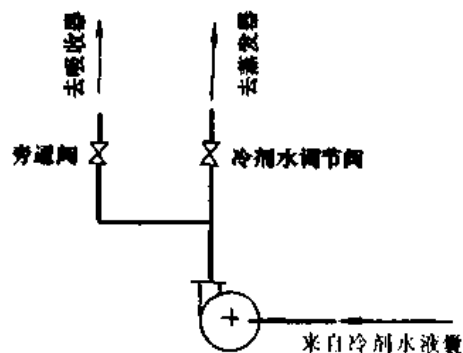


图 21-38 冷剂水量的调整

⑥ 在向机组供蒸汽前可打开机组凝结水管道上的旁通阀。但切记在机组启动后关闭凝水管路的旁通阀,以避免大量的水蒸气从凝结水旁通管路中排出,造成

浪费。

⑤ 在关闭蒸汽凝水管路上的旁通阀后,如果凝水不能顺利排出时,可暂开旁通阀对疏水器进行检修处理。

(3) 机组的运行。溴化锂吸收式制冷机组启动后即进入运行状态,在运行中应做好运行记录,分析运行是否正常,同时对运行状态进行检查和适当的调整。检查的项目应包括:

1) 高、低压发生器的液位是否在正常范围,否则应予以调节。

2) 蒸发器内制冷剂水的液位应在正常范围内,不得过高,也不得过低。否则应用正确的方法进行调节,以避免制冷剂泵发生“汽蚀”现象和由于液位的过高而使制冷量下降。

3) 维持供汽压力在要求范围内。

4) 检查冷水出水温度不得低于要求的最低值,制冷剂的蒸发温度一般不应低于 2°C 。

5) 检查冷却水进水温度应在要求的范围内。

6) 检查制冷剂泵的运行电流是否在额定值范围内,机壳温度及冷却管温度是否过高,否则予以处理或停机。

7) 检查溶液泵(吸收器泵)的运行电流是否在额定值范围内,机壳温度及冷却管温度是否过高,否则予以处理或停机。

8) 检查发生器泵的运行电流是否在额定值范围内,机壳温度及冷却管温度是否过高,否则予以处理或停机。

9) 当机组性能降低时,可通过下列工作进行分析:

① 测量制冷剂水密度,如果密度 $\geq 1.01\text{g/ml}$ 时,应进行再生。

② 启动真空泵,抽出不凝性气体。

③ 根据防晶管的发热情况,判断溶液是否结晶。

10) 出现下列情况之一时,应立即关闭加热蒸汽。

① 断水或制冷剂水温度过低,保护装置动作。

② 任一屏蔽泵发生故障。

③ 严重漏气。

④ 液位异常升高。

⑤ 断电。

(4) 机组的正常停机程序及注意事项等。机组在正常运行时的停机程序应该为:

1) 关闭供蒸汽阀,停止供汽。

2) 将浓溶液稀释 30~40min。

3) 观察和调节高压发生器溶液循环量和制冷剂水量。如制冷剂水不足时可先停制冷剂水泵。为了防止长期停机后溶液结晶,可将蒸发器中的制冷剂水通入吸收器。

4) 关闭发生器泵,吸收器泵和蒸发器泵。

5) 停冷水系统的水泵。

机组在停机时应注意的问题:

1) 无论在什么情况下停机,应及时对溶液进行稀释处理。

2) 在对溶液进行稀释时,应注意制冷剂泵不得发生“汽蚀”现象。

3) 停机在 7d 之内的,必须保证机内的溶液不得结晶。

4) 检查已稀释的溶液的浓度,应使其在 5°C 时不结

晶。

5) 如果认为在 5°C 时溶液有结晶的可能时,可将蒸发器内的制冷剂水旁通至吸收器,然后开启吸收器泵、发生器泵在 10min 左右,将其搅均。

6) 每天应检查机组的真空度,如发现真空度不够时,可开启真空泵进行抽空处理。

(5) 真空泵的运行及注意事项。

1) 真空泵的运行操作。

① 真空泵启动前应先启动发生器泵,待吸收器的液位低于规定值时,方可启动真空泵。

② 打开抽气总阀前,应使真空泵运转 1min,以检查真空泵的真空度。当真空泵的绝对真空度小于 400Pa 时,方可打开抽气总阀。

③ 抽气结束后,应在关闭抽气总阀后,方可停止真空泵的运行,而后使阻油器通大气,以免下次启动时将真空泵油吸入机内。

④ 真空泵油及油位应符合要求。

⑤ 真空泵运转 1~2h,应打开气镇阀运行,停泵时应关闭气镇阀。

2) 真空泵的停运操作。

① 关闭机组上的抽气阀。

② 停真空泵。

3) 真空泵运行注意事项。

① 当真空泵的真空度不够时,不得使用其对机组进行抽真空。

② 停机状态抽真空时,应先启动发生器泵,吸收器泵,待高压发生器溶液的液位处于要求位置时,再启动真空泵对机组抽真空,同时打开通往冷凝器的阀门一起抽空。

③ 在真空泵停止运转,而电磁阀没有关闭时,除迅速打开侧阀外,还应打开阻油器下面的排污塞,将抽入的真空泵油排放干净并擦净,再旋上堵塞,以备下次再用。而后对电磁阀进行处理。

2. 运行的安全条例

溴化锂吸收式制冷机在运行时,由于使用了溴化锂溶液作为吸收剂,而溴化锂如果溅在皮肤上会有不舒服感觉,溅入眼睛内会使眼睛受伤,因此必须做好安全防护,以避免人身和设备事故的发生。因此需制定运行的安全条例。

(1) 值班人员应穿戴好工作服、帽、鞋及手套等。

(2) 电气操作时应做好绝缘防护,正确操作,以避免触电和电气事故。

(3) 真空泵在进行试泵时不得用手堵吸气口。

(4) 检查电机外壳温度时,应用手背接触。

(5) 使用化学试剂时,必须按有关使用规程进行,以避免其飞溅而损伤皮肤和眼睛等。

(6) 在 2m 以上高空作业时必须使用安全梯凳,并有专人保护。

(7) 电器、机械出现故障时应立即停止运行并通知电工、机修工进行修理,运行工不应擅自拆卸、修理。

(8) 操作间、控制间及其服务间等照明灯具应完好、有效。

(9) 机房的地板应平整、清洁且防滑。

21.6.2 溴化锂吸收式制冷机组正常运转中的操作

1. 机组正常运行中溶液浓度与冷剂水密度的测定

(1) 溶液浓度的测定。测定方法:通过取样阀取出少量溶液到玻璃量筒中,量筒容积约 200mL,同时测定温度与密度,根据测得的温度与密度,由图 21-2 溴化锂溶液在等温条件下的密度曲线图查出溶液的浓度。

稀释溶液与中间溶液的取样阀一般安装在溶液泵的出口侧,只要泵的排出压力略高于大气压,溶液即可由取样阀直接放出。但测定浓溶液浓度时,取样阀处于其真空部位,浓溶液不能自动流出,此时可通过取样器取样。取样时一端用真空胶管与真空泵连接,另一端用真空胶管与溶液取样阀连接,打开接真空泵阀,启动真空泵运转约 1~2min,关闭接真空泵阀,打开溶液取样阀,溶液即自动流入取样器。将取出的溶液置于量筒中进行温度与浓度测定。

浓度测定时应防止空气进入机组内,应在取样后立即关闭取样阀。

(2) 冷剂水密度的测定可用与上述同样的方法进行,以确定其被溴化锂溶液污染的程度。

2. 运转中溶液(或冷剂水)的补充与排放

为满足一定的工艺要求,运行中需调节机组中的溶液(或冷剂水)的量,如果不足则需补充,多余则应排除。一般由稀溶液取样阀或冷剂水取样阀取出多余的溶液或冷剂水,其方法与取样相同。补充溶液时,一般采用由溶液取样阀吸入,方法与注入溶液时相同,但必须防止空气的泄入。补充冷剂水时则可由冷剂水取样阀吸入。如冷剂水泵的排出压力为负压时,可直接打开阀门后吸入,如为正压,则可停泵后吸入。

无论采用什么方法进行溶液或冷剂水的补入时,总难免要有一定量的空气进入机组。因此在补充后应将真空泵运转 10min 左右,以排除不凝性气体。

3. 冷剂水污染的处理

由于冷剂水中混入溴化锂溶液后,机组的制冷量降低,腐蚀加剧,严重时甚至无法稳定运行。此时冷剂水颜色变黄,并有咸味,密度大于等于 1.002g/mL 时,则需进行冷剂水的再生处理。冷剂水的再生处理方法如下:

关闭冷剂泵排出阀,打开冷剂水旁通阀,将蒸发器液囊内的冷剂水全部排到吸收器中,放得愈干净愈好,直至冷剂泵发出空吸声时,关闭旁通阀停止冷剂泵的运转。随着冷剂水蒸气的产生,蒸发器液囊中的冷剂水越积越多,液位越来越高,超过视镜中心位置时,再启动冷剂泵,打开排出阀,使冷剂水循环并冲洗蒸发器,然后再关排出阀,打开旁通阀,并将蒸发器液囊中的水全部旁通至吸收器中,反复数次,直至测出的冷剂水密度 $\approx 1\text{g/mL}$ 时为止。

如果反复数次后,如冷剂水密度仍达不到要求时,说明旁过程中冷剂水内仍混有溴化锂液滴,其原因为溶液浓度低,发生效果加剧所致。此时可采用下述措施处理:

- (1) 关小蒸汽调节阀,降低加热蒸汽压力。
- (2) 关小冷却水进口阀,减少冷却水量。
- (3) 关小溶液调节阀,减少溶液循环量。但该阀在

运转中一般不调节,确有必要时,调节前做好标记,运转正常后恢复到原来位置。此外也可以采用不关闭冷剂泵排出阀,而直接打开冷剂水旁通阀,逐渐进行冷剂水的再生。此种方法避免了再生过程中运转工况的剧烈变化,但再生时间较长。

4. 运转中不凝性气体的排除

在溴化锂吸收式制冷机组的运行中,机组内不凝性气体的存在是十分有害的,轻则制冷量下降,严重时机组将不能维持稳定运行。判断机组中是否有不凝性气体存在的方法有:

(1) 根据稀溶液温度 t_2 的变化来判断。如果机组内有不凝性气体存在,则吸收效果下降,稀溶液温度 t_2 将降低。因此与正常运转记录相比,如果外界条件不变,而 t_2 温度下降时,则说明机组内有不凝性气体存在, t_2 温度下降的幅度亦可说明不凝性气体存在的多少。

(2) 根据抽气后制冷量的变化判断。直观地判断不凝性气体存在的方法,则是抽气运转法,在机组稳定的运转情况下,可先记录冷媒水的出水温度,启动真空泵 1~2min 后,打开抽气阀,同时开启通往冷剂分离器的喷淋溶液阀,进行抽气。真空泵运行 15min 左右,在外界参数不变的情况下,如冷媒水出水温度下降,制冷量增加,则说明机组内有不凝性气体存在。但在运行操作时必须注意真空泵的抽气性能,最好在真空泵使用前,先对真空泵的性能进行测定。如果真空泵本身的抽气性能较差时,即使机组内有不凝性气体时也将无法抽除,反而会引起错误的判断。如真空泵停止运转后,冷媒水出水温度反而上升时,则说明机组有泄漏,出水温度上升愈快,漏泄量也越大。如反复数次检查中情况均相同,则应进行气密性检查、处理。

5. 制冷机组的运行记录

值班运行人员除应做好运行中的巡视检查和调整操作外,还必须做好运行记录,填写运行记录表。运行记录表应填写那些主要反映机组运行状况,主要运行参数和那些足以判定运行优劣的主要数据,从这些数据中分析机组运行中存在的问题及可能会发生的故障,以便及早进行处理,防止事故的发生。

一般溴化锂吸收式制冷机组的运行记录表格式如表 21-5。

21.6.3 外部条件的保证及附属设备的管理

溴化锂吸收式制冷机组要做到高效能的正常运行,除了对机组系统的气密性、冷剂水、溶液、屏蔽泵、真空泵的正确使用、操作与管理外,还必须要有外界条件(汽、水系统)的保证,否则要做到高效能、安全、可靠的正常运行也是不可能的。

1. 蒸汽压力

在溴冷机的运行中,当溶液的循环量一定时,如果供蒸汽压力急剧增高,发生器内的液位将会下降,若位于上部的传热管完全暴露在液面以上时,就会使传热管或胀口等部分在高温蒸汽加热下损坏,反之,如果供蒸汽压力急剧下降时,冷剂水量将会显著减少,由于控制冷剂水喷淋量的阀门开启度未做相应的调整而使冷剂泵抽空,

表 21-5 溴化锂制冷机运行记录表

大气压 _____
 室温 _____
 年 月 日

机 号 _____
 容 量 _____
 记 录 者 _____

记录时间		第一次	第二次	第三次	第四次
高压发生器	加热汽压力(MPa) 加热蒸汽温度(℃) 加热蒸汽流量(kg/h)				
蒸发器	蒸发温度(℃) 冷剂水密度 冷媒水进口温度(℃) 冷媒水出口温度(℃) 冷媒水量(t/h) 制冷量(kW)				
低压发生器	冷剂加热蒸汽温度(℃) 冷剂蒸汽凝结水温度(℃) 稀溶液进口温度(℃) 浓溶液出口温度(℃)				
冷凝器	冷凝温度(℃) 冷却水进口温度(℃) 冷却水出口温度(℃) 冷却水流量(t/h)				
吸收器	喷淋溶液温度(℃) 冷却水进口温度(℃) 冷却水出口温度(℃) 冷却水流量(t/h)				
高温热交换器	浓溶液进口温度(℃) 浓溶液出口温度(℃) 稀溶液进口温度(℃) 稀溶液出口温度(℃)				
低温热交换器	浓溶液进口温度(℃) 浓溶液出口温度(℃) 稀溶液进口温度(℃) 稀溶液出口温度(℃)				
凝水回热器	凝水进口温度(℃) 凝水出口温度(℃) 稀溶液进口温度(℃) 稀溶液出口温度(℃)				
溶液浓度	吸收器出口稀溶液(%) 喷淋溶液(%) 高压发生器出口浓溶液(%) 低压发生器出口浓溶液(%)				
屏蔽泵	发生器泵电流(A) 吸收器泵电流(A) 蒸发器泵电流(A)				
记 要					

从而加速制冷剂泵石墨轴承的磨损而损坏。因此运行人员在运行的巡视检查中,如果发现供汽压力和温度发生变化时,应根据具体情况调整机组内的溶液循环量和制冷剂的循环量。在蒸汽机组的启动、运行和停机时尤应注意供蒸汽压力的变化,以保证运行的稳定。

2. 冷却水进口温度

溴化锂吸收式制冷机在运行中,如果其他条件保持不变,其制冷量将会随冷却水进口温度的降低而增大,随着冷却水进口温度的升高而降低。

对冷却水进口温度的影响因素有两个,一是机组冷却负荷的大小,二是循环冷却水系统的工作效率。因此冷却水系统在运行中必须保证在冷却塔的进口有足够的水量和水压。要做到这一点,运行管理人员必须经常检查冷却塔供水泵出口压力和从淋水装置上流下的淋水量以及布水器的旋转情况,轴流风机的运转情况及检查轴流风机电机的性能。

3. 冷媒水出口温度

当供蒸汽压力、冷却水进口温度、溶液的循环量、冷却水量及冷媒水量等不变时,溴冷机的制冷量将随冷媒水出口温度的升高而增大,随冷媒水出口温度的降低而减小。因此,冷媒水出口温度的变化,对溴冷机组的正常运行起着一定的作用。要设法使冷媒水出口温度不致太低(在安全范围内),以保证机组应有的制冷量和避免设备的损坏。

由于溴冷机组生产的冷媒水一般是为空调系统运行中调温调湿使用的,当空调所需冷负荷减小时,将使所需冷量减小,从而使机组在低工况下运行,但此时必须控制冷媒水在机组的进口处温度不得过低,供蒸汽压力应保持恒定,冷却水温可提高,冷却水量可减少,即使冷却水系统空转,也必须保证不能由于负荷的超标而冻坏蒸发器的传热管和损坏制冷剂泵。此时也可采用加大冷媒水量来解决冷媒水出口温度过低的问题。相反,当空调的需冷量增加时,机组将要在高工况下运行。机组冷媒水出口温度将会升高。如果所需冷量大于此时机组的制冷量,为了使之与用户相适应,则应将系统作相应的调整,如提高供加热用蒸汽压力,降低冷却水进口温度或加大冷却水量来解决。

4. 冷却水量和冷媒水量

对冷却水和冷媒水量的管理,必须保证机组在运行中不准出现断水现象,水量的变化应与机组运行中制冷量相适应。造成冷却水和冷媒水断水的主要原因有:泵的突然停转(当突然停电或泵故障时)或吸水管口露出水面而使泵发生抽空现象。影响冷却水和冷媒水量减少的因素主要有:输水管路的局部堵塞,水泵出口处的阀未打开或止回阀的阀板脱落,管道的严重泄漏等。因此,在机组的正常运行中应注意:

- (1) 经常检查水泵和电机轴承的转动情况。
- (2) 检查水泵进、出口阀门的启闭情况,应使之处于开启状态。
- (3) 开式水系统水池水位不得过低,避免由于水位太低而使水泵抽空。
- (4) 检查流量计插入管道内的节流件或测量装置是

否堵塞,以避免造成假流量计数。

- (5) 检查管道及阀件等的漏水情况。

5. 对机组运行中的水质管理

由于蒸发器的冷媒水侧的污物层和冷凝器吸收器冷却水侧的水垢层都会影响机组的制冷量,因此对冷媒水和冷却水应进行水质控制。

(1) 冷却水。在循环冷却水系统使用机械通风或冷却塔时,可使用水质稳定剂,对循环冷却水进行投药、排污、补水使水质达到一定的标准,避免由于循环水中杂质过多而堵塞冷凝器,吸收器中的换热盘管而影响机组的正常运行。

(2) 冷媒水。对于冷媒水则应在有条件时清除其系统中的污物(如开式水系统中的中间冷水池、回水池等),防止排管及管路的堵塞和降低换热效果。

21.7 溴化锂吸收式制冷机组运行中常见故障与突发性故障的处理

21.7.1 机组运行中常见故障及处理

1. 机组启动时溴化锂溶液结晶

此种情况一般出现在第一次开机或较长时间停机之后的重新启动,出现此种情况的原因可能有以下几种:

(1) 冷却水温过低。当冷却水温过低时,来自吸收器的稀溴化锂溶液的温度也低,与浓溴化锂溶液在热交换器中进行热交换时,使浓溴化锂溶液的温度下降幅度较大,因而导致溴化锂溶解度下降而产生结晶。另一方面,冷却水温的过低也导致制冷剂蒸汽的冷凝量增多,从表面现象上可看到蒸发器内制冷剂水的液面升高,而吸收器内溴化锂溶液的液面下降。由于溶液的总量一定,制冷剂水量的增多必将使溴化锂溶液的浓度增大,当超过极限溶解度时,便引起结晶。

(2) 空气渗入机内。由于溴冷机组内渗入空气会使蒸发压力降低,从而蒸发温度降低,溴化锂的稀溶液温度也将降低,在热交换器内导致浓溴化锂温度的下降而引起结晶。

要避免不凝性气体渗入机组内,应在机组停机时检查机组的真空度。如果真空度不够可开启真空泵抽除,抽除后如果机组真空度又降低时则应进行查漏。查漏的方法为:向机组内充入 0.05MPa (0.5kgf/cm^2)表压的氮气,在充氮同时可向机组内加入少量氟利昂12(R12)大约 5kg ,而后用卤素灯或电子查漏仪进行检查,也可使用肥皂水进行查漏,并进行处理。

(3) 不凝性气体排除装置如不能正常工作时,将会造成机组内不凝性气体的过多而引起溶液的结晶。此时则必须检查抽气管路上的各种阀门是否泄漏,真空泵油质是否变坏、失效等。必要时应对阀门、真空泵等进行检修或更换润滑油。

2. 运行中溴化锂溶液结晶

机组在运行中发生溶液结晶的原因可能有以下几种情况。

- (1) 供加热蒸汽压力过高。当供加热蒸汽的压力过

高时,引起发生器内溴化锂溶液温度的升高,尤其对于单效吸收机组,发生器出口溶液温度上升较快,极易引起结晶。

对于直燃式吸收制冷机,由于供气压力的变化或燃气(燃油)燃烧装置动作的失灵而造成燃烧室温度的过高,也易引起发生器出口溶液的结晶。

故此,在溴冷机组的运行中,必须防止供蒸汽压力的过高。

(2) 冷却水温的过低,不凝性气体的未及时排除也是运行中溶液结晶的因素之一。

(3) 机组在运行中,由于系统内能量添加剂的不足而造成溶液的结晶。如果系统中缺少能量添加剂或能量添加剂沉积在温度最低的蒸发器内时,机组内的传热效果明显下降,从而使系统内部出现热量的不能及时传递,在吸收器内吸收能力明显下降,故此有可能发生溶液结晶现象。

要防止由于系统中添加剂不足而造成的结晶,则应定期检查并根据运行情况进行补充。同时打开旁通阀将蒸发器中的制冷剂水与沉积在蒸发器内的污物排至吸收器(即蒸发器的排污)以使能量添加剂充分地混合在溶液中。

3. 机组停机时发生结晶

一般造成溴冷机组停机后产生结晶的情况有两种,当机组停机后溶液的稀释时间太短,机组内溶液没有充分混合,而使浓度分布不均匀,有些地方可能很高,而有些地方可能很低。在溶液浓度高的局部区域由于蒸汽阀门关闭后,使溶液的温度逐渐下降,溴化锂的溶解度降低而造成结晶;另一种情况是:当机组环境温度过低时,机组内溶液的温度也随之降低,溴化锂的溶解度下降而造成的结晶,此种情况多发生冬季机组停止运行后而溶液未及时排出时。

因此,溴冷机组在停机后,应使溶液泵再运行 20~30min,使机组内的溶液充分稀释,达到各部的溶液浓度基本相同。防止由于局部溶液浓度过高温度降低而产生的结晶。越冬停机的设备要加强保暖处理,提高环境温度。最好的办法是将机组内的溴化锂溶液全部排出,防止结晶。

4. 机组制冷量下降

溴冷机与其他设备一样,随着使用时间的增长,制冷效率将会逐步下降,即设备的老化问题。如果维护修理工作做得好,可以减缓老化的进度。但是如果一台溴冷机组用不上几年,制冷量下降幅度较大或出现在正常运行时制冷量的突然下降,则应对设备进行检查处理,一般应检查以下几个方面:

(1) 由于检修后处理不当或其他附属设备性能不良而使机组的气密性较差。不凝性气体进入机组内。进入机组内的不凝性气体往往聚集在吸收器内(这是由于机组中吸收器内压力最低),从而影响了从蒸发器进入到吸收器的水蒸气量,并直接影响了制冷量。因此应当经常检查机组的真空度,发现真空度有所下降时,则应查明原因,排除后再抽真空。

(2) 冷凝器传热管结垢。由于在冷凝器的传热管的

水侧壁面上结水垢或其他杂质污物聚集时,降低了管壁两侧的传热系数,增加了热阻,减少了制冷剂水的再生量,从而使制冷量下降。由于冷凝器传热管壁面的结垢,使冷凝压力升高,加大了冷凝温度与冷却水出口温度的差值,而影响冷凝效果。因此,在运行管理中应定期检查冷却水质,并进行定期清洗。

机组内部的水垢,一般是由于制冷剂水管理不当引起的,当制冷剂水被溴化锂溶液污染后而形成胶状污物,同时使蒸发器制冷剂水侧的管壁表面形成一层溴化锂溶液膜,降低了传热系数,因而使冷媒水温有所升高。因此,机组在运行中,发现制冷量有所下降时,可对制冷剂水进行取样,测定其密度,如高于 $1.02\text{g}/\text{cm}^3$ 时,则应进行制冷剂水的再生。

(3) 抽气效果不良也是制冷量下降的一个因素。溴冷机组一般配带一台溶液喷射式真空泵,也有外接真空泵抽气口。如果喷射式真空泵的抽气能力下降,其原因一般是喷嘴锈蚀、堵塞或喷嘴局部有结晶。锈蚀的喷嘴则应进行更换,堵塞的进行清洗;如果由于溶液结晶或结晶物堵塞喷嘴,则可采用外部加热以消除晶体的方法处理。加热时可采用蒸汽加热,也可采用喷灯烘烤,但应做到加热均匀。直至结晶消除,抽气瓶中有溶液流出方可。

(4) 能量添加剂的不足也是制冷量下降的原因之一。此时可增加添加剂。

(5) 冷却水量不足或冷却水温过高。在制冷机组运行中,一定的制冷量需要一定的冷却水量和一定的冷却水温。冷却水量在冷却水温保持不变前提下应随机组制冷量的变化而有所变化。如果冷却水量不足或冷却水温过高都会导致制冷量的下降。同时在机组的运行中,如果由于冷却水量不足或水压过低还会造成冷却水系统保护装置的动作而报警和停机。因此机组运行中,运行管理人员必须随时注意冷却水系统的运行情况,当发现冷却水系统水压过低,水温过高时,则应采取相应的措施。

(6) 喷淋管和喷嘴的堵塞也是造成机组制冷量下降的重要因素之一。在机组的运行中,如果由于小块的溶液晶体进入喷管,喷嘴都可能造成堵塞,从而使进入吸收器内的溴化锂溶液量减少,吸收器液位下降,此时容易引起机组大面积结晶。因此,机组在每次大修时,都应对机组的管路和喷嘴进行清洗。

(7) 供加热用的蒸汽压力过低也会造成制冷量的下降。由溴冷机的制冷原理可知,如果在机组运行中,所供蒸汽压力低于设计值,那么在发生器内溴化锂稀溶液被浓缩的程度就会降低,析出的水蒸气量减少,那么进入吸收器的浓溶液的浓度降低,在吸收器泵进行喷淋的过程中,吸收来自蒸发器的制冷剂蒸气量减少,随之蒸发压力升高,从而使制冷量减少。因此,在溴冷机组的运行中,应注意保证供加热用的蒸汽压力。

(8) 机组内液位控制阀失调。当高压发生器的液位控制阀发生故障时,由于其失去了控制作用,往往会造成高压发生器内的液位过高即稀溶液量过多,因而使高压发生器内的蒸发空间减小,造成溴化锂溶液溢到冷凝器中而污染制冷剂水。从而造成制冷量的下降。其处理的办

法是,机组在维修时,一定要检查高压发生器浮球阀的开启度、灵敏度及密封性能是否符合要求,并进行处理。

(9) 溶液泵、制冷剂水泵出现故障时也可造成制冷量的下降。

5. 机组运行中的突然停机

当机组在正常运行中发生突然停机,一般有以下儿种情况。

(1) 突然停电而造成的停机。此种情况一般多为供电事故。发生突然停电时,应首先关闭供加热用的蒸汽阀、冷媒水阀和冷却水阀。如果停电时间过长,应对机组进行保温处理,提高环境温度,对发生器出来的浓溶液管、热交换器可进行外部加热,但加热温度不得超过 100°C 。这时由于在突然停电而发生停机时,机组内各处溶液的浓度不同,当浓度较高的地方温度下降时就有可能出现结晶。

(2) 冷却水与冷媒水的突然中断。一般溴冷机组在保护系统中都有冷却水、冷媒水断水的继电器保护,因此当出现冷却水、冷媒水突然中断时,机组将自动停机,此时则应进行检查处理。

(3) 由于溶液泵和制冷剂水泵的故障而造成停机。一般是由于石墨轴承的磨损或由于电机过载而烧坏等原因而造成机组的停机,此时则应对屏蔽泵进行检修处理。

6. 抽气装置运转不正常

目前国内所生产的溴化锂吸收式制冷机,除自身配备溶液喷射式真空泵外,还配置旋片式真空泵,作为机组的抽气装置。前面已介绍过,旋片式真空泵由泵体与泵盖用螺钉紧固在一起,形成工作室,转子的旋片偏心地置于其中,刮板的内部装有弹簧,在偏心轮与泵体内壳相切点的两端分别有吸气口和出气口。当电机带动真空泵偏心转子转动时,刮板在离心力和弹簧的作用下沿槽缩槽做往复运动,刮板以偏心轮与泵体内壁相切处沿逆时针方向转过一个角度时刮板与泵体内壁封闭的腔体逐渐增大,机组内气体便进入接近真空的腔体中,当腔体达到最

大值后便逐渐缩小,将腔体内的气体压缩并从排气口压口,转子不停地转动,气体就不停地从机组内被抽出。这种泵要求刮板与泵内壁间的密封性能好,通常采用真空泵油润滑并起密封作用,真空泵油通过偏心转子轴上的上油环均匀分布在偏心轴上,在离心力作用下沿刮板流向刮板与内壁的结合处,当泵体内部的刮板或泵壁被划伤后或真空泵油的油质较差时就会影响抽气效果,此时则应对泵进行检修或换油。如果泵壁或刮板磨损时,则应进行修复。此外还应注意真空泵的进气阀和出气阀是否严密。

7. 蒸发器喷淋管及喷嘴堵塞故障的现象及分析、处理

(1) 现象。蒸汽压力、水量、水温均在设计范围。但制冷量明显下降,冷媒水出口温度升高,溶液浓度增大,制冷剂液位一直很高,启动蒸发器后液位无明显降落,机组蒸发器外壳有较大面积无结露,手摸感觉温热(机组正常运行情况下,机组蒸发器外壳应全部结露,手感较凉),只有小面积结露。

(2) 原因。机组在运行中,灌液、取样、观察压差计等漏入空气,对气密件的管理不善,以及抽真空不及时或由于真空泵效率低,使机组内存在有不凝性气体而引起机组内部氧化、腐蚀、起皮、脱落。

在停机保养阶段,清洗机组时有水留在机内,并接触大气,在充氮保养以前没有抽尽机内气体或保养时充入的氮气不纯,气密件(如衬垫)等不良、老化、龟裂等引起的氧化、腐蚀。

由于上述因素,长时间在机组内部沉淀物量越积越多,通过液体的输送,逐渐在喷淋管内形成油泥状附着物,因而造成喷淋管和喷嘴的堵塞。

(3) 处理方法。反冲收效甚微,更换喷淋管及喷嘴才能解决问题。

8. 机组运行中常见故障的处理 可归纳如表 21-6。

表 21-6 机组运行中常见故障及排除方法

序号	故障现象	故障原因	排除方法
1	启动运转时发生器液面波动,吸收器液面随着波动(有产生气蚀)	1. 溶液调节阀开度不当,使溶液循环量偏小或偏大; 2. 加热蒸汽压力不当,偏高或偏低; 3. 冷却水温低或高时,水量偏大或偏小; 4. 机内有不凝性气体,真空度未达要求	1. 调整送往高、低压发生器的溶液循环量; 2. 调整加热蒸汽压力; 3. 调整冷却水温或水量; 4. 启动真空泵,排除不凝性气体,使之达到真空度要求
2	启动时溴化锂溶液结晶	1. 冷却水温过低; 2. 空气漏入机内; 3. 真空泵效果较差	1. 提高冷却水温,打开冷却塔旁通管,或关闭冷却塔风机; 2. 抽真空,排除不凝性气体; 3. 检查抽气系统设备性能
3	运行中溴化锂溶液结晶	1. 冷却水温过低; 2. 蒸汽压力高于给定值; 3. 能量添加剂不足; 4. 抽气效果不良; 5. 空气漏入机内	1. 提高冷却水温; 2. 降低蒸汽压力; 3. 添加能量增强剂; 4. 检查抽气装置; 5. 检漏抽真空
4	制冷量低于设计值	1. 送往发生器的溶液循环量不当; 2. 机组密封性差,有空气漏入;	1. 调整送往发生器的循环量满足工况要求; 2. 运转真空泵,并排除泄漏;

(续表)

序号	故障现象	故障原因	排除方法
4	制冷量低于设计值	3. 真空泵性能较差,抽气不好; 4. 喷淋管喷嘴堵塞; 5. 传热管结垢; 6. 制冷剂污染较重; 7. 蒸汽压力过低; 8. 制冷剂和溶液充灌量不足; 9. 溶液泵和制冷剂泵有故障; 10. 冷却水进水温度过高; 11. 冷却水量或冷媒水量过小; 12. 疏水器故障; 13. 产生结晶	3. 测定真空泵的抽气性能并排除故障; 4. 冲洗喷淋管和喷嘴; 5. 清洗传热管内的污垢和杂质; 6. 测定制冷剂水密度,超过 1.04 时则应进行运行再生; 7. 调整蒸汽压力; 8. 添加适量的制冷剂和溶液; 9. 检查泵的运转电流,注意运转声音,检查故障并排除; 10. 检查冷却系统,降低冷却水温; 11. 适当加大冷却水量或冷媒水量; 12. 检修疏水器; 13. 排除结晶
5	制冷剂污染(即含有溴化锂)	1. 送往发生器的溶液循环量过大,或发生器中液位过高; 2. 加热蒸汽压力过高; 3. 冷却水温过低或水量调节阀有故障; 4. 运行中由冷凝器抽气	1. 调节溶液循环量,降低发生器液位; 2. 降低加热蒸汽压力; 3. 提高冷却水温并检修水量调节阀; 4. 停止从冷凝器抽气
6	浓溶液温度高	1. 蒸汽压力过高; 2. 机组内漏入空气; 3. 溶液循环量较少	1. 调整减压阀,使压力维持在给定值; 2. 启动真空泵抽气并排除泄漏; 3. 加大溶液循环量
7	制冷剂水温度低	1. 低负荷时,加热蒸汽阀开度过大; 2. 冷却水温过低或水量调节阀有故障; 3. 冷媒水量不足	1. 关小蒸汽阀并检查蒸汽阀开大的原因; 2. 提高冷却水温并检修水量调节阀; 3. 检查冷媒水量与冷媒水循环系统
8	冷媒水出口温度越来越高	1. 外界负荷大于制冷能力; 2. 机组制冷能力降低; 3. 冷媒水量过大	1. 适当降低外界负荷; 2. 见序号 2; 3. 适当降低冷媒水量
9	运行中突然停机	1. 断电; 2. 溶液泵或制冷剂泵出现故障; 3. 冷却水与冷媒水断水; 4. 防冻结的低温继电器动作	1. 检查电路; 2. 见 3.4.12; 3. 检查冷却水与冷媒系统,恢复供水; 4. 检查低温继电器并进行调整
10	停机期间结晶	1. 稀释循环时间不足; 2. 蒸汽调节阀未完全关闭或关闭不严; 3. 冷却水泵仍在运行	1. 检查稀释温度继电器给定值; 2. 检查蒸汽阀关闭情况并进行调整处理; 3. 关闭冷却水泵
11	停机期间真空度下降	机组漏气	进行气密性试验并抽气
12	抽气能力下降	1. 真空泵有故障; (1) 排气阀损坏,旋片弹簧失去弹性,旋片不能严密接触,定子内腔旋转时有撞击声; (2) 泵内脏及抽气系统内部严重污染 2. 真空泵油中混入大量制冷剂蒸汽,油呈乳白色,粘度下降,抽气效果降低; (1) 抽气管路布置不当; (2) 制冷剂分离器中喷嘴堵塞或冷却水中断 3. 制冷剂分离器中结晶	1. 检查真空泵运转情况或拆开真空泵; (1) 更换排气阀; (2) 更换弹簧; (3) 拆开清洗 2. 更换真空泵油; (1) 更改抽气管位置,应在吸收器管簇下方抽气; (2) 清洗喷嘴,检查冷却水系统 3. 清除结晶
13	抽气装置运转不正常	1. 溶液泵出口无溶液到抽气装置; 2. 抽气装置结晶	1. 检查所有阀门是否处于正常状态; 2. 用蒸汽从外部消除结晶

9. 屏蔽泵(溶液泵、冷剂泵)常见故障及处理见表 21-7

表 21-7 屏蔽泵(溶液泵、冷剂泵)常见故障及处理

序号	故障	原因	处理方法
1	通电后屏蔽泵启动不灵,发出嗡嗡声音	1. 电源电压过低; 2. 三相电源缺一相; 3. 定子绕组烧坏	1. 调整电压; 2. 检查线路是否良好,接头是否牢固,检查插座、插头; 3. 调换绕组
2	运转中电机绕组剧烈发热,转速下降,流量减少	1. 电压过低,电流增大,绕组发热; 2. 缺相运行; 3. 轴承磨损,定子与转子碰擦; 4. 冷却水量不足(有冷却水套时); 5. 电机绕组短路; 6. 润滑管路阻塞	1. 调整电压; 2. 检查线路及接头; 3. 更换轴承; 4. 增加冷却水量或压力; 5. 调换绕组; 6. 清洗润滑管路
3	电机启动时保险丝烧坏	1. 叶轮不转; 2. 电机绕组短路; 3. 定子屏蔽套破裂,液体浸入绕组,绝缘电阻下降,绕组与地击穿	1. 拆开检查,清除脏物,检查叶轮是否与壳体相碰; 2. 调换绕组; 3. 调换绕组及屏蔽套
4	流量扬程不够	1. 灌注高度不够; 2. 液体密度与粘度不符合要求; 3. 泵或管路内杂物堵塞	1. 增加灌注高度,减少吸入阻力; 2. 测定并调整; 3. 检查并清洗
5	功率过大	1. 泵扬程过高; 2. 液体密度与粘度不符合要求; 3. 密封环磨损过多; 4. 转动部分与固定部分发生碰擦	1. 降低排出阻力; 2. 测定并调整; 3. 更换叶轮或密封环; 4. 检查并校正泵轴
6	泵发生振动及噪声	1. 灌注高度不够; 2. 流量太小; 3. 轴承磨损; 4. 转子不平衡引起振动; 5. 泵内或管路内有杂物堵塞	1. 增加灌注高度,减少吸入阻力; 2. 加大流量或安装旁通循环管; 3. 更换轴承; 4. 检查并消除故障; 5. 检查并清理

21.7.2 机组运行中突发性故障的处理

1. 冷媒水断水的处理

在溴化锂吸收式制冷机的运行中,如果流经蒸发器的冷媒水突然中断而未能及时发现或处理不当时,将会造成蒸发器传热管的冻裂事故。

(1) 造成冷媒水突然断水的原因。

- 1) 动力电源突然中断而导致冷媒水泵停转。
- 2) 冷媒水泵发生故障而无法运转。
- 3) 蓄水池水位过低而使冷媒水泵抽空。

(2) 冷媒水断水故障的处理。

1) 立即关闭蒸发器泵和吸收器泵,打开冷剂水旁通阀门稀释溶液以避免结晶。

2) 打开冷媒水循环阀门,迅速将蒸发器冷媒水管中积水排出。

3) 对于蒸汽型机组立即关闭供加热的蒸汽阀,以停止供汽,或在打开紧急排气阀的同时关闭加热蒸汽阀。

4) 使发生器泵和冷却水泵继续运转,如果故障在短时间内即可排除,则可继续使机组运行。

由于各种原因,冷媒水的中断使管排的冻结事故时有发生,冻结一般是从蒸发器的冷剂水开始。

(3) 冻结事故的处理方法。

1) 按照冷媒水断水时的处理程序进行紧急处理,防止冻结的加剧。

2) 使发生器泵和冷却水泵继续运转,并且向发生器送入 0.1MPa 的低压蒸汽以加热溶液,使蒸发器升温,借以溶化结冰。

3) 在溶冰过程进行到使蒸发器液囊中的水位上涨到可避免水轮汽蚀时,开启蒸发器泵,打开旁通阀稀释溶液。这时为了提高溶液的浓度,应当适当减少冷却水量,并使吸收器内的溶液保持在 60℃ 左右,直到结冰彻底溶化为止。

在结冰溶化后,应注意机组内真空度的变化,如果真空度有所下降,则说明传热管有冻裂之处。此时则应立即进行检漏试验。为缩短抢修时间,可采用负压检漏法。其操作方法如下:打开水室盖,做好管口的清洁处理,然后用听、看、试的经验方法进行检漏。泄漏严重时会听到“嘶嘶”的吸入空气的声音,传热管如有裂缝或孔洞时,管内的积水有可能被吸入机内而透光。当怀疑重点确定后,可使用微压计或充气 U 形压力计,用橡胶塞将传热管的一端塞紧,将连接在微压计或 U 形压力计上的带有玻璃管的橡胶塞插入传热管的另一端。如果泄漏量较大

时,当插头插入管口后,接大气一端液柱会迅速下降,即使漏量较小时,几十秒钟后也会出现压差。如果发现冻裂的管不多时,可用圆锥黄铜棒从两端将传热管堵死,可不用更换新管。因为换新管难度较大,同时所用时间也较长,使机内曝气,加剧了机内金属的腐蚀。但如果被冻裂,发生泄漏的传热管较多时(管数超过10%),则应更换新管。否则由于传热面积的减少,将使制冷量大幅度下降。使用铜棒堵塞后,可在管口内侧或铜棒上涂一层环氧树脂,以保证其密封性。用此方法处理后,开启真空泵将机组抽真空至规定标准。

2. 冷却水的断水处理

冷却水断水的原因和冷媒水断水的原因基本相同。

如果发生冷却水断水且不能及时处理时,极易造成溶液的结晶和屏蔽电机温升过高而受损等故障。

冷却水断水的处理方法为:

(1) 立即关闭供加热的蒸汽阀,以防止溶液的浓度继续升高。

(2) 关闭蒸发器泵出口阀,并打开冷剂水旁通阀,以稀释溶液。

(3) 关闭吸收器泵。

以上三种操作可同时进行,但必须首先关闭蒸汽阀。如果短时间内无法继续供冷却水而当溶液温度下降到60℃时,则应关闭发生器泵和冷媒水泵,停止制冷机运行。

3. 制冷机组运行中断电的处理

如果溴化锂吸收式机组不论由于什么原因而发生机组的突然停电时,首先应关闭供热的蒸汽阀,关闭机组的总电源,关闭各水泵的出口阀,使整个制冷系统处于停机状态。

由于突然断电后发生器泵停止运转,溶液很快从发生器流到换热器和吸收器,高温的溶液不断产生水蒸汽,气泡从静止的溶液中冲出液面而发出“嘶嘶”响声,使热交换器出现振动,给机组造成某些损害。

4. 屏蔽电机烧毁的处理

发生屏蔽电机烧毁的主要原因有:

(1) 石墨轴承的严重磨损,转子屏蔽套和定子屏蔽套接触。

(2) 电机的过载。

(3) 电机的温升过高。

(4) 使用时间过长,绝缘老化。

发生屏蔽电机烧毁时,则应立即更换备用屏蔽泵。更换程序如下:

(1) 检查备用屏蔽泵的完好程度,测试叶轮转动是否轻快。

(2) 用摇表测定电机的线间及对地电阻应符合规定,并运行5~10s。

(3) 切断溴冷机电源。

(4) 关闭屏蔽泵进、出口的真空阀,排除管内溶液,拆除烧毁的屏蔽泵。

(5) 换装备用屏蔽泵,并进行局部正压检漏,其方法是通过屏蔽泵的出口取样阀向屏蔽泵内充氮气,使压力达到0.2MPa。

(6) 正压检漏确认无泄漏后,进行局部抽空。其方法是用真空橡胶管连接屏蔽泵出口取样阀和抽气系统的测试阀,启动真空泵运转20~30min后,确认泵体和管内无空气时,打开屏蔽泵进出口的真空阀。

(7) 启动发生器泵和吸收器泵运转10min后,观察机内真空度变化,如果变化不大时,可再启动真空泵运转1~2h,然后按正常开车规程开机运行。

为了防止由于电机的温升过高而烧毁,可利用冷媒水对电机进行冷却。

5. 机组运行中发生泄漏的分析及处理

在溴冷机的运转中,若出现真空度下降和制冷量的减少,一般多为机组的泄漏所致。如果采用停机检漏,所需时间较长,会影响正常地提供冷量。

(1) 传热管的泄漏分析及处理。如果外界条件基本稳定,而吸收器的液位不断上涨,溶液的浓度逐渐下降,机内的真空度下降,则说明水夹带空气进入了溶液。能够向机内漏水的部位有高压发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器和蒸汽凝结水换热器等。故应对各部位进行分析和检漏,其检漏的方法可采用冷媒水断水处理中的检漏方法。

如果上述各部位均未发现泄漏点,则应对蒸汽凝结水热交换器进行分析。先关闭蒸汽凝结水换热器的凝结水出口阀,启动发生器泵运转1~2h后,用500mL玻璃量筒从凝结水出口处取样。如存有凝结水,可使用比重计测量,其密度如超过1.00g/mL且有咸味,则说明蒸汽凝结水换热器传热管或胀口有泄漏。

如采用上述方法不奏效时,则可能因发生器泵的扬程偏低而无法使溶液从泄漏点流入凝结水一侧。这时可向机内充氮气0.026MPa(200mmHg),靠机内压力使溶液从蒸汽凝结水换热器泄漏点压向凝结水一侧。机内充压1~2h后用量桶取样化验,鉴定是否有溶液混入。查出泄漏点则应采取相应措施处理。

(2) 高压发生器传热管泄漏的分析及处理。当溴冷机短时间的停机后重新开机之初,机组内的绝对压力正常,而当发生出冷剂水之后,绝对压力突然升高,如从0.93kPa上升到1.59kPa,致使制冷机不能稳定运行时,其原因一般为高压发生器传热管胀口泄漏所致。在开机前,由于U形管内存有冷剂水及换热器内充满溶液,所以从传热管漏入而积聚在高压发生器内的空气无法进入蒸发器。但在溴冷机运转后,空气随冷剂蒸汽先进入低压发生器内的传热管,并通过U形管进入蒸发器,使蒸发压力突然升高。

处理此故障时可进行先充氮正压检漏。消除泄漏点的方法一是对泄漏的胀口进行复胀,二是对管体泄漏进行封堵。但如果无法停机时,也可继续运行,因这类泄漏较轻微,运转中由于加热蒸汽压力大于大气压力,加之金属的热膨胀,一般不会再有空气漏入机内,只要开启真空泵抽除泄入的不凝性气体,制冷机组的运行便会稳定下来。一旦停机则必须进行及时修理。

(3) 隔膜阀片破损泄漏的分析处理。如果制冷机组的真空度不断下降,且真空泵长时间抽气无效,一般为真空隔膜阀破损所造成。其处理方法为:

1) 用旋转式真空表测试真空泵的极限真空度,如果低于 $20 \sim 40 \times 10^{-1} \text{ Pa}$,说明真空泵抽气性能不佳,应检修真空泵。

2) 检查测试抽气系统上的各隔膜阀。可参照图 21-39 进行。旋动隔膜阀杆。如手感轻快且有脱落感,往往是由于隔膜阀片与阀杆脱落所致。尽管脱落的阀片被吸合在阀座上,但已失去了截止和接通的作用。

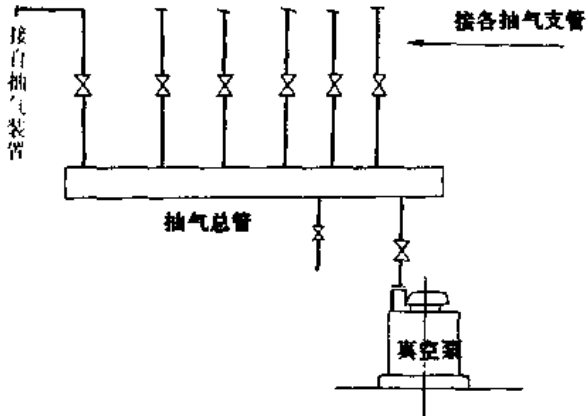


图 21-39 溴化锂制冷机抽空系统图

3) 将抽气系统上的所有隔膜阀全部关闭,开启真空泵抽气 $1 \sim 2 \text{ min}$,如真空泵的排气口有浓烟排出时,则说明其中有的隔膜阀片因破损而泄漏。

4) 判断隔膜阀片的方法:连接在抽气总管上的真空隔膜阀除留一个做试验外,其余阀门均使用真空封泥将阀盖、阀座接口、阀杆和阀盖配合部封死后,开启真空泵如无气体排出,则说明此阀完好。如此一个一个的检查。当对某一个阀进行检查时,如发现真空泵排气量加大,则说明此阀已有损坏。应进行更换。更换方法如下:

真空隔膜阀的更换:准备好更换工具和完好同型号、同规格的隔膜阀盖、阀片,拆下待换隔膜盖紧固螺栓后,迅速拿下阀盖,将新阀片、阀盖对正摆好紧固,这样可避免机内进入大量空气。尔后即启动真空泵抽气,就可在短时间内使制冷机真空度达到合格标准。

6. 机组运行中溶液结晶的消除

溴冷机在运行中溶液结晶是常见故障之一。前面已介绍过,供加热用的蒸汽压力过高,冷却水进水温度的过低,溶液循环量过小或不凝性气体的存在,都是引起结晶的主要原因。

在运行中,最容易发生溶液结晶的地方是溶液热交换器的浓溶液出口处,其原因是由于此处溶液的浓度最高而温度最低,因此也最接近结晶线。出现结晶时,浓溶液的出口被堵塞,致使发生器中的液位越积越高,超过溶晶 J 形管的溢口位置时,溶液就会绕过溶液热交换器而流入吸收器中。因此,结晶时的征兆是 J 形管发烫,从运转现象来看,此时的发生器液位升高,制冷量下降,冷媒水出口温度上升。

结晶发生后,由于 J 形管的溢流作用,高温浓溶液直接进入吸收器而使稀溶液的温度升高,而高温的稀溶液通过热交换器时,将结晶逐渐溶解。这在结晶形成的最

初阶段(即尚未形成牢固的结晶体时),可以起到自动溶晶的作用,一般经 15 min 左右,结晶即可消除。如仍不能消除结晶时,则可关小冷却水泵的出口阀,以减少冷却水量,进一步提高稀溶液的温度,以增加溶晶能力。但应注意稀溶液的温度不可过高,如超过 70°C 时,溶液泵则易产生故障。这时可适当调节供加热用蒸汽的压力,即减少供汽量。

如果发生结晶严重时,即使采取了上述措施也不能消除,则应采用外界的热源加热,一般可用蒸汽凝结水或蒸汽直接在浓溶液出口侧加热,也可采用喷灯加热,但应注意加热部位不可过于集中,以免产生过大的热变形。

21.8 溴化锂吸收式制冷机的性能变化

溴化锂吸收式制冷机与其他形式的制冷机一样,其性能与冷却水的温度、流量、冷媒水的温度、流量及换热器内的污垢系数、加热蒸汽的压力、溶液的循环量等有关。

21.8.1 外部条件的变化对机组性能的影响

外界条件(或称运转条件)通常是指冷媒水出口温度、加热蒸汽的压力、冷却水进口温度、冷却水与冷媒水的流量以及污垢系数等。当这些条件在运行中偏离了设计工况时,制冷机组的性能就要发生变化。因而了解外界条件的变化对溴冷机组的性能,合理的运行调节,使其实现高热效低能运行具有重要意义。

1. 冷媒水出口温度与机组性能

当溴冷机组在热源温度、冷却水进口温度、溶液的循环量、冷却水量和冷媒水量等运行参数不变时,其制冷量将随冷媒水出口温度的升高而增大,随冷媒水出口温度的降低而减小。当其他参数不变时,蒸发器出口冷媒水温度与制冷量的关系如图 21-40 所示。根据有关资料介绍,对于单效溴化锂吸收式制冷在其冷媒水出口温度每变化 1°C 时,其制冷量约变化 $6\% \sim 7\%$ 。这是由于在冷媒水出口温度变化时,蒸发压力、冷凝压力将随之发生变化,制冷循环中溶液的放气范围也随之发生变化。制冷机的制冷量 Q_0 为

$$Q_0 = q_0 G_0 \frac{\xi_r - \xi_s}{\xi_r} \quad (\text{kJ/h})(\text{kcal/h}) \quad (21-4)$$

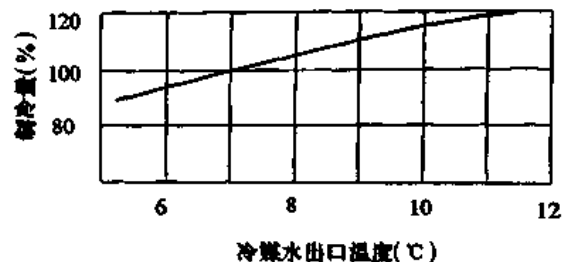


图 21-40 冷媒水出口温度和制冷量的关系

由于单位制冷量在蒸发温度为 $0 \sim 10^\circ\text{C}$ 时的范围内变化值约为 1% 左右,可以近似地认为其不变,同时浓溶

液对制冷量 Q_0 的影响不大,因此,制冷量 Q_0 与稀溶液的循环量 G_0 及放气范围成正比。

在冷媒水出口温度变化时,制冷量的变化可由图 21-41 说明。为便于分析,这里仅用由蒸发压力 p_0 与冷凝压力 p_k 组成的制冷循环

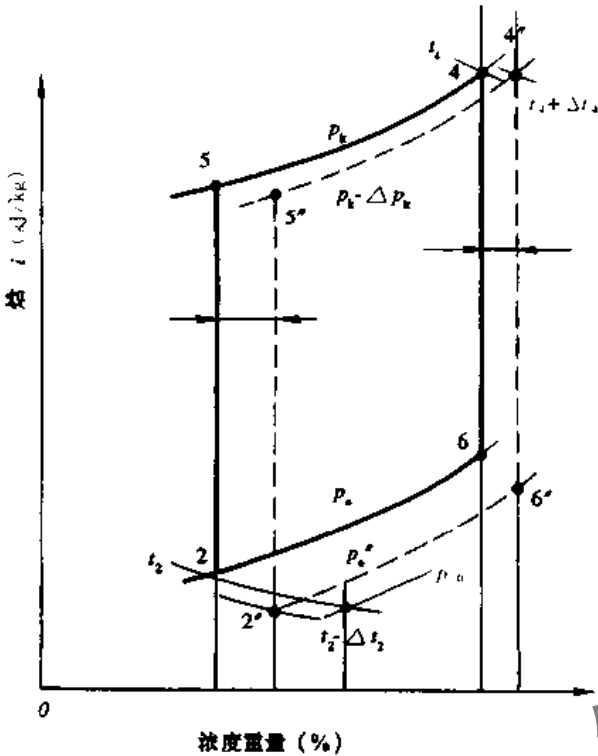


图 21-41 冷媒水出口温度变化的循环图

在图 21-41 中,实线 2—5—4—6—2 表示设计工况下的制冷循环,虚线 2'—5'—4'—6'—2' 表示冷媒水出口温度降低时的实际循环。

在溴冷机的运行中,冷媒水出口温度的降低,首先引起蒸发温度的降低。当其他参数不变时,由图 21-41 可知,其蒸发压力由 p_0 降为 p_0' 时,稀溶液的浓度由 ξ_a 升高为 ξ_a' ,放气范围相应由 $(\xi_s - \xi_a)$ 减小为 $(\xi_s - \xi_a')$,因此制冷量也就降低。

在机组的运行中,随着制冷量的降低,整个制冷循环还要发生下述变化,使制冷量略有回升。

(1) 蒸发压力回升,吸收器出口稀溶液温度 t_2 下降。由于冷媒水出口温度的降低,因而将引起蒸发温度的下降,如果冷媒水量及其他参数均不发生变化时,则蒸发压力由 p_0 降至 p_0' 。但由于冷媒水量为定值,随着制冷量(即蒸发器热负荷)的降低,冷媒水进出口的温差必将减小,致使冷媒水出口温度有一定的回升,从而使蒸发压力与蒸发温度由 t_0', p_0' 回升至 t_0'' 和 p_0'' ,即 $p_0 > p_0'' > p_0'$ 。同样由于制冷量 Q_0 的下降,吸收器的热负荷也随之下降。但因冷却水量不变,吸收器出口冷却水温度降低,故稀溶液的温度由 t_2 降低为 $t_2 - \Delta t_2 = t_2''$ 。

因此等温线 t_2'' 与等压线 p_0'' 的交点 2'' 即为吸收器出口稀溶液的实际状态,其浓度的实际变化为 $\Delta\xi = \xi_s - \xi_s''$ 。

ξ_s'' 。

(2) 冷凝压力 p_k 降低,发生器出口浓溶液的温度 t_4 将升高。当制冷量降低时,冷凝器的热负荷也随着降低。当冷却水量不变时,由于冷凝器的热负荷与进出口的冷却水温差成正比,如果进口温度一定,则出口温度降低,因而冷凝温度与冷凝压力随之降低。而在发生器中,由于加热蒸汽的压力不变,它的温度也不变,随着制冷量 Q_0 的降低,发生器的热负荷也将降低,发生器出口浓溶液的温度由 t_4 升高为 $(t_4 + \Delta t_4)$ 。

等压线 $(p_k - \Delta p_k)$ 与等温线 $(t_4 + \Delta t_4)$ 的交点 4'' 即为发生器出口浓溶液的实际状态,其浓度的实际变化为 $\Delta\xi_s = \xi_s - \xi_s''$ 。

由于冷媒水出口温度的降低,直接影响稀溶液浓度的变化,而通过制冷量变化后才影响到浓溶液的变化,因而 $\Delta\xi_s > \Delta\xi_s'$,实际循环的放气范围 $(\xi_s'' - \xi_s')$ 减小,所以制冷量降低。

因此,溴冷机在运行调节中,应在满足空调用水温度的前提下,冷媒水的出口温度应偏高控制,这样不仅可以获得较高的制冷量,而且还可以做到节能降耗的目的。如果片面地强调冷媒水出口温度的降低,不但要造成能源的大量浪费,还会有产生结晶的危险。作为空调用的溴冷机,冷媒水出口温度一般控制在 $7 \sim 12^\circ\text{C}$,最低不应低于 $+5^\circ\text{C}$ 。

2. 冷却水进口温度与机组的性能

冷却水的温度随不同的水源(如循环冷却水、河水、海水等)及季节而变化。

在其他条件不变前提下,溴冷机的制冷量随冷却水进口温度的增大而降低,随冷却水进口温度的降低而增大。冷却水进口温度的变化对制冷量的影响见图 21-42 所示。据有关资料介绍,对于冷却水先进吸收器再经过冷凝器的溴冷机,冷却水进口温度每变化 1°C 时,制冷量约变化 $5\% \sim 6\%$ 。

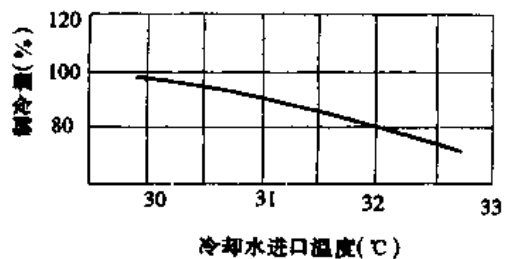


图 21-42 冷却水进口温度和制冷量的关系

冷却水进口温度降低,将首先引起吸收器稀溶液温度与冷凝压力降低,前者促使吸收效果的增强,因此稀溶液浓度降低,而后者却将引起浓溶液浓度的升高,两者均使浓度加大,制冷量增加。

冷却水进口温度变化引起制冷循环的变化如图 21-43 所示。

图中粗实线 2—5—4—6—2 为设计时的制冷循环,随着冷却水温度的降低,冷凝温度降低至 t_5' ,其相应的冷凝压力为 p_k' ,稀溶液温度降至 t_2' 。如果不考虑循环

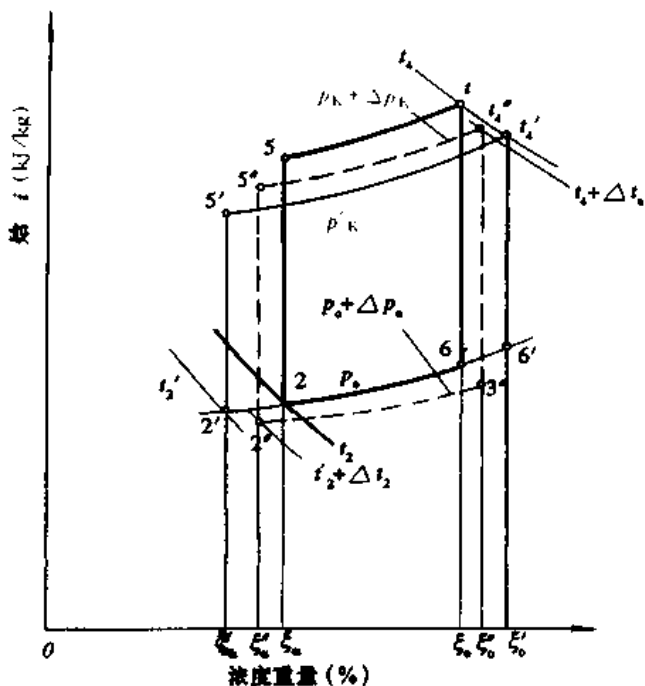


图 21-43 冷却水进口温度变化的循环图

中其他参数的变化,则循环变为 2'-5'-4'-6'-2', 如图中细实线所示。此时浓溶液的浓度增加,稀溶液浓度降低,浓度差由 $\xi_1 - \xi_2$ 增至 $\xi_1' - \xi_2'$,因而制冷量增加。

但随着制冷量的增加,循环中各参数均有变化,虚线 2''-5''-4''-6''-2'' 为参数变化后的实际循环。和 2'-5'-4'-6'-2' 相比,由于制冷量 Q_0 的增大,吸收器的热负荷增大,稀溶液温度由 t_2' 升高到 t_2'' , $t_2'' = t_2' + \Delta t_2$; 而蒸发压力 p_0 则由于制冷量 Q_0 的增大而降低(机组负荷不变时)。等温线 t_2'' 与等压线 ($p_0 - \Delta p_0$) 的交点 2'' 为稀溶液的实际状态,其浓度 ξ_2'' 比 ξ_2' 高。同样,随着制冷量 Q_0 的增加,冷凝器负荷和发生器负荷增大,因此冷凝压力升高,而发生器出口浓溶液的温度 t_4 降低。等温线 t_4'' ($t_4'' = t_4 - \Delta t_4$) 与等压线 ($p_k + \Delta p_k$) 的交点 4'' 为发生器出口浓溶液的状态。其浓度由 ξ_1' 下降为 ξ_1'' 。由图 21-43 可知:

$$(\xi_1' - \xi_2') > (\xi_1'' - \xi_2'') > (\xi_1 - \xi_2)$$

因此, $Q_0' > Q_0'' > Q_0$

- 式中 Q_0 —— 冷却水温度降低前的冷量;
- Q_0' —— 考虑冷凝压力与稀溶液温度降低时的冷量;
- Q_0'' —— 考虑到制冷循环中各参数变化后的实际冷量。

值得注意的是,对于溴冷机,冷却水进口温度不宜过低,否则将会引起浓溶液结晶或制冷剂水污染等故障。但冷却水进口温度也不宜过高,过高时除了使吸收器吸收效果降低和抑制发生器作用外,还可能造成制冷剂输送管和消晶管的被击穿,影响机组的正常运行。冷却水进口温度一般控制在 25~32℃ 范围为宜。

3. 加热蒸汽压力与机组性能

在其他条件不变的情况下,溴冷机的制冷量随着加热蒸汽压力的升高而增大。蒸汽压力对制冷量的影响如图 21-44 所示。实测数据表明,对于单效溴冷机加热蒸汽压力提高 0.1bar,制冷量约增加 3%~5%,对于双效溴冷机,蒸汽压力每变化 0.1MPa,制冷量约变化 9%~11%。

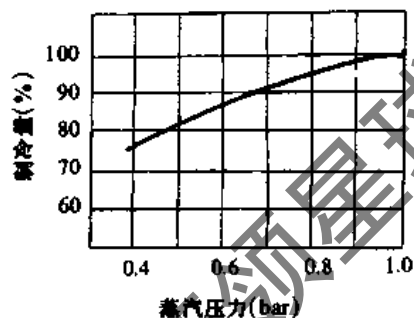


图 21-44 加热蒸汽压力和制冷量关系(单效机)

加热蒸汽压力的下降,首先引起浓溶液温度与浓度的降低,随之吸收器中吸收剂吸收蒸汽的能力减弱,浓度差减小,因此制冷量下降。

加热蒸汽压力变化对制冷量的影响,同样可以利用 $h-\xi$ 图上制冷循环来说明。如图 21-45 所示。

图中实线 2-5-4-6-2 为加热蒸汽压力变化前的制冷循环,虚线 2''-5''-4''-6''-2'' 为加热蒸汽压力降低后,相对于低压发生器的制冷循环。

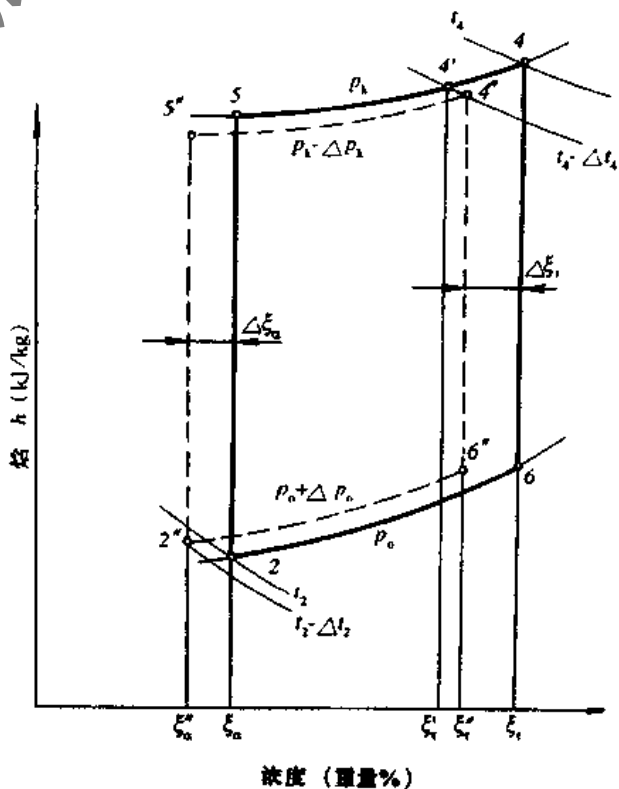


图 21-45 加热蒸汽压力变化的循环图

由于加热蒸汽压力(温度)的降低,当其他条件不变时,发生器出口浓溶液的温度 t_4 降低,即由 t_4 下降为 $(t_4 - \Delta t_4)$,该温度线与冷凝压力线 p_k 的交点 $4'$,为不考虑循环中其他参数变化的浓溶液出口状态。其浓度 ξ_r'' 下降,放气范围 $(\xi_r'' - \xi_a) < (\xi_r - \xi_a)$,因此制冷量下降。

随着制冷量的降低,制冷循环各状态点的参数也相应发生变化。例如,冷凝压力 p_k 降为 $(p_k - \Delta p_k)$,蒸发压力 p_0 升高至 $(p_0 + \Delta p_0)$,稀溶液出口温度由 t_2 降低为 $(t_2 - \Delta t_2)$ 。这样由实线 2—5—4—6—2 的制冷循环变化为虚线所示的制冷循环 2"—5"—4"—6"—2"。其结果是,由于加热蒸汽压力的变化直接影响到浓溶液的浓度变化,通过制冷量的变化后,才影响到稀溶液浓度的变化,因此 $\Delta \xi_r > \Delta \xi_a$,即 $(\xi_r'' - \xi_a) < (\xi_r - \xi_a)$,制冷量降低。同样,随着放气范围的减小,单位耗气量增加,热力系数下降。

提高加热蒸汽压力是提高溴冷机组制冷量的方法之一,但随着蒸汽压力的提高,浓溶液的浓度上升,机组在高浓度下运行时,容易发生结晶,而且随着浓溶液温度的上升,一方面高压发生器中的温差热应力增大,有可能造成换热管胀接处的泄漏,另一方面由于铬酸锂在高温下分解而影响缓蚀效果。因此,在溴冷机组的运行中,加热蒸汽的压力也不能提得过高,一般其上限使高压发生器出口浓溶液的温度不超过 160℃ 为宜。

同时,需要指出的是:

对于不同的溴冷机,制冷量随这个参数变化的幅度也不一样。

当外界参数朝着使制冷机性能增大的方向变化时,制冷量的增加是有限的,当变化幅度超过某一范围时,制冷量也就不能再增加了,当外界参数朝着使制冷机性能减小的方向变化时,变化的幅度越大,制冷量下降的越快,直至接近于零。

4. 冷却水量、冷媒水量与机组的性能

冷却水量的变化对制冷量的影响与上述冷却水进口温度的变化对制冷量的影响相似,循环各参数的变化和制冷循环情况也基本相同,图 21-46 为冷却水量与制冷量的关系曲线,制冷量随着冷却水量的减少而下降。

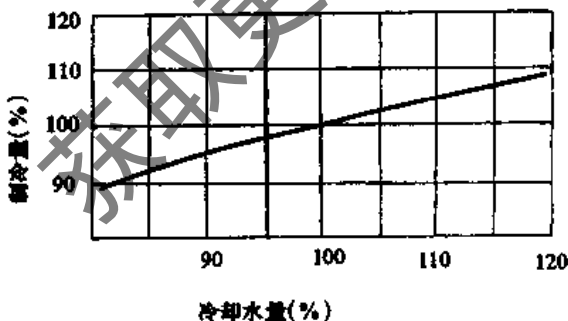


图 21-46 冷却水量与制冷量的关系

在冷却水量发生变化时,随着冷却水量的减少,制冷量降低,反之则制冷量增加。不过冷却水量的变化,除了引起循环中蒸发压力、冷凝压力、吸收器出口稀溶液温度和发生器出口浓溶液温度等参数的变化外,还会引起吸

收器、冷凝器中冷却水的流速的变化,使传热情况发生变化。

当蒸发器出口冷媒水温度不变时,冷媒水量的变化对制冷量的影响比冷却水量变化时对制冷量的影响小,而且在某一范围内几乎没有影响。见图 21-47,其原因在于冷媒水量发生变化时,一方面影响蒸发器管内冷媒水的流速,使传热情况发生变化,从而使制冷量发生变化;另一方面,蒸发压力也发生变化,使冷媒水出口温度上升,制冷量增加,但两者变化对制冷量的影响恰相反,在某种程度上有相互抵消的作用。因而两者综合的结果是制冷量的变化甚微。图 21-47 表示冷媒水量与制冷量的关系。

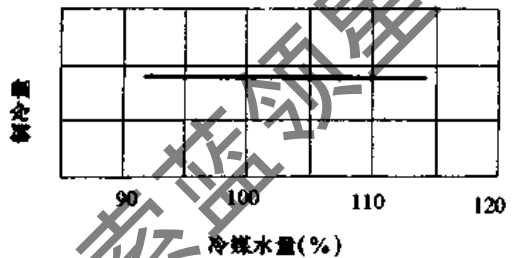


图 21-47 冷媒水量与制冷量的关系

5. 水侧污垢系数与机组的性能

溴化锂吸收式制冷机在运转一段时间后,在传热管的内壁与外壁上逐渐形成一层污垢,这层污垢的存在,增加了换热管的热阻,降低了传热系数,在换热管表面产生污垢前后的热阻值之差称为污垢系数。污垢系数越大,换热管的热阻越大,传热性能越差,因而制冷机组的制冷量将下降。

一般新溴冷机组的污垢系数可以认为零。[污垢系数约取 $0.000086\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ($0.0001\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} / \text{kcal}$)],制冷量约比设计值高 8%~10% 左右。表 21-8 及图 21-48 所示为污垢系数对制冷量的影响。由表 21-8 可知,对于管内通冷却水的吸收器和冷凝器来说,如果污垢系数由 $0.000086\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ 增加至 $0.000344\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$,则制冷量约下降 25% 左右;而对蒸发器,由于其管子通冷媒水,污垢系数由 $0.000086\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ 增至 $0.000172\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ 时,制冷量则下降 8% 左右。图 21-48 还表示了污垢系数与制冷量、冷媒水出口温度变化的关系。设冷却水侧污垢系数为 $0.000086\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ($0.0001\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} / \text{kcal}$),冷媒水、蒸汽侧的污垢系数为 $0.00005\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} / \text{kcal}$ 时,制冷量为 100%,冷媒水出口温度无变化,若冷却水侧污垢系数增加至 $0.000172\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ($0.0002\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} / \text{kcal}$),冷媒水、蒸汽侧的污垢系数增加至 $0.000086\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ($0.0001\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} / \text{kcal}$),制冷量则降低为 92%,冷媒水温度约变化 1℃。

表 21-8 污垢系数对制冷量的影响

污垢系数	$0.000086\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ($0.0001\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} / \text{kcal}$)	$0.000172\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ($0.0002\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} / \text{kcal}$)	$0.000344\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ($0.0004\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} / \text{kcal}$)
制冷量(%)	100	92	74
冷却水侧	100	89	74
冷媒水侧	100	92	—

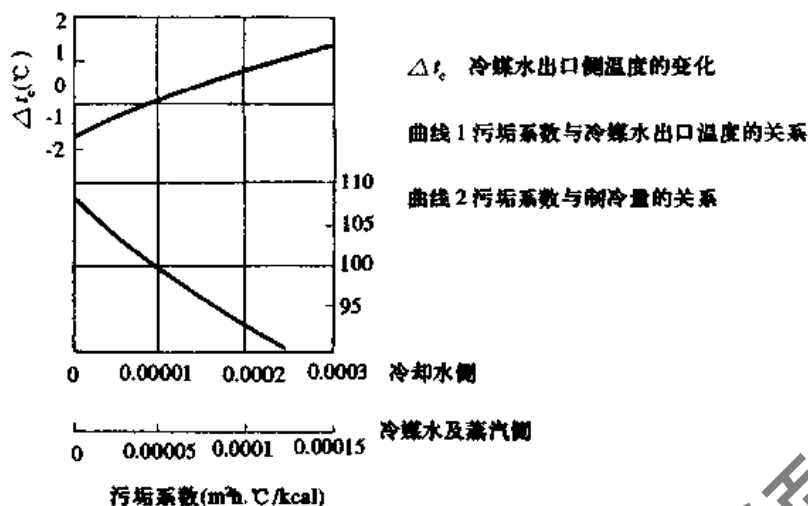


图 21-48 污垢系数与制冷量、冷媒水出口温度的关系

在溴冷机组中,水侧污垢取决于所使用的水质。污垢通常由腐蚀产物(如铁锈渣等)、钙盐、 SiO_2 及有机物等组成。根据管材不同,对于钢管,其腐蚀产物以红土状的氧化铁为主,铜管则以绿色的氧化铜为主体,钙盐为白色晶体, SiO_2 色泽透明,附着管壁内肉眼不易觉察。由于污垢系数对机组的性能有较大的影响,因此在机组的运行期间,尤其在运行的初期应经常注意水质的分析,如果所使用的水质较差时,应采取相应的措施。

6. 溶液浓度与机组的性能

(1) 浓溶液的浓度与制冷量。浓溶液的浓度取决于外部热能的参数,同时还取决于机组的热负荷大小。加热蒸汽压力的提高,冷却水进口温度的降低以及提高负荷的运转时,浓溶液的浓度均会提高。溴冷机组在运行中,其制冷量的提高取决于溶液浓度差的增加,而单与浓溶液的浓度并无直接关系。当提高加热蒸汽的压力或降低冷却水的温度时,浓溶液的浓度虽与浓度差均提高,此时制冷量也有所增加,但在降低冷媒水出口温度时,浓溶液浓度虽也有增加,但由于溶液浓度差的减小,制冷量反而会下降。

(2) 稀溶液的浓度与冷媒水出口温度。稀溶液浓度取决于蒸发压力与吸收器出口稀溶液的温度。由图 21-49 可知,冷媒水出口温度越低,稀溶液浓度越高,同时冷却水进口温度越高,浓度也越高。

(3) 蒸汽消耗量与浓度的范围。如果其他参数不变而浓度范围增大,则溶液的循环量减小,发生器的热负荷也随之减小,蒸汽消耗量降低。图 21-50 表示蒸汽消耗量与浓度范围的关系。由图可知,以浓度范围为 5% 时,蒸汽的消耗量作为 100%,则小于 4% 时蒸汽消耗量急剧增加,而大于 5% 时,蒸汽的消耗量减少并不显著,反而可能导致溶液结晶,因而一般采用 4%~5% 的浓度范围为宜。

7. 溶液循环量与机组的性能

溶液的循环量与机组的性能随着制冷量的控制方式不同而变化。图 21-51 表示单效溴冷机溶液的循环量、蒸汽压力与制冷量的关系。如果采用单纯控制溶液的循环

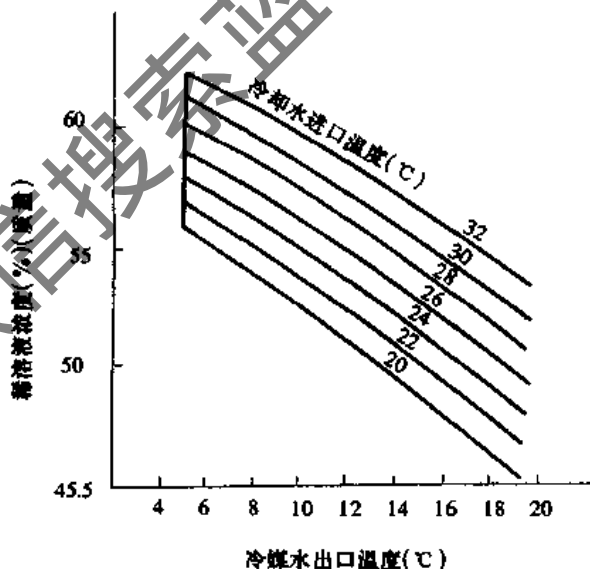


图 21-49 稀溶液浓度与冷媒水出口温度关系曲线

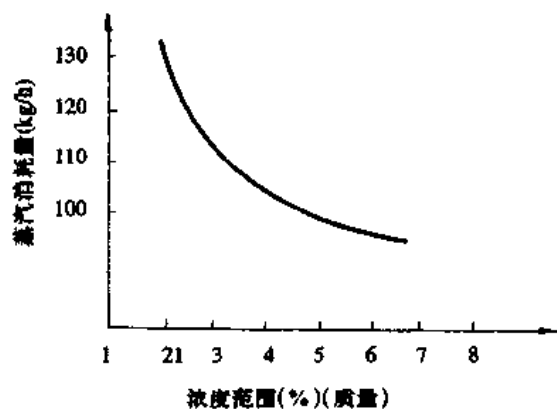


图 21-50 蒸汽消耗量与浓度范围关系曲线

量,而溶液的循环倍率 a 基本恒定时,由式 $Q_0 = q_0 G_s / a$ 可知:制冷量与溶液的循环量 G_s 近似成正比,但如果同

时控制溶液循环量与加热蒸汽压力,则随着制冷量的降低,溶液循环量与加热蒸汽压力均降低,此时浓度差减小,溶液循环倍率增加,由上式和图 21-51 都可看到,制冷量的下降比单纯控制溶液循环量时还要大。

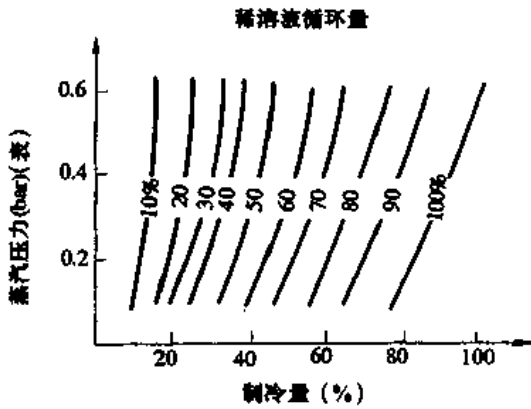


图 21-51 稀溶液循环量与制冷量的关系

21.8.2 不凝性气体对溴冷机组性能的影响

溴化锂吸收式制冷机是一种在高真空状态下工作的制冷设备。有些机组在运行中制冷性能不稳定或达不到设计能力,往往是由于机组的真空状态不能很好地保证,不凝性气体漏入机组所造成的,不凝性气体是指在溴制冷机中既不能冷凝也无法被吸收的气体。外部泄入的空气及内部因腐蚀而产生的氢气,均属不凝性气体。这些气体即使在机组内存在很少,也会极大地影响机组的性能。

据资料介绍,在标准制冷量为 2268kW (195 × 10⁴ kcal/h) 的机组中,加入 30g 的氮气,制冷量将降低为 1163kW (100 × 10⁴ kcal/h),制冷量几乎降低 50%,不但如此,随着不凝性气体的积累,机组的真空最终将完全破坏致使机组无法正常运行。

在机组中存在有少量不凝性气体时,引起制冷量大幅度下降的原因有两个,一是当吸收器内存在不凝性气体时,在蒸发压力不变的情况下,制冷剂蒸汽的分压力降低了,由于传质推动力的减小,影响了吸收器的吸收速度。二是由于不凝性气体的存在,制冷剂蒸汽与溶液的接触面积减小,从而影响了吸收器的吸收速度。故此造成制冷剂蒸汽被溶液所吸收的量大幅度下降,其结果就是制冷量的大幅度下降。

21.8.3 提高溴冷机组性能的措施

通过前面的分析,可以看出,要提高溴化锂吸收式制冷机的性能,即提高其制冷量,可以采取下述措施:

1. 提高供加热的蒸汽压力
2. 提高冷媒水的出口温度
3. 降低冷却水的进口温度
4. 加大冷却水量
5. 水侧的污垢控制
6. 提高机组的真空度

要想提高机组的真空度,则必须对机组内存在的

不凝性气体含量进行检测、排除。

(1) 不凝性气体的检测机理。在溴冷机组中,当吸收器内存在不凝性气体时,其机组的制冷量将会明显的下降,因而吸收器对不凝性气体比较敏感。现以吸收器为例说明不凝性气体的检测机理。

在不存在不凝性气体的条件下,吸收器中的压力 p_x 和吸收液膜水汽饱和压力 p_b 之间存在着一定的压差。即:

$$p_x - p_b = \Delta p。$$

正是在这个压差的推动下,制冷剂蒸汽才能源源不断地被溶液所吸收,并且使进入吸收器的制冷剂蒸汽量与被吸收的制冷剂蒸汽量处于动平衡状态。如果在系统中有不凝性气体的存在,它将随着制冷剂蒸汽一齐流向吸收液膜,制冷剂蒸汽被吸收后,不凝性气体将聚集在吸收液膜的周围,从而形成不凝性气体边界层。随着吸收过程的不断进行,不凝性气体边界层也将越来越厚,不凝性气体的分压力也越来越高,影响吸收的顺利进行,降低了吸收的速度。由于使吸收速度下降,使进入吸收器内的制冷剂蒸汽不能被及时地吸收,其结果使吸收压力 p_x 上升。当 p_x 上升到足以克服不凝性气体边界层的阻力时,吸收速度又回升,于是又形成一种新的动态平衡状态。由于 p_x 的上升使 Δp 也随着增大。故此,可根据 Δp 值的变化来推测吸收器内不凝性气体的含量。

(2) 不凝性气体的检测方法。对于溴冷机组内不凝性气体的检测方法,实际上就是对 Δp 值的测量方法。

1) 机组运行中的检测。机组在运行中,对机组内不凝性气体的检测方法可按下述步骤进行:停真空泵;关闭冷剂旁通阀;使冷媒水出口处温度相对稳定。

在上述条件下运行 30min 后,测定吸收器喷淋液的浓度和实际喷淋液的温度,利用溴化锂溶液的 $h-\xi$ 图查出喷淋液的水汽饱和压力 p_b ;测定吸收器内的绝对压力;由 $p_x - p_b = \Delta p$ 求出 Δp 值。

2) 制冷前的检测。在供气制冷前,可按下述步骤测量 Δp 值。

按开机程序和要求启动冷却水泵,冷媒水泵和发生器泵、吸收器泵;运行 30min 后测定吸收器喷淋液浓度和温度,利用 $h-\xi$ 图查喷淋液的水汽饱和压力 p_b ;测定吸收器的绝对压力 p_x ,由 $p_x - p_b = \Delta p$ 求出 Δp 值。

(3) 溴冷机组内的真空度标准。据有关资料的介绍,机组在运行前,如果 $\Delta p < 0.2\text{mmHg}$ 时,其运行效果最好。在运行中,如果 $\Delta p < 0.5\text{mmHg}$ 时,机组的制冷性能发挥最充分。因此,在上述情况下可认为机组内不存在不凝性气体,且以此作为机组真空状态的考核标准。

运行的实践证明,按上述标准对机内真空度进行监控,即可保证机组稳定高效的运行。如果高于上述标准,机组的制冷量就下降。

由于各种原因,机组内产生不凝性气体总是难免的,要使机组稳定高效的运行,就必须及时的检测机组内不凝性气体的多少和排除这些不凝性气体,保持机组良好的真空状态。为此,应做到:

1) 在供加热蒸汽制冷前,对机组内不凝性气体进行测定,如果 $\Delta p > 0.2\text{mmHg}$ 时应启动真空泵进行排除,直至 $\Delta p < 0.2\text{mmHg}$ 时再供汽制冷。

2) 如果其外界条件无明显变化而制冷量下降,一般其原因多为不凝性气体含量过多所致。此时可测定 Δp 值,如果 $\Delta p > 0.5 \text{ mmHg}$ 时则应抽真空。

(4) 合理使用真空泵。在溴冷机组中一般多配备旋片式机械真空泵作为机组抽真空的工具。但是这种真空泵适用于抽除不凝性气体,在运行中的溴冷机组中,由于低压汽化的原因而使机组内水蒸气较多,旋片式真空泵在抽除大量水蒸气后,真空油将会被乳化,使泵的极限真空度值上升,抽气性能下降,连续运转的时间越长,抽气性能下降愈严重。所以,始终使用一台旋片式真空泵就很难达到抽真空的要求。有的地方采用不同类型的真空泵分段抽空办法,其效果甚佳。

分段抽空就是把抽真空的全过程分为三个阶段进行。

1) 粗抽空阶段。粗抽时虽然抽气负荷较大,但对真空泵的极限真空要求并不很高,因此可使用水环式真空泵。此泵的最高真空度可达到 85%, 抽空时,当抽至接

近泵的极限真空值时,再转入细抽除阶段。

2) 细抽阶段。细抽时可使用一般的旋片式真空泵。当抽至绝对压力为 30mmHg 左右时,再转入精细阶段。

3) 精细阶段。用于精细的旋片式真空泵,极限真空值应小于 $1 \times 10^{-2} \text{ mmHg}$ 。该泵在使用前必须使用麦氏真空表进行校验。

真空泵在使用中可将水环泵、旋片泵并联在一起,根据抽空时的真空度进行转换。

在抽取机组内不凝性气体时应注意发挥自动抽气装置的作用。

(5) 充分利用机组的自动抽气装置,保证机组应有的真空度。溴冷机组为保证机组安全可靠的运转,则必须保证机组较好的气密性,以实现机内的高真空状态。除采用外接真空泵进行抽真空外,还应充分发挥机组的自动抽气装置,以检查机组的气密性。使用的方法为:

1) 启动发生器泵。自动抽气装置便开始工作,使不凝性气体在集气室中积存起来,如图 21-52 所示。

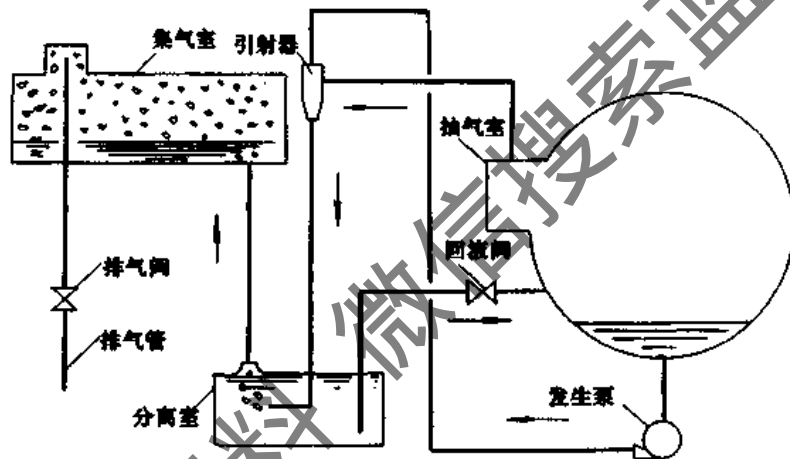


图 21-52 自动抽气装置

2) 将 1000mL 的量筒洗净,灌满水倒放在清水的桶内,见图 21-53。

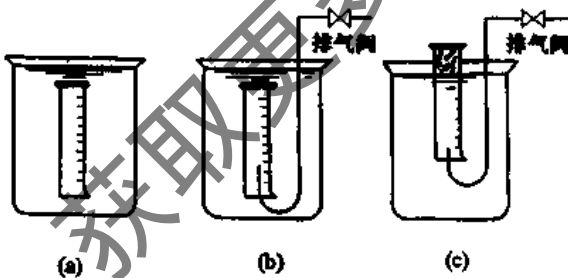


图 21-53 不凝性气体的收集计量

3) 用灌水的方法将排气管中的气体全部排出,然后插入量筒内。见图 21-53 中的(b)。

4) 24h 后关闭回液阀,使集气室内压力升高,待压力高于大气压力时打开排气阀,气泡不断地进入到量筒中,并将水排出。

5) 待气泡停止排出且有溶液流出时关闭排气阀。

6) 由量筒刻度读出不凝性气体的体积。

7) 将测得的不凝性气体的体积与表 21-9 中所列允许泄漏量比较,以不超过允许值即可。

表 21-9 溴冷机中允许的不凝性气体量

制冷量 kW(kcal/h)	349 (30×10 ⁴)	582 (50×10 ⁴)	1163 (100×10 ⁴)	1745 (150×10 ⁴)	2326 (200×10 ⁴)	3489 (300×10 ⁴)
允许泄漏量 (mL/h)	6.5	8.0	12.0	16.5	29.0	33.0

7. 控制溶液的循环量

溴冷机在运行中,控制溶液的循环量,对保证机组的经济运行是非常重要的。

由溴冷机的制冷量 $Q_0 = q_0 G_0 / a$ 可知,其制冷量与溶液的循环量成正比。当加入机组的热量不变时(即供给加热用的蒸汽或其他热能的温度流量不变),机组在运行中,随着溶液循环量 G_s 的变化,其放汽范围 $(\xi_r - \xi_s)$ 也将发生变化。如循环量 G_s 过大,尽管进入发生器的稀溶液量很大,但可能引起发生效果的降低, $(\xi_r - \xi_s)$ 减小,单位耗汽量增加,热力系数下降,制冷量降低,反之,如果溶液的循环量减小,送入发生器内的稀溶液量太少,

尽管 $(\xi_1 - \xi_2)$ 增大,仍可能使制冷量降低。但这时蒸汽的消耗量的减少并不显著,反而会有产生结晶的危险,此时机组将在部分负荷工况下运行,制冷能力不能充分发挥。因此,合理地调节溶液的循环量是提高机组性能的重要措施。

8. 防止制冷剂水的污染

在机组的运行中,由于操作的不当或者外界条件的突然变化(如热源温度的升高或冷却水的温度过低),在高压发生器中的溴化锂溶液就可能随制冷剂蒸汽进入冷凝器和蒸发器,使制冷剂水中含有溴化锂而造成制冷剂水的污染。制冷剂水的污染会使机组的制冷量下降。

试验表明,当制冷剂水中含有溴化锂,密度达 $1.1\text{g}/\text{cm}^3$ 时,制冷量将会明显下降。这是由于制冷剂水中含有溴化锂后会呈现稀溶液状态,在相同的温度条件下溴化锂水溶液的饱和蒸汽压力总是低于纯水的蒸汽压力,由于溶液周围制冷剂蒸汽压力的下降,使传质的推动力减小,吸收过程减弱,制冷量降低。

因此,机组在运行中,如果发现制冷剂水的密度超过 $1.04\text{g}/\text{cm}^3$ 时,应找出制冷剂水污染的原因,杜绝污染根源,并对制冷剂水进行再生处理,使机组保持良好的运行状态。

9. 及时添加能量增强剂

为了提高热交换设备的热、质交换效果,在溴冷机中广泛使用了能量增强剂。用于溴化锂溶液中的能量增强剂有异辛醇、正辛醇。由于这些物质能极大地降低溶液的表面张力,称为表面活性剂。试验证明,在溶液中添加辛醇后,制冷量大约可提高 $10\% \sim 15\%$,对处理过的传热管甚至能提高 40% 以上。

添加辛醇后之所以能提高机组的制冷能力,是由于添加了能量增强剂后,可以提高吸收效果。其原因在于添加辛醇后,溶液的表面张力大幅度下降,使溶液与水蒸汽结合的能力增强,吸收效率提高;添加辛醇后,溴化锂溶液的水蒸气分压力降低,吸收推动力增大,提高了吸收效果。

添加能量增强剂后,在冷凝器内,由膜状凝结变为珠状凝结,提高冷凝效果,添加辛醇后起到了改善凝结表面的作用。由于辛醇几乎可以使铜管表面完全浸润,含有辛醇的水蒸气与铜管表面接触后,很快形成一层液膜,水蒸气在辛醇液膜上呈珠状凝结。由于珠状凝结时传热系数比膜状凝结时提高2倍以上,因而提高了冷凝时的传热效果。

能量增强剂一般添加 $0.1\% \sim 0.3\%$ 即可。

21.9 溴化锂吸收式制冷系统的自动控制

制冷机的制冷容量是根据空调系统在最大冷负荷时确定的。但在运行中,由于空调系统中各种条件的变化导致冷负荷发生相应的变化;同时由于溴冷机组在运行中冷却水量、温度,以及工作蒸汽压力等条件也直接影响机组的制冷能力。这些外界条件的干扰又使制冷机的工作参数(如溶液的温度、液位及高压发生器内的压力等)发生改变。因此溴化锂吸收式制冷系统中的自动控制的

任务就是:

(1) 在外界条件发生变化时,通过对供加热用蒸汽量、溶液的循环量等参数的自动控制和调节,使机组高效稳定地运行。

(2) 通过对机组运行中有关部位温度、压力和液位等参数的测量,来判断机组的运行状态是否正常。如发生异常时可以使机组全部或部分装置自动停止、报警,防止意外事故的发生。

(3) 按照预定的程序启动或使机组停止运转。因此,溴化锂制冷机的自动控制包括冷量的自动调节,程序启动、程序停车和安全保护装置等部分。冷量的自动调节是根据外界负荷的变化,自动地调节机组的制冷量,使蒸发器出口冷媒水的温度保持稳定,程序启动和程序停车是根据溴化锂吸收式制冷机的操作要求,按照一定的程序自动启动或停车,安全保护装置则是保证机器安全、平稳地运行或发生故障报警,指示故障的原因和部位,便于操作管理人员及时排除。双效溴化锂吸收式制冷机组的过程自动控制如图21-54所示。

21.9.1 冷量的自动调节

我们知道,溴化锂吸收式制冷机是利用热能来实现制冷的。因此,在机组的运行中,加热介质参数的变化必然引起制冷机性能的变化。所以,在对制冷机组的冷量自动调节中,目前大都采用蒸发器冷媒水出口温度的自动控制来满足外界冷负荷变化的需要。控制系统的组成是以调节加热蒸汽量来调节蒸发器出口冷媒水的温度。

1. 双效溴化锂吸收式制冷机组自动检测的参数

(1) 温度。蒸发器冷媒水进、出口温度;高、低压发生器浓溶液温度;冷却水温度;蒸汽温度。

(2) 压力。蒸汽压力;高压发生器压力;蒸发器进口冷媒水压力;冷却水压力。

(3) 流量。蒸汽流量;冷却水流量;蒸发器冷媒水出口流量。

(4) 液位。高、低压发生器溶液的液位;蒸发器冷剂水位。

(5) 真空度。

2. 冷量的自动调节

图21-55为单效溴化锂吸收式制冷机从一稳定工况到另一稳定工况的变化情况。当制冷机在A点工况运行时,它所制取的冷量 Q_{0A} 与外界冷负荷 Q_{0A}' 相等。如果外界负荷发生变化(例如 Q_{0A}' 降至 Q_{0B}'),而加热介质和冷却介质的参数不变,则蒸发温度 t_0 降低,制冷量下降(由 Q_{0A} 降至 Q_{0B}),蒸发器出口冷媒水的温度也随之由 t_{CA} 降低至 t_{CB} ,制冷机在B点工况运行时,有 $Q_{0B} = Q_{0B}'$ 处于新的平衡状态。但随着蒸发器出口冷媒水温度的降低,它的热效率降低,经济性差。如果 Q_{0B}' 变化幅度较大,致使 t_0 降低到 0°C 时,制冷机组的正常运行将遭到破坏。所以溴冷机组在运行中必须采用冷量调节设备来调节机组的制冷量,使机组的运行具有较高的热效率,同时也不致因外界负荷降低过大而影响机组的正常运行。

我们知道,溴化锂吸收式制冷机是利用热能来实现

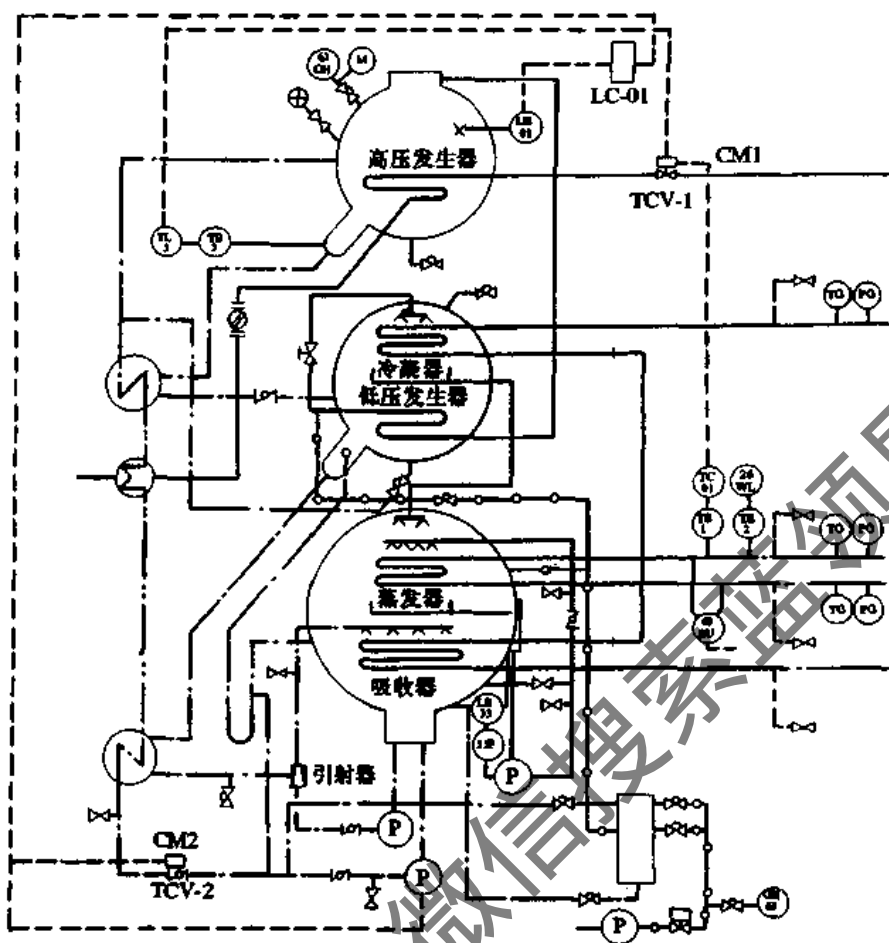


图 21-54 双效溴冷机自控系统图

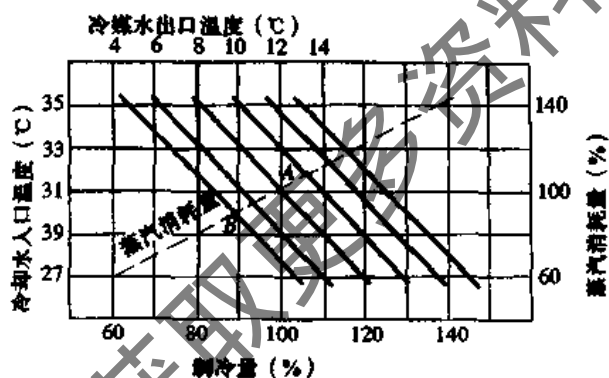


图 21-55 溴冷机的工况变化

制冷的。因此在机组的运行中,加热介质参数的变化必将引起制冷机性能的变化。所以,在对机组制冷量的自动调节中,目前都采用蒸发器冷媒水出口温度的自动控制来满足外界冷负荷变化的需要。控制系统的组成是以调节加热蒸汽量来调节蒸发器出口冷媒水温度。

溴化锂吸收式制冷机组的冷量调节,在保持蒸发器出口冷媒水温度稳定方面一般采用加热蒸汽量调节法,加热蒸汽凝结水量调节法,冷却水量调节法,溶液循环量调节法以及组合式调节法等。

(1) 加热蒸汽量调节法。如图 21-56 所示。加热蒸汽量的调节方法是以蒸发器出口冷媒水的温度为信号,通过调节加热蒸汽量来调节机组的制冷量。

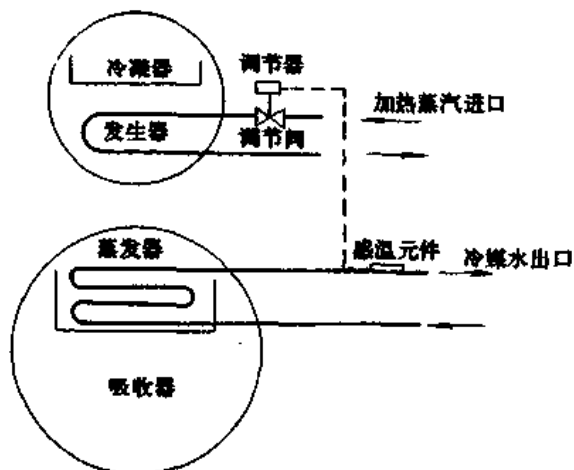


图 21-56 加热蒸汽量调节法

当在某种情况下,空调的冷负荷 Q_0' 减小时,由于机组的制冷量 $Q_0 > Q_0'$,此时蒸发器出口冷媒水的温度将降低。安装在蒸发器出口冷媒水管上的温度传感、变送

器将会把冷媒温度的信号送给调节器,调节器将此时的冷媒水温度值与设定值进行比较,当两个值存在偏差时,调节器发出指令,使调节阀动作,减小阀的开度,以减少进入发生器的加热蒸汽量,使发生器的负荷降低,从而降低机组的制冷量,使蒸发器出口冷媒水温度回升至给定值。

在控制系统中常使用热电阻作为温度传感器,其中镍电阻温度传感元件在 $0\sim 45^{\circ}\text{C}$ 的环境中具有输出线性好、精度高的特点。

调节器常采用 W724A 型调节器,调节器的输入端接受变化的电阻值。其输出分为两部分,一部分控制功能是当水温降到 3.5°C 时能迅速关闭蒸汽阀,使机组进入低负荷保护状态。调节器的主要输出功能是按照输入信号成比例地控制蒸汽阀的开启和关闭。W724A 型调节器的比例带在 $0\sim 20\%$ 之间可调。

控制中采用的执行器一般多采用双阀座电动调节阀,这种形式的阀的相对流量与相对开度呈线性关系,调节阀外形见图 21-57。使用这种阀为了取得良好的调节性能,阀前、后必须保持一定的压差。阀权度(阀门全开时阀上的压差与系统压差的比值)值一般不得低于 0.3,否则系统的工作流量特性将严重偏离理想的流量特性。这种调节阀的理想特性见图 21-58。

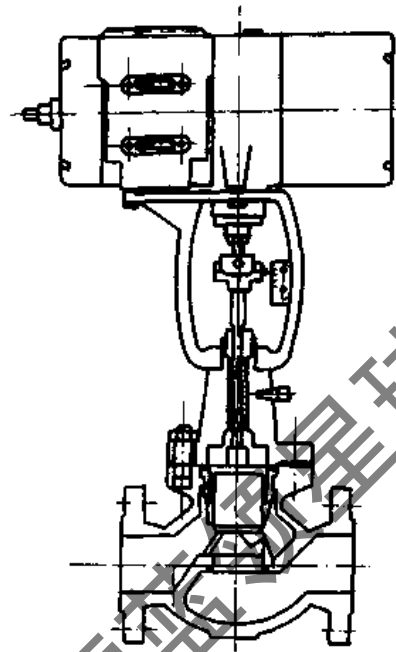


图 21-57 M940B 调节阀外型 (TCV-1)

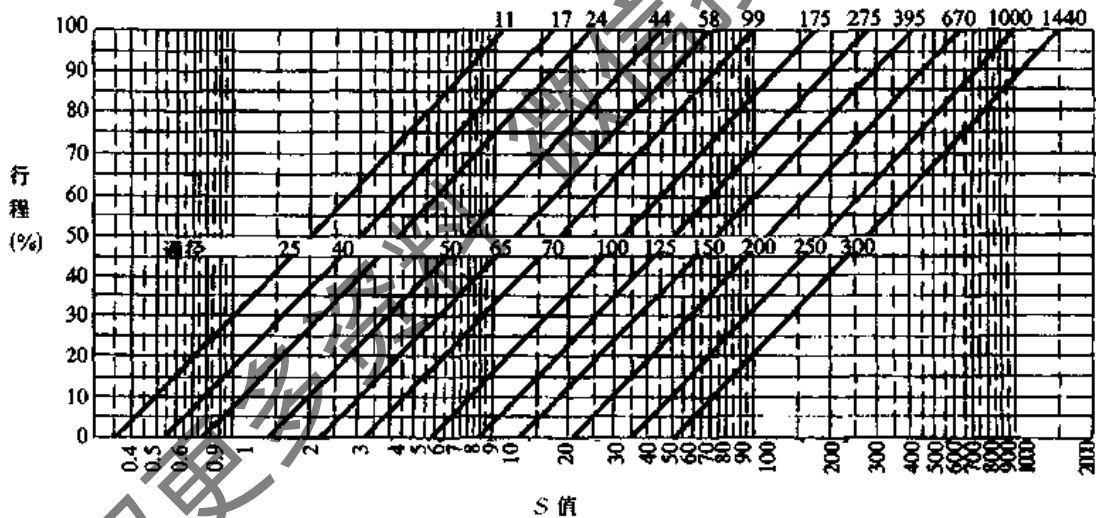


图 21-58 蒸汽调节阀理想流量特性图

一般自动控制的双效溴化锂吸收式制冷机阀前的工作压力为 0.8MPa ,阀后压力一般为 0.55MPa 。如阀后压力低于 0.35MPa 以下时,机组的制冷量将大幅度下降。

这种调节方法的优点在于:调节阀安装在蒸汽管道上,不涉及机组的真空系统,且与溴化锂溶液互不接触,因而避免受到溴化锂溶液的腐蚀,安全可靠。此外,当外部条件发生变化,冷负荷降低时,由于进入发生器的蒸汽量的减少,使发生器出口浓溶液的浓度随之降低,对于机组运行中防止溴化锂溶液的结晶是有利的。但是当机组的负荷在 50% 以下运行时,单位制冷量的蒸汽消耗量将增大,机组的热力系数降低。

(2) 加热蒸汽凝结水量调节法。加热蒸汽凝结水调节法与前一种基本相似,均是以改变发生器的热负荷来改变机组的制冷量。如图 21-59 所示。当外界冷负荷降低时,蒸发器出口冷媒水温度将降低,由安装在冷媒水管道上的感温元件发出讯号,通过调节器和执行机构使蒸汽凝结水上的调节阀动作,减少凝结水的排放量。这样发生器管内逐渐蓄积凝结水,以减少有效面积,因而使发生器的热负荷下降,进而达到降低机组的制冷量,使蒸发器出口冷媒水温度达到基本稳定。

(3) 冷却水量调节法。冷却水量调节法原理如图 21-60 所示。它是用改变冷却水量来调节机组的制冷量。

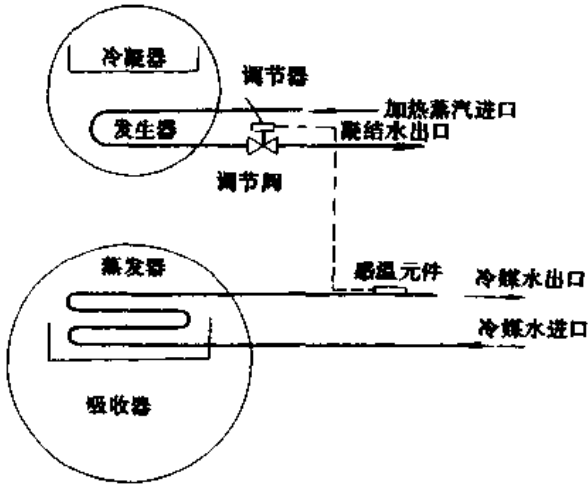


图 21-59 加热蒸汽凝结水量调节法

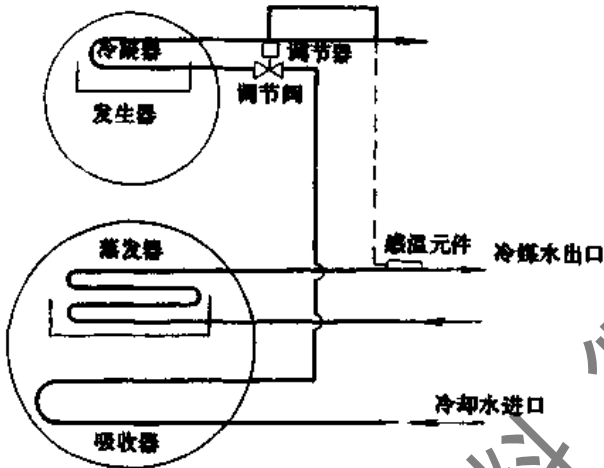


图 21-60 冷却水量调节法

从而使蒸发器出口冷媒水温度保持稳定。

机组在运行中,当外界负荷降低时,蒸发器出口冷媒水温度将降低,由感温元件发出信号,经调节器和执行机构使调节阀动作,减少进入冷凝器的冷却水量。因此,冷凝温度升高,抑制发生器的发生作用,减少制冷剂的发生量,从而降低机组的制冷量。

采用冷却水量调节法时,制冷量的调节范围较窄,一般仅在 80%~100% 左右。这是由于,要使制冷量降得更低,就必须显著地降低冷却水量(如制冷量减少 20% 时,冷却水量需减少 50%)。这样,冷凝温度升高,冷凝器中传热管结垢加剧。这对制冷机的运行是不利的。

(4) 溶液循环量调节法。系统制冷量的变化会引起高压发生器液位的变化,当冷负荷增加时,出水温度升高,如前所述那样蒸汽调节阀开度加大,进入机组内的蒸汽量增加,高压发生器产生的冷剂蒸汽增多,如果不增加溶液量,高压发生器内的液位将下降,温度升高。反之,当负荷减少时蒸汽调节阀减小开度,冷剂蒸汽量将减少,造成高压发生器液

位上升。这两种情况均会造成机组的运行不稳定。高压发生器液位控制系统如图 21-61 所示。

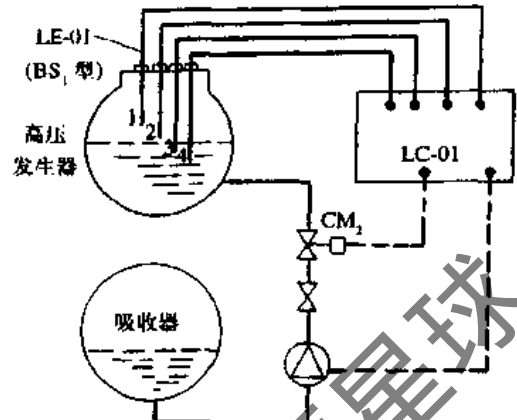


图 21-61 高压发生器液位控制示意图

在高压发生器的筒体内装有液位传感器(LE-01)。液位传感器由四支电极棒组成。高压发生器正常液位在电极棒 2、3 之间,此时溶液调节阀电机停止,阀门保持原状。如果负荷增加,蒸发器出水温度有所升高,蒸汽阀门 TCV-1 打开,高压发生器液位下降,如果电极棒 3 离开液面,调节器 LC-01 发出信号启动溶液调节阀电机 CM₂,溶液调节阀开度增大,加大溶液的循环量,高压发生器液面上升。当液面淹没电极棒 2 时,调节器发出指令,调节阀电机反转关小溶液阀。如果液位继续上升,淹没电极 1 时,此时则有可能是调节阀失灵所致,为防止液位过高引起冷却剂水污染,LC-01 发出指令关闭发生器泵。停泵后当液位下降到电极棒 1 以下时,发生器泵再次启动。由于溶液调节阀处于关小状态,如果液位继续下降,液面低于电极棒 2 后又停于电极棒 3,此时调节阀缓慢打开,使液位保持在电极棒 2 与 3 之间。

21.9.2 附属设备的自动控制

1. 冷却水系统的控制

前面已介绍过,冷却水温度对制冷机运行工况有较大的影响。一般冷却水温低于 21℃,机组容易结晶。冷却水控制系统见图 21-62。一般在冷却水泵前设一温度传感器 TE,当冷却水温低于设定的下限时,调节器全开旁通阀 CMV 同时关闭冷却塔风机 M。当水温升高时,

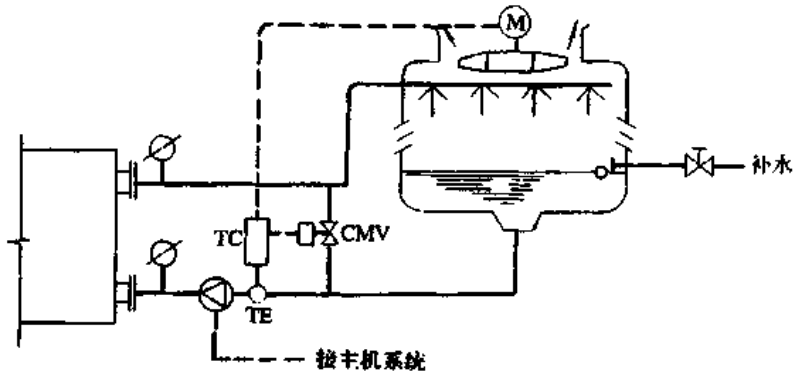


图 21-62 冷却水控制系统

首先启动冷却塔风机 M, 调节器根据 TE 输入的信号与设定水温进行比较, 模拟控制 CMV 的开度。如果水温高于设定上限, 系统可使用声光报警。但这个系统一般只能防止水温过低对系统造成的不良影响, 并不能使水温偏高的冷却水降低温度。

2. 蒸汽温度控制系统

溴冷机组在运行中, 如果所供蒸汽温度过高时, 溶液中的添加剂乙基乙醇和铬酸锂在高温下易发生反应生成

有机酸, 消耗缓蚀剂和表面活性剂, 从而影响机组的制冷量。双效溴冷机高压发生器溶液温度一般控制在 164°C 以下。蒸汽温度超过 175°C , 则应设置蒸汽降温器。蒸汽降温器的工作原理是将蒸汽系统中的冷凝水加压喷入蒸汽管内, 冷凝水雾化吸热蒸发从而降低蒸汽的过热度。由于供气温度是变化的, 蒸汽流量也随负荷变化而变化, 因此降温器的喷水量也要作相应的调节。降温器自控系统原理见图 21-63。

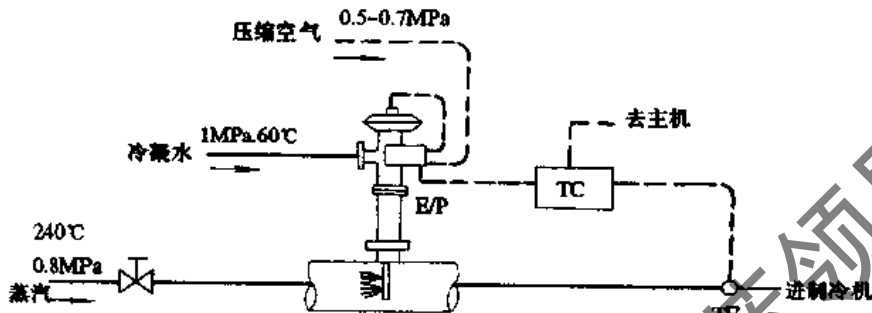


图 21-63 降温器系统原理图

蒸汽管上设一温度传感器 TE, TE 将检测到的温度信号送给温度调节器 TC, TC 根据输入信号输出 4~20 mA 直流电信号, 以驱动执行机构动作, 改变凝水阀的开度, 达到调节的目的。

当蒸汽温度为 175°C , 即等于设定值时, 调节器输出 12 mA 的直流电信号, 降温器喷水适量。当蒸汽温度为 185°C 时, 调节器输出最大信号 20 mA, 此时喷水量为最大。当温度为 190°C 时, 调节器发出报警信号并同时关闭机组停止运行。当降温器后的蒸汽温度为 165°C 时, 调节器输出 4 mA 的直流信号, 关闭喷水装置。降温器喷水部分由一活塞控制, 阀杆带动活塞沿轴向移动调节喷水量。阀杆受一正作用式气动薄膜执行机构控制, 调节器 TC 输出的信号由一直流/压力 (E/P) 变送器转换成压力信号使膜片移动带动阀杆达到控制喷水量的目的。

21.9.3 自动安全保护系统

1. 自动安全保护包括内容

- (1) 高压发生器浓溶液防结晶保护: 溶液温度高于某一温度时报警并关闭加热蒸汽。
- (2) 低压发生器浓溶液防结晶保护: 溶液温度高于某一温度时报警并关闭加热蒸汽。
- (3) 冷水防冻保护: 蒸发器进口冷媒水低于某一温度时发出报警, 吸收器泵停止运行, 并关闭加热蒸汽。
- (4) 蒸发器进口冷媒水断水或压力过低时报警并关闭吸收器泵及关闭加热蒸汽。
- (5) 冷却水断水或压力过低时报警并关闭加热蒸汽。
- (6) 高、低压发生器溶液位过高时发出报警并关闭发生器泵。
- (7) 高压发生器内压力高于某一值时报警并中止加热蒸汽。
- (8) 发生器泵、吸收器泵、蒸发器泵等的过载保护,

任一泵发生故障时均发出报警信号, 并关闭加热蒸汽, 迅速作停机处理。

为了保护溴化锂吸收式制冷机安全运行, 如果继续运行将会导致出现不良后果时, 安全保护系统将根据测出的温度、压力、液位或其他异常, 使溴冷机全部或部分 (如泵、蒸汽阀等) 自动停止, 同时发出声、光报警信号。

2. 溴冷机中常用的保护装置

(1) 蒸发器中制冷剂水和冷媒水防冻装置。

1) 冷媒水流量保护装置。对于溴冷机, 在运行调节中, 冷媒水的调节幅度只相当于额定流量的 80%。由于冷媒水泵的故障原因, 使冷媒水流量大幅度下降, 温度的降低就会产生蒸发器管簇被冻裂的现象。因此, 溴冷机组在运行中设置冷媒水的压力差随着冷媒水流量的增加而增大, 反之则减小。因此可将压差继电器 63EW 的压力管接头两端分别连接蒸发器的进出口, 使继电器的常闭接点串联在主机的控制回路上, 经过流量与压差的整定即可起到较好的保护作用。在运行中, 当冷媒水流量降到额定流量的 80% 时, 制冷机停止运行, 排除故障后, 当流量恢复到额定流量的 95% 时, 再启动制冷机运行。

2) 蒸发器中制冷剂水和冷媒水的防冻装置。在溴冷机的运行中, 如果冷媒水发生故障, 或者出现低负荷, 冷量自动调节失灵, 加热蒸汽量超过需要值时, 引起蒸发温度的过低, 使蒸发器内制冷剂水和冷媒水有冻结的危险, 严重时将会使传热管冻裂, 使设备损坏。为防止此事故的发生, 除可以采用上述的冷媒水流量保护外, 还可以利用装在制冷剂管上的温度继电器进行保护。当制冷剂水温度低于给定值 (如 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$) 时, 温度继电器动作, 使蒸发器泵停止运行, 并关闭供加热的蒸汽阀。这样便可使蒸发器泵的停运而使制冷效果消失, 蒸发器内的蒸发温度升高, 直到制冷剂水温度高于设定值时温度继电器重新闭合, 蒸发器泵恢复运转, 并打开蒸汽阀, 使机组重新投入运行。

(2) 防止溴化锂溶液结晶装置。在溴冷机的运行

中,溴化锂溶液的浓度过高或温度过低,都会发生结晶现象,从而使机组无法运行。前面我们已经介绍过,产生溶液结晶的原因很多,如供加热蒸汽压力的不稳定,加热蒸汽量的突然增大,使发生器出口浓溶液的浓度过高,由于操作不当或系统大量的漏入不凝性气体,运行中的突然停电,由发生器出来的浓溶液来不及稀释等。为了解决溶液的结晶问题,在制冷机的结构上常采用J形管的溶晶装置。此外还配备一些装置以防止结晶的发生。

1) 高压发生器溶液的超温保护装置。高压发生器溶液的温度对机组的性能影响很大,除在蒸汽压力和温度方面设置间接保护装置外,还对溶液的温度进行直接保护。高压发生器的溶液温度测量一般使用铂电阻温度传感器,传感器TE3将温度信号输送给一动圈式电子双位调节器TLS。当溶液的温度达到165℃时,调节器将输出信号关闭蒸汽阀,使设备进行稀释运行。而后进行检查并排除故障,当溶液温度下降到150℃以下时,再启动主机运行。

2) 在蒸发器液囊中装设液位控制器。在机组运行中,当制冷剂水位超过给定值时,液位控制器动作,打开安装在制冷剂旁通管路上的电磁阀,使制冷剂从蒸发器液囊旁通入吸收器,降低溴化锂溶液的浓度,防止由于溶液的浓度过高而结晶。在液位控制器动作的同时发出声、光信号,使运行人员排除故障。

3) 冷却水断水或流量过低的保护装置。机组在运行中,由于冷却水泵故障或其他原因引起的冷却水量过低时,由于吸收器的吸收效果减弱,可能引起发生器出口溶液浓度过高而结晶。因此,在吸收器冷却水管道上安装压力(或压差)继电器,当冷却水压力(或压差)低于给定值时,继电器动作,关闭加热蒸汽并发出警报,使运行人员及时发现和排除。

4) 停车时的防结晶管理。机组在刚停车时,由于发生器中溶液的浓度较高,如果不使其与吸收器中的稀溶液进行混合,可能会由于停车后溶液温度下降而产生结晶。停车时的防结晶是采用延时继电器控制溶液泵和蒸发器泵,使两泵在蒸汽阀关闭后再运行一段时间(一般为10~15min),使吸收器内的稀溶液与发生器中的浓溶液充分混合并使蒸发器中的制冷剂蒸汽被充分吸收。这样系统内各部分的溶液均得到混合与稀释,故可防止由于停机后温度下降而发生结晶。

(3) 防止由于冷却水温度过低而引起蒸发器内冷剂水的污染。冷却水温度的过低,会造成冷凝器中冷凝压力的过低,从而使发生过程变得剧烈,发生器中的溶液可能溅入冷凝器,使制冷剂水被污染。为此,装在吸收器冷却水进口管上的调节阀控制进入冷凝器的冷却水温度。当吸收器进口冷却水温度低于给定值时,安装在吸收器出口管上的温度传感器即发出信号,通过调节器驱动进口处的水量调节阀,减少进入吸收器内的冷却水量,使进入冷凝器的冷却水温保持恒定。见图21-30。

(4) 高压发生器的压力保护装置。溴化锂吸收式制冷机组在运行中,有时会由于供加热的蒸汽阀的失控而开度过大,或由于机组内部不凝性气体过多,以及由于冷却水温过高等原因而造成高压发生器内的压力过高,为

了防止这一故障的发生,将一压力继电器接到高压发生器的液囊上。机组在运行中,当高压发生器内的压力升高而超过一定值时,压力继电器动作,使供蒸汽管路上的加热蒸汽调节阀自动关闭,停止加热,同时使溴化锂吸收式制冷机组在稀释状态下运行,从而起到高压发生器内的压力保护作用。

(5) 溴化锂吸收式制冷机组在运行中冷媒水的低温保护装置。如果溴冷机在运行中,系统的冷负荷很小,冷媒水回水温度较低,即使关闭了供加热用的蒸汽阀,但仍不能停止冷媒水温度的下降趋势时,为了避免制冷机发生冻结事故,在蒸发器封头内安装一支镍电阻温度传感器TE₂,采用动圈式双位调节器26WL。当调节器收到冷媒水温度低于3.5℃的信号时,输出指令,关闭蒸汽阀,使机组转向稀释运行。如果稀释30min后,冷媒水出口温度仍在5.5℃以下时,机器将停止运行,待冷媒水出口温度升到5.5℃后再自动启动机组。如果当稀释运行不到30min,冷媒水出口温度已上升到5.5℃,则机组即转向正常运行状态。

(6) 制冷剂液位的保护装置。蒸发器液囊里的制冷剂水位在运行工况发生变化时,波动较大。液位过高可通过溢流来解决,如果液位过低,则会造成蒸发器泵的气蚀。为此,在蒸发器的液囊里装两支液位传感器(LE-33),当液位下降时输出信号给液位调节器(33F),使蒸发器泵停运。

(7) 屏蔽泵的保护装置。屏蔽泵是溴冷机运行的动力设备,在运行中引起屏蔽泵故障的原因主要有:吸入口液体的灌注高度不够而产生气蚀现象;泵叶轮的卡死而产生过负荷,使电机烧毁;润滑油的压力过低而使轴承烧坏;冷却液温度过高,使电机损坏;电机缺相运转,电源负载不平衡等。为防止上述事故发生,在溴冷机组中一般采取下列保护措施。

1) 在屏蔽泵的电机主回路中配置热继电器以防止由于过负荷运行,电流过大而烧毁电机,配置缺相保护器使电机在缺相时停止运转而保护电机。

2) 在蒸发器、吸收器的液囊中配置液位控制器,以保证屏蔽泵有一定的吸入高度,防止汽蚀的发生。

21.9.4 溴冷机组的启动、运行程序及停机程序

采用可编程控制器或微型机控制机组的启动、运行程序原理框图如图21-64所示。

溴冷机的启动、运行及停机的手动操作是比较麻烦的。在自控系统中采用中间继电器或时间继电器等元件,使机组各部分按一定的时间顺序启动或停止,自动协调地进行工作。同时前述的所有保护和调节装置综合地结合在一起,就可组成一个完整的自动控制系统。

但是由于使用继电器构成自控系统,往往结构复杂,环节较多,因此在目前大部分的溴冷机组的自控系统中均采用可编程控制器作为控制器,采用可编程控制器控制的溴冷机组的启动、运行及停车时,仍保留手动控制的功能,在可编程控制器的自控系统与手动控制系统之间设置一转换开关,以保证在程控器一旦发生故障时,用手动的方法继续运行,避免事故的发生。

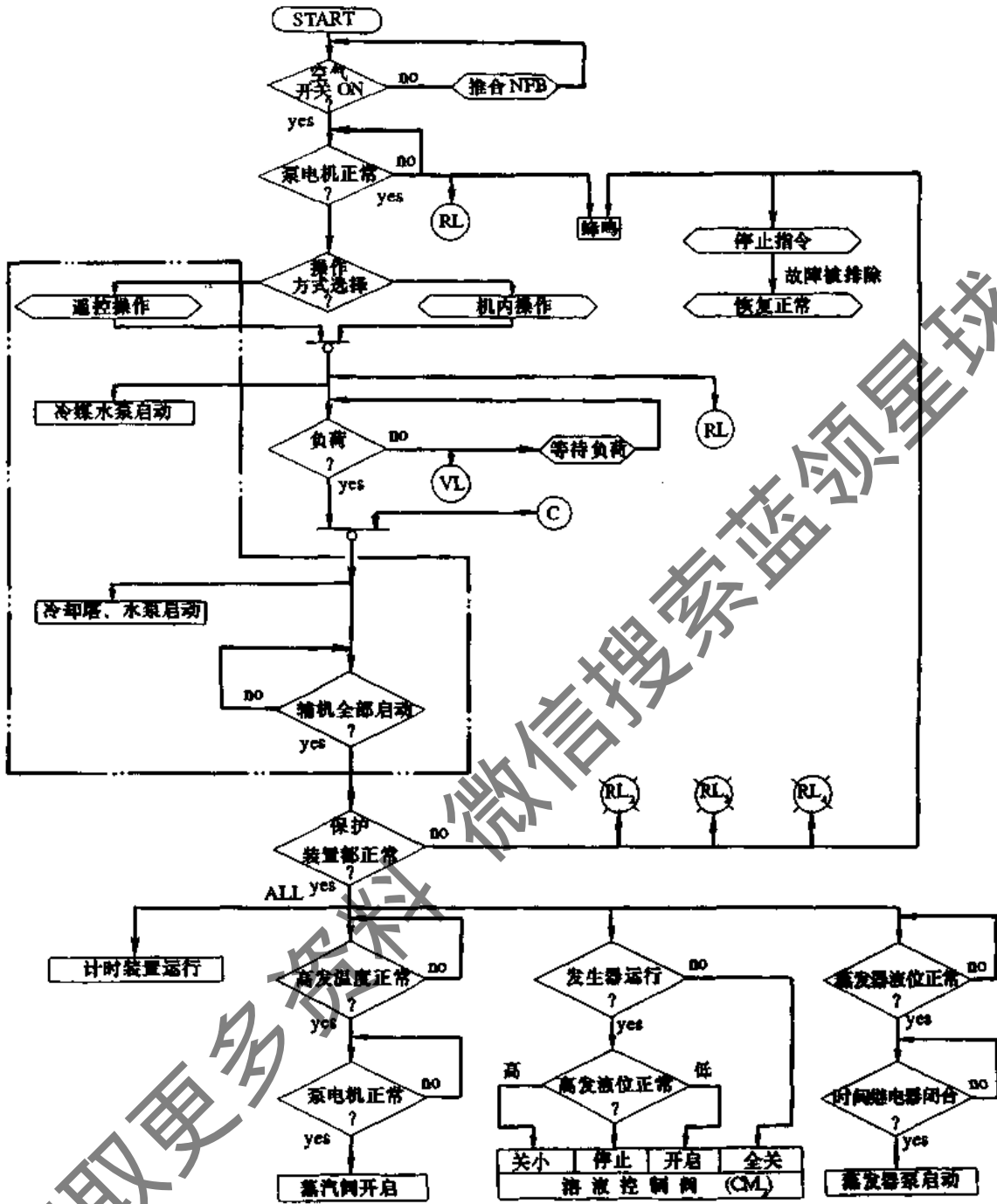


图 21-64 溴化锂制冷机启动程序原理框图

1. 启动运行程序

(1) 送电源,控制台(或柜)上将会显示各部分状况,在无异常时即可将机组投入启动运行。此时如果系统内有某一个或几个电机的热继电器脱开或有故障,报警器将会发出声、光报警信号,待故障排除后,机器方能接受运行指令。

(2) 机组的运行人员可以在现场也可以在集中控制室中用遥控方式发出启动指令,此时机组启动指示灯亮。

(3) 根据程序指令,冷水泵自动启动,如果冷水的回水(即蒸发器冷水进口)温度低于轻负荷保护设定值,则

轻负荷指示灯亮,运行指令将停止执行。冷水泵将使冷水系统循环运行,在外界冷负荷上升,蒸发器冷水进口温度超过设定最低值时,运行指令将继续执行。

(4) 启动冷却塔、冷却水泵、降温器等全部辅助设备,系统中各自动保护装置进入程序。如果冷却水流量、高压发生器压力等有一项不正常时,即发出声、光报警信号。运行指令停止执行送返到初始状态。如果安全保护装置均正常,说明各项准备工作已完成,则可启动主机。

(5) 发生器泵、吸收器泵启动,蒸汽阀此时将缓缓打开,各调节装置均将按设定参数运行,10min后启动蒸发

器泵。在蒸发器泵启动前的 10min 内,蒸汽阀在缓慢的打开过程中,高压发生器内的溶液浓度将上升,但由于制冷剂水量较少,只靠冷凝器供液管向蒸发器喷水,制冷量上升较慢,10min 后制冷剂水位上升,蒸发器泵启动,喷水量

较大地增加,蒸发换热剧烈,制冷量急剧上升,大约在 15min 后制冷量可达制冷能力的 80%,大约在 40min 后左右,机组进入完全正常的运行

2. 停机程序

溴冷机组的停机分为指令停机和保护停机两种。

(1) 指令停机。机组在接到系统控制中心发来的停机信号时,首先供加热的蒸汽阀将自动关闭,此时溶液泵在指令程序的控制下还将继续运行 30min 对溶液进行稀释,如果在 30min 内蒸发器的液位低于控制高度时,蒸发器泵将自动停止运转,在对溶液进行稀释的过程中,溶液泵和溶液调节阀仍受控。稀释结束后,溶液泵、冷却塔、冷却水泵、冷水泵及降温装置均将自动停止运转,停机结束。停机程序见图 21-65。

(2) 轻负荷停机。如果在运行中负荷减小,蒸发器进口冷水温度低于轻负荷设定值,则发出信号,自动关闭蒸汽阀。溶液泵将继续运行;如果在 30min 内,蒸发器进口水温上升(即轻负荷升高),机组将恢复运行。如 30min 后轻负荷没有上升,此时则溶液泵、蒸发器泵先后停止,冷却塔和冷却水泵停运,从而使机组处于停运状态。

21.10 溴化锂吸收式制冷系统中的设备维护、保养与检修

21.10.1 溴冷机组的停机保养

溴化锂吸收式制冷机的运行,是依靠机组内的高真空度来保证的。其机内的绝对压力应当是溴化锂水溶液在测定时环境温度下的饱和水蒸气压力。例如:浓度为 50% 的溴化锂溶液,在环境温度为 18℃,由溴化锂溶液的 $h-s$ 图可知其饱和水蒸气压力为 0.507kPa。如果机组内的绝对压力大于 0.507kPa 时,则说明机组内漏入空气或由于腐蚀而产生氢气。漏入的空气又会使机内产生较为严重的腐蚀,因此无论在运转期间还是停机期间均应注意机组的密封问题,正确的维护、保养则是解决这一问题的有力措施。

1. 短期的停机保养

短期停机保养是指停机时间在两周以内的保养。此时的保养:一要将机内的溴化锂溶液进行充分稀释,二是保持机内的真空度。因此应于每日早、晚两次进行真空度的监测。为了使测得的真空度可信,在观察测压仪表前应将发生器泵和吸收器泵启动运转 10min,而后观测数据并与前次所测数据进行比较。

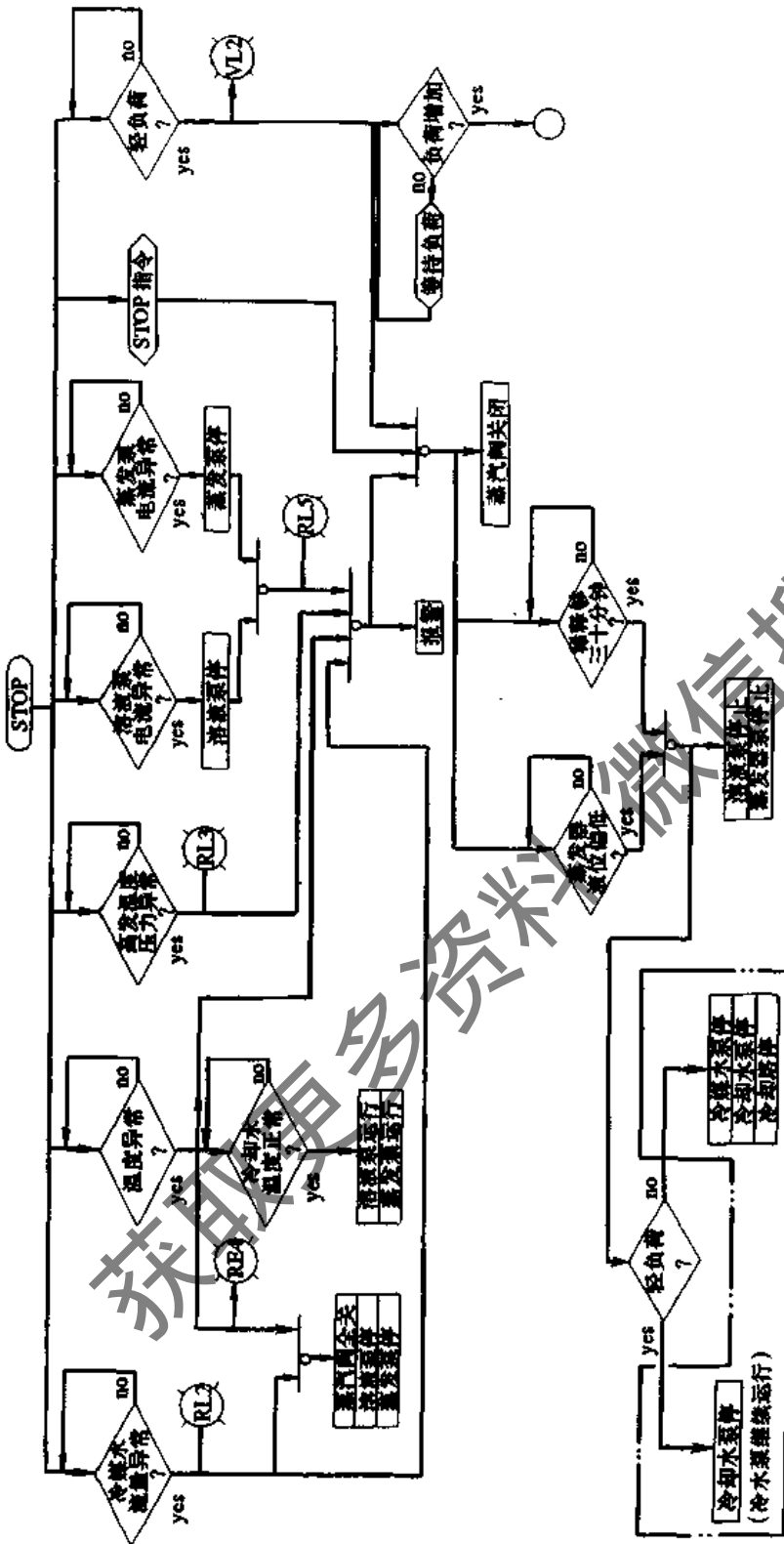


图 21-65 溴化锂吸收式制冷机停机程序原理框图

如需检修屏蔽泵、清洗喷淋管或更换真空隔膜阀片等,应事前做好充分准备,以便在6h小时内完成,因为国家规定,溴冷机的曝气时间一般不应超过6h。如在局部曝气条件下可以解决的,决不要进行整机曝气,以减缓溶液对机内金属材料的强烈腐蚀。而且在检修后应立即做正压检漏和真空检测,直到合格为止。

2. 长期停机的保养

溴冷机组在长期停机时,应将蒸发器内的制冷剂水全部旁通至吸收器,以达到使吸收器内的溶液均匀稀释的目的,以防止在环境温度下结晶。在冬季,如果溶液浓度不高于60%,室温保持在20℃以上即无结晶危险。为减少溶液对机组的腐蚀,最好将溶液排入贮液器内,然后充氮进行保养。同时可向蒸发器内旁通入少量溶液以防泵冻坏。

停机期间的保养一般是采用真空保养和充氮保养两种方法。充氮保养是在停机后确定机组无泄漏时,向机组内充入49kPa(表压)左右的氮气,使之始终处于正压状态,充氮机组即使出现泄漏,由于机内的正压作用也不会有空气漏入,如果一旦发现泄漏即可随时进行检漏。

在机组运转前应进行一次彻底检漏,当确认机组密封质量合格时,将氮气抽出,使其具备开机运转的真空条件。

机组的真空保养是在停机后使机内保持较高的真空度。溴冷机对于真空度有严格要求,目前通用的标准是机内允许剩余压力为66.67Pa(0.5mmHg)。

国家规定,溴冷机的表面空气渗透量为0.0133Pa/s,有的溴冷机的表面空气渗透量达0.0266Pa/s。对于600~900RT的溴冷机在24h内将会渗入1.73mL的空气,以停机9个月计,将渗入467mL空气。因此,在停机期间应定期检查并处理机组的真空度,否则将会产生严重的设备腐蚀,甚至造成机组的报废。

除上述处理外,还应将发生器、冷凝器、蒸发器和吸收器封头箱内的积水排净,所有的电气设备与自动化仪表均应注意防潮。

3. 停机期间机组内压力的检测

溴冷机组在停机期间,为了保持机组良好的密封性能,应定期对其进行压力检测,同时对检测数据计算比差(即前一次监测和后一次监测数之差),填入表内。如表21-10。

表 21-10 溴化锂制冷机停机压力监测表

记录时间 ____年 月 ____		环境温度 t	大气压		机内压力变化		
			(mbar)	(mmHg)	正压(充氮)		负压(真空)
				(mmHg) Pb	比差 Pb	(mmHg) Pz	比差 P
1	8.00						
	16.00						
2	8.00						
	16.00						
3	8.00						
	16.00						
4	8.00						
	16.00						
5	8.00						
	16.00						
6	8.00						
	16.00						
7	8.00						
	16.00						
8	8.00						
	16.00						
9	8.00						
	16.00						
10	8.00						
	16.00						
⋮	8.00						
	16.00						

如果比差超过允许值,说明机组密封性下降。但两次监测数值如略有超限时,并不完全说明机组出现泄漏,由于机组压力的波动还将随机组所处环境的温度波动而变化。

4. 机组泄漏的检修

压力检漏在前面我们已有介绍。可在充氮后用浓度为5%的肥皂水少许涂抹或淋滴在检漏位置上,如果泄漏较大,会马上出现气泡;如果泄漏轻微,涂抹肥皂水1~2min后,漏点处会出现形状如海绵的细泡。漏点查出后,则应认真进行处理。在对泄漏处进行处理时,不论是采用胀管、焊接或者更换密封垫片等,都必须首先对机组进行泄压,以保证安全和维修质量。

(1) 传热管胀口泄漏的处理。应首先对管口和胀口部位的积水和污物进行清洁处理,尔后将胀管器插入管口进行扩张。扩张时应垂直用力,不可用力过大,以免造成过胀。如果过胀,不但被胀管口本身的泄漏不好消除,而且相邻胀口也会因为受力挤压变形而产生泄漏。

(2) 焊接处理。如果需要进行焊接补漏时,也须将需要焊接补漏的部位进行清洁处理,焊接质量必须符合焊接标准,焊接铁渣、氧化皮等应及时清除,不得使其进入机内,以免在机组运行中损坏屏蔽泵和堵塞喷嘴。

(3) 更换真空阀门或密封垫片。真空阀门(隔膜阀、球阀和蝶阀等)在装机前应进行正压试验,试漏时可使用无油压缩空气或氮气向阀体内充压至0.2~0.3MPa,然后用肥皂水进行检漏。

在更换阀门和密封垫片时,阀门、法兰盘端面 and 垫片必须进行清洁处理,应做到光滑平整。紧固螺栓时应用力均匀,不要用力过猛过大,以免损伤设备和垫片。

如果由于传热管本身的质量问题或由于腐蚀,过热击穿等原因造成微漏,使用肥皂水则很难发现其泄漏。因此,此时一般可采用微压计或U形压力计检漏法进行检漏。其检漏方法在前面已有介绍。

在机组泄漏处理后,可向机组内充氮使其升压到39~53kPa(表压)后观察机组内压力变化情况,以判断其密封性能是否达到标准。为了测量准确性,一般可使用U形水银压力计进行测量。开始检查时,可记下机组的初始压力 p_1 ,大气压力 B_1 ,环境温度 t_1 ,经过24h后再测定机组内压力 p_2 ,大气压力 B_2 和环境温度 t_2 ,并计算机组因泄漏所引起的压力降 Δp 值:

$$\Delta p = (B_1 + p_1) \frac{273 + t_2}{273 + t_1} - (B_2 + p_2) \quad (\text{mmHg}) \quad (21-5)$$

如果24h后 $\Delta p < 66.67\text{Pa}$ (0.5mmHg),即可认为密封性能符合要求。

在对机组进行真空检漏时,如果机组内残存有水分时,这些水分将会随着机组内的真空度升高而蒸发,因此

机组内的压力将始终是水蒸汽的饱和压力。只要机组内有水存在,则根本无法将机组内的绝对压力抽至66.67Pa以下。所以此时只要把真空度抽到与室温相应的水(或溴化锂水溶液)的饱和压力即可定压观察。经24h后,如果机组内绝对压力升高不超过66.67Pa(0.5mmHg)即可认为机组内的气密性是合格的。

真空检漏时常用U形水银差压计,也有使用U形绝对压力计和旋转式真空计等。

由于机组内绝对压力的变化一样与大气压和环境温度有关。因此,考虑大气压和环境温度对机组绝对压力变化的影响,可用下式求出因泄漏而引起的绝对压力的升高 Δp :

$$\Delta p = B_2 - p_2 - (B_1 - p_1) \times \frac{273 + t_2}{273 + t_1} \quad (\text{mmHg}) \quad (21-6)$$

式中 B_1 ——初测时当地大气压值(mmHg);

t_1 ——初测时环境温度($^{\circ}\text{C}$);

p_{1} ——初测时机组的真空度(mmHg);

B_2 ——试验终了时当地大气压值(mmHg);

t_2 ——试验终了时环境温度($^{\circ}\text{C}$);

p_2 ——试验终了时机组内真空度(mmHg)。

同样,绝对压力值与测量时的环境温度有关,考虑温度对绝对压力的影响而使机组压力升高 Δp 按下式计算

$$\Delta p = p_2 - p_1 \times \frac{273 + t_2}{273 + t_1} \quad (\text{mmHg}) \quad (21-7)$$

式中 p_1, t_1 ——初试验时机组内绝对压力(mmHg)和温度($^{\circ}\text{C}$);

p_2, t_2 ——试验终了时机组内绝对压力,mmHg和温度 $^{\circ}\text{C}$ 。

21.10.2 制冷机组的检修

1. 设备的运行检查

溴冷机在使用期间,应定期进行检查,以及早发现隐患及早排除,为做好设备管理,保证机组稳定、高效地运行打下好的基础。定期检查的项目及周期见表21-11。

2. 设备的检查和维修周期

为了较好地安排维修任务,在保证制冷机及其辅助设备质量完好的前提下,提高效率,降低维修费用,做到经济运行,须制定出设备检查和维修周期。设备的检查和维修周期见表21-12。

3. 设备完好的技术条件

溴冷站设备完好技术条件见表21-13、表21-14和表21-15。

表 21-11 溴化锂制冷机运行中检查项目及周期

序号	检查项目	检查内容	检查周期			
			开始	每日	每周	每月
1	屏蔽泵	1. 有无异常声音; 2. 电机外壳温度; 3. 运行电流		✓	✓	

(续表)

序号	检查项目	检查内容	检查周期			
			开始	每日	每周	每月
2	真空泵	1. 抽气性能; 2. 油质; 3. 皮带松紧度	✓		✓	✓
3	制冷剂	密度	✓		✓	
4	溶液	1. 浓度; 2. pH值; 3. 铬酸锂; 4. 辛醇	✓ ✓ ✓			
5	气密性					
6	手动真空阀门	1. 泄漏; 2. 灵敏度				✓
7	冷却水	1. 投药; 2. 排污; 3. 补水; 4. 化验		✓ ✓ ✓		
8	水泵	1. 阀门; 2. 轴承			✓ ✓	
9	冷却塔	1. 布水器; 2. 风机			✓	✓

表 21-12 溴化锂制冷机组设备检查及维修周期

项目	检查和维修内容	查修周期				备注
		每日	每周	每月	年	
制冷机组	1. 传热管排清洁度; 2. 机组全面检漏; 3. 机外的防腐蚀; 4. 水室管板的除锈防腐; 5. 凝水疏水器的检修; 6. 隔膜阀的检修; 7. 密封性能的分析	✓	✓		1 1 2 1 1	运转期内
屏蔽泵	按检修及技术标准大修				3	
真空泵	1. 按检修及技术标准大修; 2. 擦			✓	1	运转期内
风机 减速器	1. 按检修及技术标准大修; 2. 检查	✓	✓		1	运转期中
水泵	1. 按检修及技术标准大修; 2. 检查小修	✓			1	运转期内
阀门	1. 擦检、防腐蚀; 2. 润滑			✓	1	运转期内
溶液	1. 溶液的净化处理; 2. 溶液 pH 值及缓蚀剂浓度分析; 3. 溶液浓度分析		✓		2	按需要
自动控制	1. 动作是否正常; 2. 给定值		✓		1	
电器 控制屏	1. 电器绝缘性能; 2. 程序动作				1 1	

表 21-13 溴化锂制冷机组设备完好的技术条件

项目	检查项目	技术要求	备注
主机	1. 机组密封; 2. 传热管排清洁; 3. 机外防腐蚀(包括皿器管板、水室等); 4. 隔膜真空泵; 5. 控制仪表; 6. 机体部分保温; 7. 溶液: 溴化锂溶液浓度; pH 值 铬酸钾含量 浑浊情况	1. 24h 下降值 $\leq 66.7\text{Pa}(0.5\text{mmHg})$; 2. 管内壁光洁呈金属本色; 3. 全部做除锈,涂防腐材料; 4. 密封良好,隔膜无老化; 5. 灵敏、可靠; 6. 完整无损坏; 7. 溶液: 符合工艺要求(一般为 56%~58%) 9.0~10.5 之间 0.1%~0.3% 纯净无沉淀物	
屏蔽泵	1. 石墨轴承与推力盘径向间隙; 2. 叶轮与口径环径向间隙; 3. 转子窜量; 4. 叶轮静平衡; 5. 过滤器; 6. 密封性能; 7. 电机绝缘	1. 0.15mm; 2. 0.2~0.3mm; 3. 1.0~1.5mm; 4. 摆动角度不超过 10° ; 5. 干净、无腐蚀孔洞; 6. 正压检漏无泄漏; 7. 不低于 0.5M Ω	最大不超过 0.25mm 最大不超过 0.6mm
真空泵	1. 定子、转子旋片粗糙度; 2. 泵体内清洁; 3. 润滑油孔; 4. 轴封与密封环; 5. 阀片; 6. 电磁阀; 7. 极限真空度	1. 保持平整光滑; 2. 干净无污物; 3. 畅通无堵塞; 4. 严密而可靠; 5. 灵活适中; 6. 性能可靠; 7. 符合要求	不准有明显划伤、沟槽
管道		按设计要求做好保温及防腐蚀,不准有锈蚀、泄漏	
阀门		严密、灵活、无泄漏	
制冷量		不低于 90%	可结合设备实际情况和外界条件而定

表 21-14 冷却塔轴流风机完好的技术条件

项目	检查项目	技术要求	备注
检修内容	叶片安装角度 叶片与周围间隙 叶根与轂骨间隙 喇叭口(导风圈) 轴弯曲 轴承温升 叶轮静平衡 主轴与轴承配合 主轴与叶轮配合 各部螺丝 电器设备 防腐蚀	$\pm 1^\circ$ \leq 风机叶轮直径的 4% 不小于 2mm,不大于 5mm 光滑、严密与叶轮间隙均匀 小于 0.05mm 环境温度 + 20 $^\circ\text{C}$ 摆动角度不大于 20° JS $_6$ (过渡配合) H $_6$ (间隙配合) 无松动、缺少 安全、清洁、可靠、绝缘良好(不低于 0.5M Ω) 防腐涂料全面有效	亦可按轴径的 1%检验 或者偏重不大于 25g
试运转	时间 机械状态 性能	不少于 12h 轴承温升低于环境温度 + 20 $^\circ\text{C}$ 无振动、异常声音及润滑良好 风量及电流、电压、功率达到设计指标	

表 21-15 溴化锂吸收式制冷站离心水泵完好技术条件

项目	检查项目	技术要求	备注
检修内容	泵座水平	纵向 0.5mm, 横向 0.35mm	或者小于 3g (直径小于 300mm 以下)
	泵轴弯曲	小于轴径 1‰	
检修内容	叶轮静平衡	摆动角度不大于 15'	
	轴与轴承配合	JS ₆ (过渡配合)	
	轴与水轮配合	H ₆ (间隙配合)	
	叶轮与口环间隙	0.35mm (半径方向)	
	联轴器同心度	小于 0.1mm	
	联轴器间隙	2~4mm 四周均匀一致	
	联轴器与轴配合	h ₆	
	盘根 (密封填料)	松紧适宜 (允许滴水 40~60 滴/min)	
	出口阀门	灵活严密	
	试运转	时间	
机械状态		轴承温升小于室温 + 20℃, 无异常声音, 无大的振动, 润滑良好	
性能		输水量、水压力、耗电达到设计指标	

4. 制冷机组的检修

(1) 制冷机组的清洗。

1) 传热管水侧的清洗。溴冷机在运行一段时间后, 水一侧传热管 (如冷凝器、蒸发器和吸收器等) 内不可避免地会沉积一些泥沙、菌藻等污物, 甚至出现一层水垢, 从而使传热管的热阻增加, 传热效率下降, 致使吸收器的放汽范围减小, 冷凝温度升高等, 使机组的制冷量下降。因此在停机后, 应对机组的传热管进行清洗, 以减缓腐蚀, 增强传热。对传热管水侧的清洗方法有两种:

① 工具清洗。如制冷机停机检查, 在传热管水侧没有发现结垢, 而只是一些污物和沉淀物时, 则可使用工具清洗法进行清洗。清洗前可准备一支气枪 (如图 21-66) 和一批尼龙刷 (如图 21-67)。

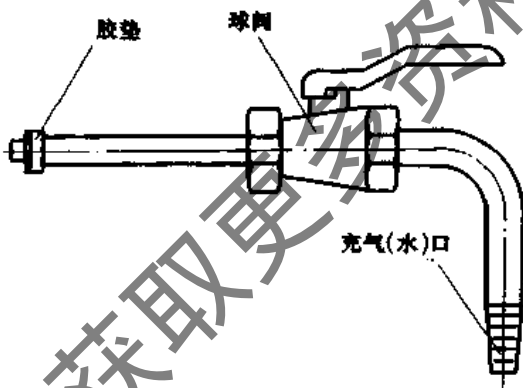


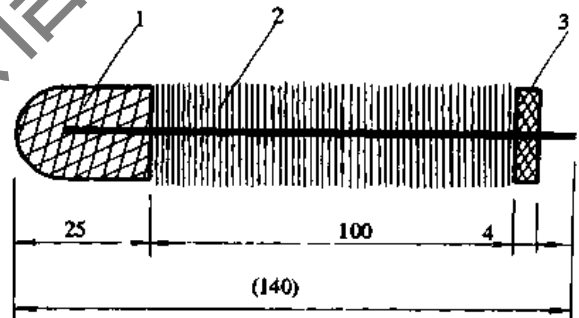
图 21-66 气枪示意图

清洗方法如下: 首先用 0.7~0.8MPa 的压缩空气将传热管内的泥沙吹除一遍, 以防止由于泥沙过多而使刷子无法冲出。然后用尼龙刷进行清洗。将装有橡皮头和气堵的尼龙刷插入管口, 用不低于 0.7MPa 的无油压缩空气把刷子打向传热管的另一端, 如此进行 2~3 次, 即可将管内的污物全部带出, 然后再用 0.3MPa 的清水将每根管子冲洗 3~4s, 并用高压空气吹净管内积水, 最后用干净棉球吹擦 2 次。至此传热管内表面即可达到所要

求的清洁、干燥程度。

② 药物清洗。对于传热管已经结垢, 由于管内径的缩小, 使用尼龙刷清洗则不起作用, 此时则采用药物清洗较为适宜。

实验证明, 81-A 型酸洗剂溶垢性能较硫酸等强酸为好, 而且对紫铜的腐蚀率仅为 $5.7 \times 10^{-5} \text{g/cm}^2 \cdot \text{h}$, 是相同条件下硫酸腐蚀率的三分之一。

图 21-67 尼龙刷示意图
1-橡皮头; 2-尼龙刷; 3-氣堵

使用 81-A 酸洗液的工艺过程为: 在酸液箱内分批配置 81-A 水溶液, 溶液浓度以 10% (1.36kg 药/kg 垢) 为宜, 然后用泵输入酸洗的传热管内, 如图 21-68 所示。将酸洗液充满所有传热管和辅助管, 且使酸液箱内的液位保持 $\frac{2}{3}$ 高度, 以保证酸洗泵的正常运转。而后启动酸洗泵正常运转。为了增强溶垢能力, 缩短酸洗时间, 一般可将酸洗液加热至 50℃, 并保持始终。循环酸洗时间一般不超过 4~5h。同时, 为防止在酸洗过程中, 由于化学反应, 酸液产生大量泡沫溢出溶液箱。可向酸液中加入 50~100mL 柠檬酸三酐酯。如果酸洗液配合适当, 当酸洗液的 pH 值达到 3 时, 水垢即可全部消除, 同时酸洗液的溶垢能力也已消失。

酸洗结束后, 应立即用清水冲洗。其方法为: 将传热管及所有辅助管道中的酸液彻底排除, 向酸洗部位充入自来水并启动泵运行 20min 后放掉, 可重复进行 2 次。

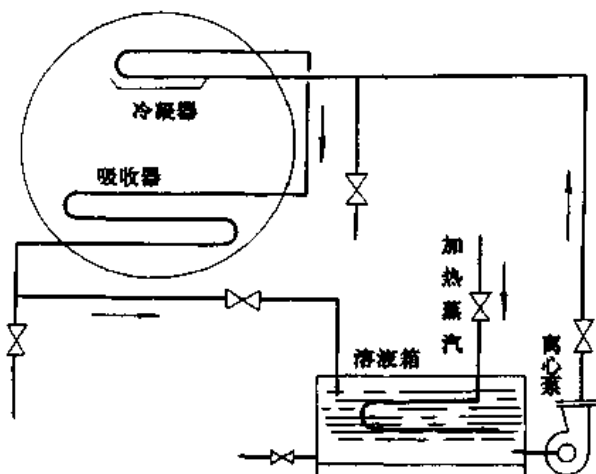


图 21-68 化学清洗流程示意

尔后再向酸洗部位充满自来水,并加入 0.2% 的 Na_2CO_3 进行中和,启动泵运行 20min 后排掉,当清洗水中 pH 值达到 7 时即可认为合格。酸洗后的传热管,为防止其锈蚀,可用无油压缩空气或氮气将管内积水吹净,再用棉球吹擦两次,以保持干燥。

在进行酸洗时,如一时无法解决 81-A 酸洗液时,可采用如下的化学试剂来配制酸洗液:

盐酸 4%~6%;乌洛托品 0.3%;

硫酸 0.05~0.1%。

酸液配制的温度以 50~60℃ 为宜,不得超过 65℃,酸洗时间为 8~10h。

酸洗的程序为:用自来水冲洗,直至无溴离子,同时检验酸系统有无泄漏;在贮槽内配置酸洗液,并加热至 60℃,进行酸洗循环,并适当加入缓蚀剂;用自来水冲洗,在冲洗水 pH 值达到 4 时,再使用含水合肼 20~40ppm 的自来水排酸至中性,最后再用蒸馏水排酸,使用 Na_3PO_4 溶液 0.3% 和 NaOH 溶液 0.5% 混合液,在 80~90℃ 下循环进行中和大约 8h,称为钝化,最后排出中和液,进行干燥处理。

使用盐酸作酸洗剂时效率高,价格低。但由于盐酸具有强腐蚀性,因此配比一定要适当,要谨慎操作,注意安全。

盐酸的清洗过程是一个化学溶解和机械剥离同时发生的过程,一方面腐蚀产物(主要是 Fe_2O_3 、 Fe_3O_4 、 FeO)与盐酸作用产生一定数量的氢气,氢气储藏于铁锈与铁表面之间,使腐蚀产物机械脱落。钝化的目的—是中和机内局部残留的酸液,二是在金属材料表面形成一层起缓蚀作用的保护膜。

2) 溴冷机组内的清洗。溴冷机组在经过一段时间的运转后,应进行保养。如果发现溶液混浊或从视镜内

观察机组内杂质较多时,则应对机组进行清洗。

① 清洗方法一。清洗前应先 将机组内的溶液排净,然后拆下吸收器泵,机体管口法兰用胶垫盲板封上,将吸收器泵的进口倒过来接在吸收器喷淋管口上(也就是把泵的进口倒过来接在出口管上),取下高压发生器的视镜,往机内注入纯水或蒸馏水(其液位应到蒸发器的液盘上),再把视镜装在原来的位置上,启动发生器泵 1~2h,让杂质尽量沉积在吸收器内。再往机内充入 0.1~0.2MPa 氮气,此时启动吸收器泵,将水从吸收器喷淋管中倒抽出来,以除去喷淋管中的沉积物,直到水位低于喷嘴抽不出来为止,最后将吸收器内剩下的水由进口管全部放出,此时可看到大量的沉积物随水流出。

② 清洗方法二。用自来水冲洗上、下筒体,使用带压自来水冲洗各热交换器管簇上附着的沉淀物和配合物,把污水从最低端排净后,往机内冲入与正常开机所需溶液等量的自来水,启动吸收器泵,发生泵运转 30min,将污水排净,再用自来水冲洗,排水、开泵循环,如此反复进行数次,直到排出的水清亮为止。

用自来水冲洗干净后,为避免水中有害离子残存于机内,再使用蒸馏水冲洗罐体与罐簇,为保证安全,可使用蒸馏水连续冲洗两次。

将屏蔽泵拆开检修,把残存于屏蔽泵过滤系统、泵内以及各阀体内的残渣,再用蒸馏水冲刷后,按检修标准重新安装,再将机组系统抽真空。

为了彻底清洁机组内部,在充入溴化锂溶液之前,先充入与开机时所需溴化锂溶液等量的蒸馏水,而后按正常开机顺序,往机组送冷却水,使用蒸汽,把充入的蒸馏水当做溴化锂运行,进一步冲洗机组内部。发生器产生的水蒸气,在冷凝器内冷凝后进入蒸发器液囊,当液囊水位达到一定液位时,启动蒸发器泵,使凝结水在蒸发器中循环,吸收器泵、发生器泵同时运转,对各管簇进行再次清洗。运行一段时间后,将水排出,并将机组再次抽真空。

向机组内充入氮气,利用正压将水从放液阀压出,同时对各设备连接部位,屏蔽泵接口部位,进行气密性检查并处理。

将机组再次抽真空,待稳定后,方可充入溴化锂溶液。

(2) 密封件的更换。溴冷机上使用的密封部件,有真空隔膜阀,高真空蝶阀, O 型橡胶密封圈、橡胶板和聚四氟乙烯密封垫等。

为了保证密封件的密封性能,除保证密封件的质量可靠和合理的更换方式外,还应制定出密封件的更换周期。一般密封件的更换周期见表 21-16。

表 21-16 密封件更换周期表

密封件名称	使用部位	流通介质	工作温度(℃)	更换周期(年)
真空隔膜阀	溶液取样	溴化锂溶液	42~50	4
真空隔膜阀	截止制冷剂水取样	空气,制冷剂水	常温~10	4
真空隔膜阀	抽空系统	空气	常温	2
真空隔膜阀	换热器液溶液出口	溴化锂溶液	60~65	3

(续表)

密封件名称	使用部位	流通介质	工作温度(℃)	更换周期(年)
真空隔膜阀	换热器稀溶液进口	溴化锂溶液	40~45	4
真空隔膜阀	大U形管	冷剂蒸气凝结水	95	2
真空隔膜阀或蝶阀	吸收泵出口	溴化锂溶液	50~60	5
真空隔膜阀或蝶阀	蒸发泵进口	冷剂水	5~10	5
真空隔膜阀或蝶阀	发生泵、吸水泵进口	溴化锂溶液	42~60	5
视镜密封圈	高压发生器	溴化锂溶液	95~150	1
视镜密封圈	蒸发器	冷剂水	5~10	4
视镜密封圈	吸收器	溴化锂溶液	40~45	4
屏蔽泵密封垫	泵体连接	冷剂水、溶液		随大修更换
屏蔽电机密封垫	电机连接	冷剂水、溶液		随大修更换

更换部件,一般指密封件中的橡胶隔膜、橡胶垫片,聚四氟乙烯垫片和O型胶圈等,一般不换阀体。但是铝合金材质的溶液取样阀,如果溅上溴化锂溶液时,腐蚀严重、可视损坏程度而更换。

新阀门必须做正压试验,并确认无泄漏时再行更换。

21.10.3 屏蔽泵的检修

屏蔽泵在溴冷机组中为运转设备,它是由泵和电机构成一密封体。其零件的配合精度较高,如水轮的静平衡,水轮密封口与密封环的径向间隙,石墨轴承与推力盘(轴套)的径向间隙,水轮轴向窜动量及屏蔽泵修复后整体的密封性等,都有严格的技术规定。因此屏蔽的修理应由经验较丰富的机修工进行。

1. 屏蔽泵水轮的静平衡

无论是新装屏蔽泵还是旧泵检修,都必须对水轮进行静平衡校验,以免在高速运转中由于质量的不平衡而产生附加离心力,使屏蔽泵出现振动。实验表明,当水轮不平衡值为9g时,屏蔽泵运转明显振动,噪声值高达78dB。运转100h后,石墨轴承内径由 $\phi 60.03\text{mm}$ 加大到 $\phi 60.06\text{mm}$,而且不圆度明显增加,当水轮进行平衡校验后,再运转100h,其内径由 $\phi 60.03\text{mm}$ 加大到 $\phi 60.032\text{mm}$,且振动大幅度下降,双振幅低于0.12mm,噪声值由78dB降到59dB,运转稳定。

2. 水轮与密封环的径向间隙

为防止水轮压出的部分流体,由屏蔽泵出口短路返回吸口降低工作效率,应控制水轮和密封环的径向间隙不能过大,一般为0.2~0.3mm(半径方向)为宜。表21-17为水轮与密封环径向间隙对出口压力影响的实验数据,表21-18为间隙表。

表 21-17 不同径向间隙水泵出口压力的变化

水泵型号	水泵与密封环径向间隙 (mm)	出口压力变化 (MPa)
80EZ-31	0.25	0.320
80BZ-31	0.50	0.315
80BZ-31	0.80	0.307
80BZ-31	1.76	0.240

表 21-18 水轮与口环的径向间隙

口径内径	水轮与口环的径向间隙(mm)(半径方向)	
	装配间隙	允许最大间隙
80~120	0.09~0.220	0.40
120~150	0.103~0.255	0.40
口径内径	装配间隙	允许最大间隙
150~180	0.120~0.280	0.60
180~220	0.135~0.315	
220~260	0.160~0.340	0.70
260~290	0.160~0.350	
290~320	0.175~0.375	
320~360	0.200~0.400	0.90

3. 石墨轴承与推力盘径向间隙

屏蔽泵所使用的石墨轴承是由石墨粉浸渍喷树树脂压制而成,其组织密度和硬度虽比不上铜材质轴承,但如果有良好的冷却和润滑,其耐磨程度还是较高的,其运转使用的最长寿命可达8640h。

石墨轴承的耐磨程度取决于石墨轴承与推力盘径向间隙,此间隙一般控制范围为0.15~0.30mm,如小于0.15mm则更好。

经验证明,合理的径向间隙和良好的润滑条件是减小磨损的重要保证。

除严格控制石墨轴承与推力盘径向间隙外,对轴承内、外径的不同心度,轴承端面与内径的垂直度和粗糙度等也必须符合技术规范的要求,以保证泵的正常运转。

4. 过滤器的检修

屏蔽泵运转时,使一小部分介质经过滤器输入电机后端盖,冷却和润滑石墨轴承,然后通过定子和转子屏蔽套间的空隙(0.5mm左右)进入电机上端冷却风机和上轴承。显然,过滤器滤除溶液中的铁皮和焊渣颗粒,对减少石墨轴承的磨损和由于堵塞而失去冷却润滑都非常重要。

过滤器的滤网一般为桶式铜网,不耐磨蚀,且容易出现孔洞,如果改用38×38目不锈钢则更好。对过滤器的检修主要是对过滤器的清洗和更换。

5. 屏蔽泵转子轴向窜量

屏蔽泵转子在上、下石墨轴承之间的间隙量称窜量。窜量一般为0.5~1.0mm,如窜量过大,泵启动时由于水

轮升降的冲击,极易撞碎石墨轴承,窜量过小又会加大电机负荷,甚至卡死而无法运行。

6. 屏蔽泵的正压检漏

我们知道:溴冷机内的绝对压力值宜不高于66.67Pa (0.5mmHg),因而除要求溴冷机有很高的密封性外,对唯一运转的屏蔽泵也要求有较高的密封性。

屏蔽泵的正压检漏方法为:使用专用试压法兰将泵的进、出口密封,在泵进口法兰上装有压力表和进气阀,如图21-69所示。通过进气阀向泵内充无油压缩空气或氮气0.15~0.20MPa,而后在泵体连接处、电机后端盖、过滤器接口、盲板法兰、密封垫和泵体涂抹肥皂水进行反复观察有无泄漏。在确认消除泄漏后,定压观察24h,最初6h泵内压力的下降值 $\leq 0.01\text{MPa}$,或者24h压力降 $\leq 0.014\text{MPa}$ 可视为合格。

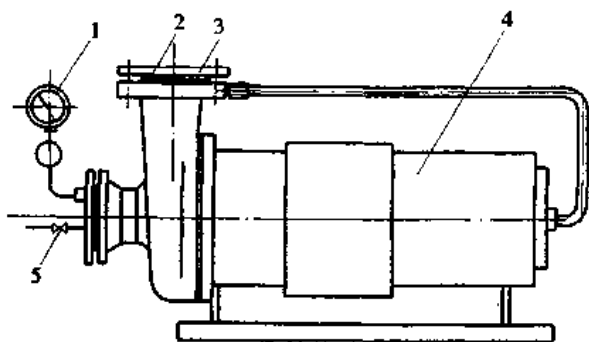


图 21-69 屏蔽泵正压检漏示意图

1-压力表;2-橡胶垫;3-盲板法兰盘;4-屏蔽电机;
5-进气阀

7. 屏蔽泵的试运转

屏蔽泵经正压检漏后,应进行4h的试运转,以检查电机最高温度、电流变化、振动与振幅等。屏蔽泵的试运转可与溴冷机主机连接进行。但在运转中,应注意保持机内的真空度。同时还应采取冷却措施以防止电机温升过高。电机安全运行电流见表21-19。为了安全可靠,屏蔽泵运转电流应控制在额定电流的80%~90%为宜。

表 21-19 屏蔽电机安全负载电流

电动机功率(kW)	额定电流(A)	负荷安全电流(A)
1.1	3.3	2.6
2.0	5.5	4.4
3.0	7.5	6.0
5.0	13	10.4
6.2	16	12.8
10	23	18.4
15	33	26.4

屏蔽泵允许振动范围见表21-20。

表 21-20 屏蔽泵振动允许值

额定转速(r/min)	1500	1000
振动允许双振幅(mm)	0.12	0.20

注:振幅是指振动物体偏离平衡位置的最大距离,双振幅指轴向和径向偏离的最大距离。

21.10.4 辅助设备的保养与检修

在溴冷机组中,为保证机组的正常安全运行,除应对主机、屏蔽泵进行正确的维护保养和检修,还必须对系统中的辅助设备,如真空泵、水泵、风机及阀门等也应加强维护保养和检修。

1. 水泵的保养与检修技术标准

(1) 水泵的保养。在溴冷机系统中所使用的各种水泵,一般均为季节性运转设备。如停机后不及时进行检修和合理保养,水泵叶轮、泵轴、口环及盘根套等,会由于长期处于潮湿状态而产生严重的腐蚀,从而影响水泵的使用寿命。

水泵停止运转后应及时进行检修,检修后应在运转部件和泵的接口处涂抹一层油脂进行保养,防止发生锈蚀。或者在检修后将泵叶轮及轴等件组装后置于原处,而不装泵盖,使泵体内外保持干燥,在使用前再进行组装,但同时可使用塑料薄膜覆盖,防止灰尘落入。

(2) 水泵的检修技术标准。在大、中型溴冷机系统中,所配用的水泵一般多为双吸式离心泵。其结构见图21-70。

双吸泵的吸入口与吐出口均在水泵轴线下,成水平方向,与轴线成垂直位置。水泵的泵盖用双头螺栓及圆锥定位螺钉固定在泵体上,以便于揭开检查水泵内全部零件,而无需拆卸进水和排出管路及电动机(但配爪型联轴器的则需先移动电机),因此检修方便。从传动方向看出,水泵均为逆时针方向旋转。其主要部件有:泵体。由铸铁制成,与泵盖构成叶轮的工作室,进、出水流道的法兰上有安装真空表和压力表的管螺孔,在管颈的最低处有放水的管螺孔。泵盖。由灰铸铁制成,其上部有安装水封管及放气管的管螺孔和吊泵盖的吊钩。叶轮。由灰铸铁制成,其形状是对称的,在两壁间有扭曲的叶片,液体从两侧面进入叶轮。轴。由优质炭素钢制成,轴的中央是叶轮,用键、轴套和两边的轴套螺母固定。在轴的右端安装联轴器,与电机直接联接。双吸密封环。为铸铁制成。防止水泵中高压水漏回进水部分,在双吸密封环上有突起的半圆环,嵌在泵体内,用来固定双吸密封环。轴套。由铸铁制成。用来固定叶轮位置及保护填料室内轴的磨损。

填料起着密封的作用,防止空气透入泵内和大量液体的渗出。填料密封由泵体和泵盖合成的填料室、填料压盖、填料环、填料套及填料组成。泵盖内少量高压水通过外部水封管(或内部水槽)及填料环流入填料室内,起水封作用。填料的松紧程度应适当,不可太紧也不可太松,以液体能一滴一滴渗出为宜,如填料太紧,轴套易发热,增加泵的负荷,填料太松,液体渗漏大,会降低水泵效率。

1) 离心水泵主要部件的检修技术标准。

① 滚动轴承。滚动轴承拆下后用清洗油(汽油或煤油)洗去油脂,仔细检查轴承的内外套运行轨迹和滚珠,是否出现毛面,沟痕和破损等研磨、残缺现象。如果出现上述情况,则可更换新轴承,如光滑完好,应使用专用检验器具检验,符合标准后方可使用,否则应换新轴承。水

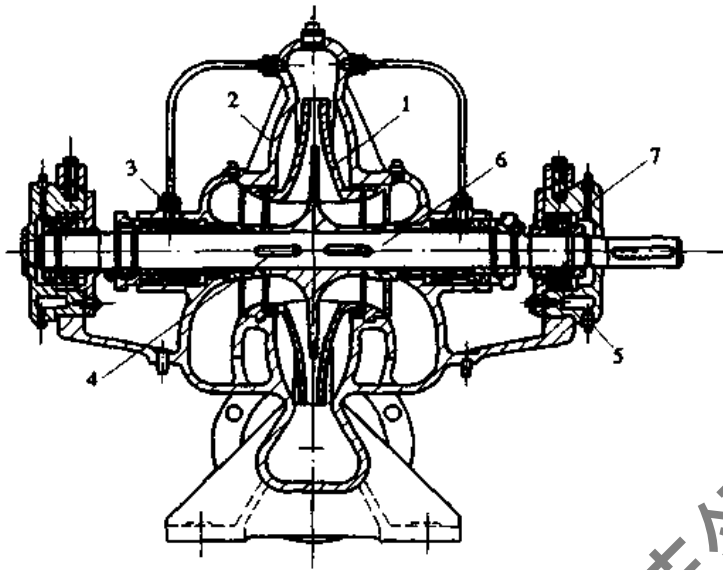


图 21-70 双吸离心泵结构图

1—叶轮;2—泵盖;3—水封套;4—键;5—轴套螺母;6—轴;7—轴承

泵用滚动轴承多属向心轴承,其游隙最大允许值见表 21-21。

表 21-21 向心球轴承游隙最大允许值

轴承内径 d(mm)	径向游隙 (μm)	轴向游隙(μm)	
		圆柱孔	圆锥孔
30	26	110	150
40	29	110	150
50	33	140	190
65	34	140	190
80	40	170	250
100	46	180	300

如果发现轴承内外套运行轨迹及滚珠出现毛面或有破损,径向和轴向游隙又超过最大允许值时则应更换新轴承。

在装配轴承时,可将轴承放入 70~90℃ 的油中加热使其膨胀,然后取出推入轴的配合部位即可。如果加热后仍不能推入,则说明轴的直径公差过大,应整修后再装配。球轴承、滚柱轴承和轴径配合公差见表 21-22。

表 21-22 球轴承、滚柱轴承和轴径的配合公差

公称直径(mm)	轴承径向偏差(μm)		轴径偏差(μm)	
	上差	下差	上差	下差
18~30	-2	-8	+24	+13
30~50	-3	-10	+28	+16
50~80	-4	-12	+33	+19

泵轴在经过多次检修后,有可能将轴承装入后有松动现象,此时则应进行修复,修复的方法有:一是在轴承装配部位滚花,二是在轴径表面镀一层硬铬后进行车或磨加工即可。

② 密封环与水轮密封口的径向间隙。密封环与水轮密封口径向间隙过小,容易造成摩擦而降低其效率,能

耗增大,部件磨损,而间隙的过大又会使水泵的输出量减少,压头降低。密封环与水轮的径向间隙数据见表 21-18。

③ 泵轴弯曲度的允许值。如果水泵轴的弯曲度过大,就会导致水泵的强烈振动,轴承的破损等。泵轴的调直应在专用台架上,由有经验的机修工进行。泵轴弯曲度允许值见表 21-23。

表 21-23 轴类弯曲度的允许标准

轴直径(mm)	轴长度(mm)	最大允许弯曲度(mm)
20	400~600	0.06
30	400~600	0.05
40	400~650	0.05
50	500~700	0.04
60	600~800	0.04
70	700~1200	0.05
80	800~1500	0.05

④ 水泵与电机同心度的校正。水泵与电机之间一般采用联轴器联接,联轴器的同心度也就是电机和水泵的同轴度。因此对电机与泵的同轴度的校正也就是对联轴器同心度的校正。校正时可用平尺沿轴向紧靠联轴器依次测量出上、下、左、右四点的间隙量,然后调整水泵或电机,使平尺紧靠联轴器的任何部位都平直即为合格。不同心度的允许偏差为 0.1~0.2mm;联轴器的轴向间隔,小型泵为 2~3mm,中型泵为 3~5mm,大型泵为 4~6mm,两联轴器不得密合在一起,以防止电机启动时轴向窜动所造成的巨大推力而损坏设备。

2) 水泵检修后的试运转。水泵在经过检修后应进行试运转,试运转的任务是分析水泵空载和负荷下的运转电流变化、振动程度、轴承温升、盘根套部滴水、电机的温升和密封等情况是否符合要求。

试运转时,水泵的电流可以比正常运转时偏高 3%~

4%, 运转中电流应为电机额定电流的 75%~85%。水泵的振动的允许值见表 21-24。

在试运转中, 如果发现水泵振动过大, 即超过表 21-24 中规定数值时, 应从水轮的平衡度、轴弯曲度、联轴器的不同心度及水泵的汽蚀等方面进行分析和处理。

表 21-24 水泵振幅允许值

额定转速(r/min)	1000	1500	3000
双振幅允许值(mm)	0.60	0.40	0.30

表 21-25 SH 型单级双吸离心式水泵可能发生的故障及处理方法

故障现象	故障原因	处理方法
1. 水泵不吸水, 压力表及真空表的指针剧烈跳动	注入水泵的水不够, 水管与仪表漏气	再往水泵内注水, 且拧紧堵塞漏气处
2. 水泵不吸水, 真空表指示高真空度	底阀没有打开或已被淤塞, 吸水管阻力太大, 吸水高度过大	更换底阀, 清洗或更换吸水管, 减低吸水高度
3. 水泵出口压力表有指示, 但无水输出	出水管阻力太大, 水泵旋转方向相反, 叶轮淤塞, 水泵转数过低	检查或缩短出水管及检查电机取下水管接头, 清洗叶轮, 增加水泵转数
4. 水泵输水量低于设计值	水泵淤塞, 双吸密封环磨损过多, 转数偏低	清洗水泵及输水管, 更换双吸密封环, 增加水泵转数
5. 水泵消耗功率过大	填料压盖太紧, 填料函发热, 叶轮磨损坏, 输水量增加	拧松填料压盖, 取出部分填料且打方, 更换叶轮, 加大出水管阻力, 降低出水量
6. 水泵内部声音异常且不上水	流量太大, 吸水管阻力过大, 吸水处有空气渗入, 水温过高, 吸水高度过大	加大出水管阻力减少流量, 检查吸水管底阀, 降低吸水高度, 拧紧堵塞漏气处, 降低水温或降低吸水高度
7. 水泵振动	水泵、电机轴线不同心或泵轴偏斜	调整水泵、电机轴的不同心度
8. 轴承过热	轴承缺油, 水泵轴与电机轴不同心, 油圈不旋转	加油、调整水泵、电机轴的同轴度, 检查或清洗轴承

2. 真空泵的维护、保养与检修

(1) 真空泵的保养。实验证明, 当真空泵内出现凝结水珠时, 其极限真空度将会由 $\leq 6 \times 10^{-2} \text{Pa}$ 降为 $5.7 \times 10^{-1} \text{Pa}$, 因此当发现真空泵油乳化时, 应立即更换。将油排放于一容器中, 待油水分离后可再使用一次。

真空泵停止使用时应进行净化处理, 其方法是: 启动真空泵 3~5min 后停转, 打开放油口, 将泵内的油彻底排出, 而后向泵内注入再生真空泵油, 运转 3~5min, 反复两次后将油彻底放净, 最后注入纯净的、符合国家标准的真空泵油对泵进行保养。

真空泵在运行中, 如果由于操作失误, 溴化锂溶液就有可能被抽入泵腔内而发出“拍拍”音响时, 必须马上停泵, 将真空泵进行解体清洗, 并用压缩空气或氮气将润滑油孔道吹净。组装后, 再充灌适量再生真空泵油, 运转 10min 后将油放出, 如此连续进行两次, 即可避免泵腔由于接触溴化锂溶液而产生的强烈腐蚀。实验表明, 真空泵内进入溶液十天后, 真空泵各主要部件腐蚀严重。滚动轴承的内外套圈和滚珠均起锈斑, 转动不灵活, 定子和转子表面的旋片及两端盖产生 0.1mm 锈层, 并遍布腐蚀坑点; 腐蚀使转子和定子的密合间隙(顶部间隙)从 0.07mm 增加到 0.30mm, 两端盖和转子及旋片的配合间隙由 0.08mm 增加到 0.41mm, 各部的配合精度大幅度降低。因此运转时会产生气体短路现象, 即被压缩一侧的高压气体向低压侧回流, 使真空泵极限真空大幅度下

电机温升与水泵的检修质量、装配精度及使用场所的通风干燥程度等因素有关, 在试运转中如发现电机过热即应及时查找原因并排除。

水泵运转 24h 后, 滚动轴承温度 $\leq 45^\circ\text{C}$, 盘根部位滴水 $\leq 40 \sim 60$ 滴/min, 温度 $\leq 40^\circ\text{C}$, 则说明检修合格。利用真空泵或引射器抽空提水时间 $\leq 5\text{min}$, 否则说明水泵或抽空系统漏气严重, 应查明原因解决。

3) 双吸泵可能发生的故障及解决方法。双吸泵可能发生的故障及解决方法见表 21-25。

降, 而无法满足溴冷机抽真空的需要。

(2) 真空泵的检修。

1) 真空泵的滚动轴承应每年更换一次。

2) 在真空泵高低压腔隔板上装有黄铜滑动轴承, 兼有支承转子和密封的双重作用。滑动轴承的配合为基轴制, 标准配合间隙应 $< 0.05\text{mm}$, 如果 $> 0.1\text{mm}$ 则应更换。更换后应以轴径为基准进行刮研, 在保证配合的前提下应使转子转动滑块。

3) 轴封的检修。真空泵的轴封是橡胶密封件, 其检修的内容为弹性、变形、锁紧弹簧的胀力以及和轴的配合松紧度等。轴封的质量如果不好, 会降低真空泵的抽气性能。在装配时可先将密封圈嵌入 O 型槽内再均匀紧固。如果真空泵使用不当, 使进气口处压力达到 6kPa, 且长时间运转会使轴封严重损坏, 同时旋片胀簧又极易疲劳而折断使真空泵发生旋片撞缸的“拍拍”声。

4) 真空泵的性能试验。真空泵检修后必须进行严格的性能试验, 合格后方可使用。其极限真空度可使用旋转式真空计进行测试。如运转声为轻微的“突突”声, 运转 30~60min 后, 油温与环境温度之差 $< 40^\circ\text{C}$, 双振幅振动 $< 0.5\text{mm}$ 即为合格。如检修后极限真空度达不到要求等故障可按下述方法处理。

① 极限真空度达不到要求。此故障的原因一般为泵腔内配件间隙超差, 轴封不严, 旋片弹簧折断, 真空泵润滑油缺少或乳化及密封件损坏等原因所造成。此时可

对真空泵进行检查和处理,或放掉乳化油添加新油。

② 运转时发出“拍拍”声。造成此种现象的因素一般为旋片弹簧失灵,旋片撞击缸腔壁,泵腔内进入溴化锂溶液等。此时可更换弹簧,彻底清洗和更换新油。

③ 油温超过 40℃,此为排气量过大,冷却水量少或水温过高;润滑油量不足或旋片和缸壁接触面粗糙所致。处理的方法为:减少排气量,增加冷却水量,添加或更换新油或进行检修提高接触面的光洁度。

④ 振动双振幅超过 0.5mm,其原因为排气量过大或轴承游隙超差或油量过多。此时可减少排气量或检查轴承或排放真空泵油。

21.11 设备的防腐与水质处理

21.11.1 设备的防腐

1. 机内防腐

(1) 保持机组的高真空度。前面已经提到,溴化锂的水溶液是一种比较强的腐蚀剂,对铜和碳钢等金属材料有较强的腐蚀作用,尤其是在有氧气存在的情况下,腐蚀就更为严重。因此,对于溴化锂吸收式制冷机组,提高机组的气密性,避免空气进入机内,保持机内较高的真空度,则是防止机内腐蚀的最有效方法。

要使溴冷机组高效率稳定地运行,延长设备使用寿命,应经常(不论是运行或停机状态)检查机组的气密性,发现有泄漏必须及时采取措施,始终保持机组的高真空度则是运行人员应密切注意的。同时应将其作为设备管理的一项重要任务。

(2) 定期添加缓蚀剂以减轻溴化锂水溶液对机组的腐蚀作用。

(3) 空调所用的溴冷机一般均为季节性运行,因此可以在停运期间将机内的所有溴化锂溶液及冷剂全部排放,进行充氮,使机内处于正压状态,外部含有氧气的空气无法进入机内,以避免腐蚀的发生。或者使机组处于高真空状态,避免氧气直接与机组内壁接触而发生腐蚀。

2. 水侧防腐

与机内防腐相比,水侧防腐则更为突出。其防腐的难度和危害性都远超过对机内所造成的腐蚀。对水侧的防腐,主要应从以下几个方面解决。

(1) 及时对换热管水侧进行清洗。在溴冷机运转一段时间后,在换热管的水侧会有污垢附着在管壁上。因此,在机组停运后应及时对换热管壁上附着的污垢进行清洗处理。否则,在空气进入有氧的参与下,将会造成管壁的腐蚀。关于传热管的清洗方法可参考有关方面内容。

(2) 管板及水室的防腐。铜和铁两种金属共存,在管口胀接处易产生电化学腐蚀。根据溴冷机的具体情况,可采用涂防锈漆的方法,将金属与水介质隔离以达到防腐的目的。机组运行一个时期后,可能会出现局部漆皮脱落而影响防腐效果。因此,停机后应进行修补。其修补的方法如下:

① 清除管板和水室壁上的锈泡和附着不牢的漆皮。

② 彻底除锈,尤其是胀口处。

③ 喷防锈漆两道,喷漆时要确保覆盖的严密性。但要防止将漆喷进换热管内。

(3) 干燥保护。在完成停机维护后,应及时对换热管水侧进行干燥保护。其方法有两种:

① 通风干燥。可将水室盖打开,通过空气对流达到干燥保护的目。

② 吸湿干燥法。在两侧水室内放入适量的干燥剂,然后装盖加堵,使水侧形成密闭系统,通过干燥剂吸湿,达到干燥保护的目。

21.11.2 循环冷却水的水质处理

溴化锂吸收式制冷系统目前大都采用开式循环冷却方式,在长期的循环使用中,由于水中某些溶解物质的浓缩,尘土的积累,微生物的滋长等原因,造成冷却水系统的设备、管路内垢物的沉积或对设备产生腐蚀作用。因此,无论是垢物沉积还是发生腐蚀,对于循环水系统都是不利的。

1. 循环冷却水的结垢控制

循环冷却水能产生多种盐垢(俗称水垢)如碳酸钙、磷酸钙、硫酸钙和硅酸镁等,其中主要是碳酸钙。如果在循环冷却水中投加处理药剂,会使垢的成分发生变化。防垢处理方法主要有:

(1) 防止 CaCO_3 垢的方法:

1) 用石灰软化或其他软化方法,去除补充水中的致盐垢的成分将其转化为非致盐垢成分。

2) 排污法。当补充水中的碳酸盐硬度较低时,可采用限制循环冷却水的浓缩倍数,使冷却水中的碳酸盐硬度小于极限碳酸盐硬度即可防止结垢。

3) 酸化法。在补充水中投放强酸,可将碳酸盐硬度转化为溶解度较大的盐类,从而实现防止结垢的目的。一般在循环冷却水中加入硫酸。

4) 投加阻垢药剂。向水中投加各种具有阻垢性能的药剂,可以在循环冷却水系统中有效地阻止盐垢的产生,是目前最常用的阻垢方法。常用的有聚磷酸盐、有机磷酸盐、聚丙烯酸等。

① 聚磷酸盐。如三聚磷酸钠和六偏磷酸钠,它们不仅有缓蚀作用,而且也是良好的阻垢剂。它可以抑制和干扰碳酸钙晶体的正常生长,使晶体在生长过程被歪扭,这些发生畸变的晶体颗粒不再长大,也不能粘附在固体表面上,而是分散在流动的水中。

聚磷酸盐水解后生成的正磷酸盐对阻垢则完全无效,且正磷酸根还会和水中的钙离子生成溶解度很低的磷酸钙垢。为控制其水解,使用聚磷酸盐时,循环水的 pH 值不得超过 7.5,水温不超过 45℃。

② 膦酸盐。它是一种有机临界阻垢剂,有许多品种,有良好的阻垢作用,且具有缓蚀作用。它比聚磷酸盐更稳定。它作为阻垢剂使用时,一般可投加 1~5mg/L,具有良好的热稳定性和一定的抗氧化能力,在较高的 pH 值时仍有阻垢作用。通常在循环冷却水系统自然平衡 pH 的情况下(7~8.5)仍能发挥阻垢作用。采用膦酸盐作阻垢剂时,应控制循环冷却水的碳酸盐硬度不应超过

这种阻垢剂所能保持的极限碳酸盐硬度,否则应考虑使用酸中和问题。

磷酸盐和聚磷酸盐共同使用时,有增效作用。既可以提高循环冷却水的阻垢(或缓蚀)作用,又可降低每种药剂的用量。

膦系配方在冷却水处理中得到迅速发展,以膦系配方为基础与聚合物分散剂相配合,允许循环冷却水系统在碱性条件下运行,这就是所谓碱性运行或称低磷酸盐——高pH值法。

膦酸盐对铜和铜合金有明显腐蚀作用。

③ 聚羧酸。这类阻垢剂是不含磷的,是一些含有羧酸功能团或羧酸衍生物的聚合物,用于冷却水系统的聚羧酸类阻垢剂都是低分子量的。它主要是靠分散作用和晶体畸变效应而实现阻垢。它在循环冷却水系统中当pH=7~8.5范围内时均有阻垢作用,适用温度为45~50℃,用量一般为1~5mg/L。

(2) 防止其他盐垢的方法。

1) 硫酸钙。采用投加阻垢剂,如聚磷酸盐,膦酸盐、聚羧酸类等都对硫酸钙有阻垢作用,为防止形成硫酸钙垢,循环冷却水温不宜过高,尤其应防止在局部流速较低处的水过热,因当水温接近100℃时,硫酸钙溶解度急剧降低。

2) 磷酸钙。一般采用控制磷酸钙饱和指数法来防止磷酸钙垢,也可以采用投加阻垢剂来进行控制。

3) 氢氧化铁。聚磷酸盐、膦酸盐对氢氧化铁都有阻垢作用,但后者性能稍差,剂量为1~2mg/L。

2. 污垢控制

在第20章中已提到,对于污垢的控制主要是控制循环水中的悬浮物和杀灭水中微生物。

悬浮物的控制主要有投加混凝剂、加旁滤剂或加分散剂。

微生物的控制主要是通过投加药物进行抑制或杀灭。适用于循环水杀菌剂的有:

氯和氯的化合物 主要指氯气、次氯酸钠、次氯酸钙和漂白粉。大型循环水系统多用液氯,小型系统常用次氯酸钠和漂白粉。氯和氯的化合物是性能良好的氧化剂型杀菌剂。其来源广,价格低,使用方便,效果良好,对环境污染小等特点。

季胺盐。它是非氧化型杀菌剂,通常在碱性范围内对藻类和细菌的杀灭最有效。目前国内常用的“洁而灭”和“新洁而灭”就是季胺盐的化合物。它们是广谱杀菌剂,对藻类、真菌和异养菌等均有较好的杀菌效果,还能对污泥有剥离作用。使用浓度一般为50~100mg/L。

使用杀菌剂时还要注意以下几点:

各种杀菌剂不能对所有细菌都有较满意的杀菌效果,因此应采用几种药剂配合使用。

投放杀菌剂应有足够的量,剂量过低反而会刺激菌类新陈代谢,促使其生长。因此应保证细菌与药剂接触一定时间后还有一定的剩余浓度。

投药方式有三种,即连续投加,间歇投加和瞬时投加。一般通常采用间歇式比较经济,因为这样可以造成短时间内的低浓度,因而可以得到良好的杀菌作用。

21.12 溴化锂溶液的性质与再生

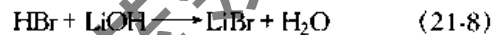
21.12.1 溴化锂溶液的性质

1. 溴化锂溶液的性质

溴化锂为白色结晶或结晶性粉末状,其分子式为LiBr·H₂O,分子量为104.86,其中LiBr占82.82%(Li:6.62%,Br:76.20%),H₂O占17.18%,可溶于0.6倍的水,0.4倍的沸水,易溶于乙醇、乙二醇,也可溶于乙醚或戊醇等有机溶剂。

溴化锂脱水后为无水盐,熔点547℃,分子式为LiBr,分子量为86.85,其中Li占7.99%,Br占92.01%,相对密度3.464(25℃)。

溴化锂溶液由固体溴化锂溶解于水而成,一般由氢溴酸和氢氧化锂通过中和反应来制取即:



溴化锂溶液无毒、无味,有咸苦味,作为吸收式制冷机的吸收剂,它具有:与制冷剂的沸点相差较大,有吸收比它温度低的制冷剂蒸汽的能力,粘度低,化学稳定性好,容易获得,价格便宜。纯净的溴化锂液体为无色透明液体,在大气下对普通碳钢有较强的腐蚀性。因此,溶液在出厂前已加入了缓蚀剂铬酸锂(Li₂CrO₄)。此时溶液呈淡黄色,并有轻微的毒性。在空气中能吸收二氧化碳而析出碳酸锂沉淀。

2. 溴化锂溶液的技术要求

在溴化锂吸收式制冷机中的溴化锂溶液应符合下述技术条件:

- (1) 溴化锂含量(LiBr)不少于50%。
 - (2) 铬酸锂含量(Li₂CrO₄)0.25%~0.30%。
 - (3) pH值(100g/L,25℃)为8~9。
 - (4) 杂质最高含量为(%):
- 1) 氯化物(Cl)≤0.1。
 - 2) 硫酸盐(SO₄)≤0.05。
 - 3) 铵盐(NH₄)≤0.001。
 - 4) 钙(Ca)≤0.005。
 - 5) 铁(Fe)≤0.0002。
 - 6) 铜(Cu)≤0.0001。
 - 7) 钡(Ba)≤0.0001。

21.12.2 溴化锂溶液的再生

溴化锂溶液在制冷机内循环使用,对金属有一定的腐蚀性,尽管它比盐水(NaCl)腐蚀小些,但对制冷机中的碳素钢、紫铜等金属材料仍具有较强的腐蚀性。

溴化锂溶液对金属的较强腐蚀,不仅极大地缩短了制冷机的使用寿命,而且腐蚀后产生的氢气和铁锈等杂物直接影响了机组的性能和正常运行。因此,机组在运行时在其中加入了铬酸锂作为缓蚀剂,使腐蚀减少到最低限度。由于缓蚀剂铬酸锂的加入,从而在金属表面形成一层氢氧化铬,使制冷机的金属表面不受或少受氧化腐蚀。但由于溴化锂吸收式制冷机长期使用后,因不凝性气体和溴化锂溶液的化学性质会使机组内部溴化锂溶

液侧的金属受到腐蚀,产生沉淀物,又由于溶液在循环过程中存在的配合反应而形成络合物。这些物质在制冷循环中不断增加,混在溴化锂溶液中,使清亮淡黄色的溴化锂溶液变为暗黄或黑色、青色、酱油色的混浊溶液。混有沉淀物和络合物的溴化锂溶液将会造成机组内的喷淋系统及屏蔽泵溶液通道不畅,甚至堵塞,使机组内实际参与制冷的溶液循环量减少,这样不仅加剧了屏蔽泵运转部件的磨损,减少机组的使用寿命,而且严重地影响溴化

锂溶液在机组内的循环与喷淋效果,造成制冷效率的降低。因此,每年应对溴化锂溶液进行一次再生处理。同时在机组运行中还要定期对溶液进行检查,如发现:溶液由原来的淡黄变为暗黄;溶液的 pH 值发生变化;溶液中溴化锂含量有所变化或其他阳离子或阴离子有所增加时,则应对溶液进行再生处理。

1. 机外溴化锂溶液的再生

机外溴化锂溶液的简单再生方法见表 21-26。

表 21-26 溴化锂溶液的简单再生方法

项 目		再生方法
一、	单项	
1	10 < pH 值 < 8	取氢溴酸或氢氧化锂溶液(20%),在搅拌下加入到溴化锂溶液中,调整 pH 值至 8~10
2	铬酸锂含量 < 0.25%	计算再生溶液总量,将铬酸锂溶液(10%)按含铬酸锂 0.25%~0.30%的要求加入到溴化锂再生液中
3	溴化锂溶液浑浊不清或沉淀物较多	将溴化锂溶液加热至沸腾,调整 pH 值至 8~9,静置 24h,将上层清液虹吸或过滤到容器中
4	溴化锂溶液呈暗红色酸性	用氢氧化锂溶液(10%)调整 pH 值至 8~9
5	溴化锂溶液含量低于 50%	计算总量,加入所需的固体溴化锂
二、	多项	
	经分析测试溴化锂溶液多项不合格	可送溶液生产厂家进行再生或处理

2. 在系统内对溴化锂溶液的再生处理

机外溴化锂溶液的再生,是将溶液从制冷机系统内排出,置于大型容器内,使用沉淀法或过滤法将污垢清除出去。采用这种处理方法占有容器多,工作强度大,同时造成溶液的损失也较多(大约在 10%~20%),而且溶液中的细微沉淀物及络合物无法彻底根除。此外还由于溴化锂溶液长时间暴露在大气中,吸收空气中的水分而使其自身稀释,空气中的二氧化碳溶入溶液中与溶液中的钙、镁离子反应而形成新的碳酸盐沉淀物。

故此,天津国棉三厂在总结多年的运行基础上,采用了机内溶液的再生方法。其再生方法为:

(1) 利用制冷系统中的溴化锂贮罐作为存贮待处理液体的真空存贮器。

(2) 利用机组内发生泵做输送泵。

(3) 利用原机组中的部分管路输送溶液。

(4) 利用系统中的真空泵,使再生处理保持在真空

状态下进行。

处理过程如下:

(1) 使用溴冷机组中的发生器泵,将机组内的全部溴化锂溶液在机内循环 20min,使沉淀物充分混到溶液中后,将溶液压入贮液罐内,同时关闭制冷机组与贮液罐之间的阀门。在此过程中为使沉淀物与溶液充分混合,也可同时运行吸收泵。

(2) 使溴化锂溶液在真空状态下于贮罐中静置 24~28h,使溶液中的沉淀物沉积到贮液罐底部。

(3) 使用屏蔽泵将溶液经过再生处理装置后充入机组内。处理装置中有吸附络合物与微小颗粒的设施,能将溶液中的配合物及微细颗粒一同除掉,使进入机组内的溶液呈清亮的淡黄色,完成再生处理过程。

(4) 关闭再生装置,使之与机组和贮罐完全隔离开。破坏贮罐真空,从罐体底部排除沉积物,清洗贮罐后并抽真空,以备下次再用。

22 制冷与空调的联合运行

我们知道,空调系统在对空气的热、湿处理过程中,必须消耗一部分能量(冷量或热量),才能使其处理至要求的状态点,以满足对空调房间内调温、调湿的需要。空调的制冷系统,就是为空气的热湿处理而专门设置的提供冷量的人工冷源。要使空调系统在运行中达到设计所要求的空气状态指标(送风或室内空气状态指标),在一定程度上取决于制冷系统能否向空调的空气处理系统提供符合空气处理所要求的供冷指标参数(包括携带冷量的冷媒的温度和流量)。在这里,空调的空气处理装置是空调制冷系统的用户,空调制冷系统运行的优劣直接由空气的处理效果来反映。

22.1 制冷系统的运行准备

空调制冷系统的运行,有些是全年性的,而大部分则是季节性的。这主要是由空调系统的性质来决定。如现代化的办公楼宇的内区,由于其位于楼宇的内部,其外围由楼宇的外区所包围,因而室外气象条件的变化,对其楼宇的内区房间内空气状态参数的影响较小或几乎不受影响,这些房间的空调冷负荷主要是由其内部因素(如办公器具、电子电器设备的发热量)来决定的。因此,这些房间内的空调冷负荷基本不受外界条件的影响,为这样的空调系统所配置的空调制冷系统常为全年运行状态。

在季节性需冷的空调系统的运行中,如果采用可变频新风或全新风(即利用室外空气所携带的冷量)能够达到调节空调运行参数的目的时,从节能的观点出发,则一般不需启动制冷系统,因为利用人工冷源提供冷量必须消耗一定的能量(蒸汽压缩式制冷系统消耗电能,溴化锂吸收式制冷系统则主要消耗热能)。在利用室外空气所携带的冷量不能保证空调系统的运行参数时,则必须由人工冷源——即空调的制冷系统提供冷量。

1. 制冷系统季节运行前的准备

对于季节性运行的空调制冷系统,在全年中有一定的停歇时间(根据所处的地区不同,空调房间的性质不同,停歇的时间的长短也不一样),为了使制冷系统能很好地与空调系统配合运行,制冷系统在进入季节运行前必须做好启动运行前的一切准备工作,并使之具备在60min内启动运转的条件。

(1) 蒸汽压缩式制冷系统季节运行前的准备。蒸汽压缩式制冷系统季节运行前的准备应包括以下内容:

1) 需进行大、中、小修的设备(包括制冷系统中的制冷压缩机组及所有的附属设备及有关的阀件等)已按计划进行。

2) 制冷系统中的电气控制部分的电气元、器件(包括空气开关、交流接触器、热继电器、中间继电器、时间继电器、主令开关、闸刀开关、各种指示灯、报警装置)线路按有关规定进行过维护、检查、试验。

3) 自动控制系统中的传感器、变送器、调节器、执行器及其有关的仪器仪表、安全防护装置等按规定已进行维护、检查、试验、校正。

4) 采用微机控制和可编程控制器控制的制冷系统应按有关规定、规程、规范对其进行检查,在可能条件下并进行模拟试验,以检验其控制的正确性。

5) 对制冷系统中所使用的电气仪表(电压表、电流表、电度表)及热工仪表(包括压力温度、流量等)进行校验。

6) 各运转设备的单体试运转正常。

7) 制冷系统的整体试运转正常。

(2) 溴化锂吸收式制冷系统季节运行前的准备。溴化锂吸收式制冷系统季节运行前的准备工作除按压缩式制冷系统季节运行前的准备工作中的有关部分进行外,还应包括:

1) 系统的真空检查。

2) 溴化锂溶液的再生(需要时)和充注。

3) 制冷剂水的充注。

4) 缓蚀剂、增强剂的添加。

2. 制冷系统启动运行前的准备

制冷系统启动运行前的准备可按有关部分内容进行。

3. 供冷时间的确定

(1) 根据当地全年气象条件基本确定供冷时间。在我们生活的地球上,全年春、夏、秋、冬天气的变化是比较明显的,室外天气的变化(指室外空气的温度,相对湿度)对有些空调系统的运行调节的影响是比较显著的。冬季气候的寒冷、干燥;春季气温的回升,西北风较多,降雨量偏低,形成气温较高,相对湿度较低的室外环境;夏季,气温升至全年中的最高值,同时受暖湿气流及热带风暴的影响,又是全年中降雨量最多的季节。因此,夏季是全年中的高温高湿季节;进入秋季,秋风凉爽,天高云淡。全年室外气温的变化曲线如图22-1所示。

因此,我们可根据室外气温和相对湿度全年变化情况,结合空调系统(或空调房间)所要求的送风状态点的温度和含湿量(或空调房间内要求的空气温、湿度范围),即可大致确定空调系统全年运行调节所需的供冷时间。

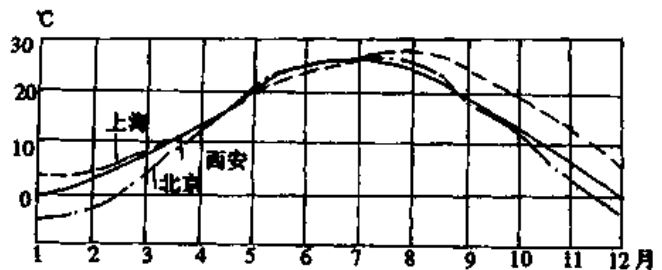


图 22-1 气温月变化曲线

一般在室外气温高于空调系统送风状态点的温度时,则应进行供冷,以对空气进行降温处理;如果室外气温处于空调房间内所要求的空气温度范围之内(其中也包括相对湿度)时,对于直流式空调系统或具备全新风运行条件的空调系统,则可以采用全新风的运行方式;当室外空气的水蒸气分压力处于如图 9-6 中的 c_1-d_1 区间时,由于室外空气中的水蒸气分压力大于空调系统中的送风状态点的水蒸气分压力,此时制冷系统则应开启运行,向空调系统的空气热湿处理设备提供冷量,对空气进行干燥处理。所以我们可以由室外空气的温、湿度全年变化曲线大致确定空调系统全年运行的供冷时间,在室外气温进入这一区间时,应使制冷系统具备随时开机运行的条件。

(2) 根据空调系统发出的需冷信号,使制冷系统开启运行。目前,有些空调系统在运行调节中,根据运行参数(主要是指送风状态点或室内状态点的空气温度和相对湿度)的变化情况,在送风状态点(或室内空气状态点)的温度(或相对湿度或同时两者)进入临界状态时,由自动控制系统发出声、光(警铃和指示灯)需冷信号,此时,制冷系统应在最短的时间内开机运行。

我们知道,在天气正常情况下,全天室外空气的温度、相对湿度的变化如图 22-2 所示。由图可知,全天的 3:00~4:00,室外的气温最低,相对湿度最高,15:00~16:00 室外气温最高,相对湿度最低,从早上 4:00~15:00 这段时间,室外的空气温度处于逐时升高,相对湿度逐时降低阶段,从 15:00~次日早上 4:00 为室外气温逐时降低而相对湿度逐渐升高。

我们假定某一个回风式空调系统其送风温度 $t_0=16^\circ\text{C}$,且送风温度偏差为 $\pm 1^\circ\text{C}$ 。空调房间内要求的空气状态点参数为: $t_N=22\pm 2^\circ\text{C}$, $\phi_N=50\pm 10\%$ 。在某天气正常情况下,空调系统的运行中,10:00 时空调的调节系统在关闭二次加热器的条件下,系统的送风温度已达 15.5°C 。此时空调系统在运行时将会发出需冷的声光信号,以提醒制冷系统的运行操作者应在最短的时间内启动制冷系统向空调系统供冷。这是由于每天上午 10:00 正是全天中室外气温处于逐时升高阶段,预示着室外气温在继续升高中,空调系统的送风状态点的温度将会继续升高,如果制冷系统不及时开机运行向空调系统供冷,将会无法保证空调房间内所要求的空气温度。所以,此

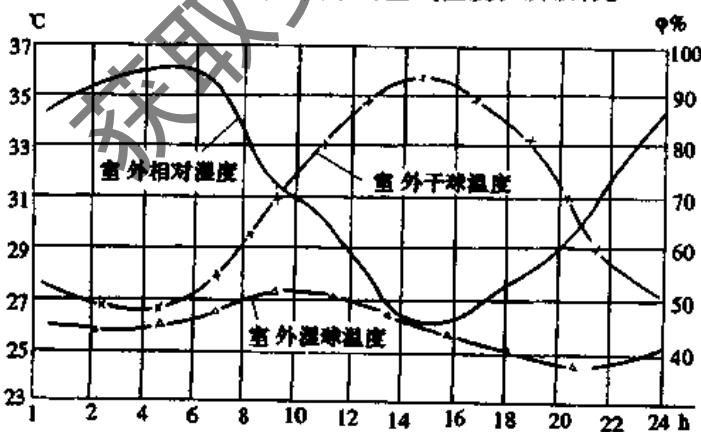


图 22-2 气温日变化曲线

时制冷系统应在最短的时间内启动运行,才会满足空调系统的运行调节需要。

(3) 根据早 8:00 时室外气象条件确定是否供冷。前面我们已经介绍过,在一个地区内,白天早 8:00 时的室外空气温度与其当天空气中的水蒸气分压力有一定的关系,即每天早 8:00 时室外空气中的水蒸气分压力基本上能代表该天全天的平均水蒸气分压力,且早上 8:00 时室外空气的温度与室外空气中的水蒸气分压力有一对应的关系,即不同的室外空气温度有不同的室外空气水蒸气分压力,如果早 8:00 时室外空气的温度一样,则室外空气中的水蒸气分压力相同。

假定空调系统在运行期间,根据早 8:00 时所测得的室外空气温度,并由 8:00 时空气温度与室外空气中水蒸气分压力关系曲线所确定的室外空气中的水蒸气分压力值大于空调系统送风状态点的水蒸气分压力(不论是直流式空调系统,还是固定新、回风比空调系统,或者为可调新、回风比空调系统,在不供冷的条件下,无论采用什么空气处理方式),都会有空调系统送风状态点的实际水蒸气分压力大于空调系统所设定的送风状态点的水蒸气分压力。因此,空调系统在这一天的运行调节中,必须由制冷系统向空调系统中的空气热湿处理设备(如水冷式表面冷却器或喷水室)提供符合一定参数要求的冷量,以实现空气的干燥处理,才能满足空调运行调节的需要。

22.2 制冷系统的提前运行

1. 具有蓄冷装置的制冷系统的运行

由于目前国内电力的供应还比较紧张,同时随着各地将用电峰值和低谷电价差距的拉大,采用电力作为主要动力的空调整冷系统,不少地方为了降低空调系统的运行费用,设置了蓄冷装置。利用当地的用电低谷时间开启制冷系统运行制冷,并通过蓄冷装置将其蓄存。

前面已经提到,目前用于空调的蓄冷装置分为全蓄冷和部分蓄冷,对于全蓄冷的空调整冷系统,一般利用用电低谷的夜间启动制冷系统进行制冷,并通过蓄冷装置将其蓄存(蓄存空调系统白天用电峰值时间运行时所需的全部冷量)。在白天空调系统运行中,由蓄冷装置向空调系统提供冷量,以满足空调运行调节的需要。因此,这种空调整冷系统是在空调系统停止运行后的夜间,将制冷设备全部投入运行,最大限度的蓄存冷量,空调与制冷的运行是交替进行的。因此,对制冷系统的维护、保养及小修均可在白天进行,排除前次运行中的故障,做好夜间制冷系统开机运行的充分准备。

对于部分蓄冷的空调整冷系统,一般也是利用用电的低谷时间(夜间)开启制冷系统最大限度地制取并蓄存冷量。由于这种制冷系统的所有制冷机的制冷量低于空调系统全天运行的耗冷量,且蓄冷装置也只蓄存空调系统白天运行时所需冷量的一部分,因此,这类制冷系统在用电的低谷时间(夜间)和用电的高峰时间(白天)都必须开机运行,基本处于全天 24 小时的运行状态,向空调系统提供全部所需的冷量。所以这种空调整冷系统不存在

提前运行的问题

2. 不设蓄冷装置的制冷系统的提前运行

一般(不设蓄冷装置)的制冷系统,不能像具有蓄冷装置的制冷系统那样,随时可以向空调系统提供符合用冷条件的(载冷体的流量和温度)冷量,因而为满足空调运行调节的需要,此时的制冷系统的启动运行则必须较空调系统的启动运行提前一段时间,提前时间的长短根据制冷系统从启动运行到能够达到要求的供冷参数(冷媒体的温度和流量)的时间长短而定。

22.3 供冷参数的确定

我们知道,空调的制冷系统在运行中,一般是向空调系统的空气处理室提供具有一定温度和流量的冷水,以满足空调系统运行调节的需要。

根据空调运行所处的气候条件不同及要求的空气处理方式不同,空调系统在空气的处理过程中所需要的供冷参数(冷水的温度、流量)也不一样。

在一次回风式空调系统中,如果采用水冷式表面冷却器处理空气时,当新风与一次回风的混合状态点 c_1 与系统的送风状态点 O 之间有: $t_{c1} > t_o, d_{c1} < d_o$ 时,(或采用喷水室处理空气时,有 $t_{c1} > t_o, d_{c1} = d_o$)。此时的空气处理方式应为等湿冷却降温过程;当 $d_{c1} > d_o$ 或 $d_w > d_o$ 时,空气的处理方式应为降温去湿过程。无论是空气的等湿降温处理,还是空气的降温去湿处理,都要求制冷系统提供一定水温 and 流量的冷水。在空气的等湿降温处理过程中,除保证一定的冷水流量外,还必须使冷水的温度 t_{w1} 低于空调系统的送风温度(即 $t_{w1} < t_o$);在空气的降温去湿处理过程中,保证一定的冷水流量外,还必须使所供冷水温度低于空调系统的机器露点温度(即 $t_{w1} < t_L$)。

在空调系统的空气处理过程中,一般希望空调的制冷系统所提供的冷水温度相对稳定,(不要有较大的波动),由空调的自动控制系统根据空调系统处理空气冷负荷的大小,调节通过空气处理设备冷水量的多少来达到运行调节的目的,即定水温变水量的调节方式。

空调制冷系统的定水温(相对而言)变水量运行,一般是由制冷系统的运行人员在制冷系统的运行中,将制冷系统中的蒸发温度(或蒸发压力)调整到使蒸发器冷水出口温度接近或低于空调系统空气处理所要求的水温,使制冷系统连续不断地运行,向空调系统中的空气处理设备连续不断地提供一定温度(相对稳定)的冷冻水,保证空调系统的正常运行。

制冷系统的定水温、变水量运行的另一种方式是,设定制冷系统中蒸发器冷水出口的温度上、下限值,使制冷系统在蒸发器冷水出口温度的上、下限之间运行。当蒸发器冷水出口水温达到所设定的下限值时,制冷系统中的主机将停止运转,而送水泵继续工作;当冷水在空调系统中空气处理室与处理空气进行热交换后,其回水温度升高(由于此时制冷机已停止运行,只有输水泵的运转,因此与空气进行热交换后且温度已升高的冷水进入蒸发器,在其通过蒸发器出口时),如果水温高于蒸发器出口所设定的上限温度时,制冷机组将再次自动启动运行。

如果制冷系统采用此种方式运行时,在蒸发器出水口的水温上、下限设定值之差过小时,将会造成制冷机组的频繁停机 and 启动,容易造成设备的故障;如果蒸发器冷水出口的上、下限设定值之差过大时,在满足空气处理需要的条件下,又会造成制冷机组在较低的蒸发温度下工作,使制冷机组的制冷量下降,耗能增加,效率降低。

22.4 制冷与空调联合运行的管理

对于大型的空调系统,与之相配合的制冷系统也是较大的,因而空调机房与制冷站房一般是分开设置的,即使在一个建筑物内两者之间也有一定的距离。因此,为了更好地保证空调系统运行调节对冷量的需要,空调站与制冷站之间的相互协调和统一的调度则是重要的。

制冷与空调联合运行的管理一般应包括以下内容:

1. 仪器仪表的统一校验

空调、制冷系统中所使用的温度、压力、流量等计量仪表应尽量采用同型号、规格的,并按国家有关规定进行定期和不定期的校验。尤其对于冷水系统中的热工仪表应尽量统一并减少误差,以便于对空调、制冷系统中出现的问题进行分析和运行的配合。

2. 确定制冷机组的开机时间

除具有蓄冷装置(包括全蓄冷和部分蓄冷的制冷系统)和采用三班制(即全天24小时)运行的空调系统外,还有相当数量的空调系统为一班(8小时)或两班(16小时)运行,即这些空调系统为白天或大部分时间为白天运行,夜间或夜间一定时间停机。因此,制冷站则应根据空调系统的开机运行时间和制冷系统开机运行到供冷参数(冷水的流量和温度)达到要求所需的时间来确定制冷系统开机运行的时间,并作为一项制度进行明文规定。

3. 制冷系统的负荷调节

由于空调房间内的冷负荷是随着各种条件的变化而变化的,因此空调系统在运行调节中处理空气所需的冷量也是变化的。

对于定水温变水量的制冷系统的运行,水循环量的调节是由制冷自动控制系统中的压力调节器根据送水泵出口处的压力进行调节来实现的。当空调系统在运行中,处理空气的耗冷量增加时,如果制冷机组的冷水循环量和制冷量不变,将会使通过空调系统中的空气处理设备(水冷式表面冷却器或喷水室)与空气进行热湿交换后,进、出口处的水温差加大,从而使制冷系统中的回水池(或蒸发器进水口处)的水温升高。为满足空调系统运行调节的需要,此时则需加大水循环量,增加制冷机组的运行负荷,使之与空调运行调节所需的冷负荷相匹配。对于定水量的制冷系统,可在供、回水温差增大后,加大制冷机组的运行负荷量,保持原来的供回水温度差(即保持原供水温度)不变,即可保证空调系统的运行调节需要。

在空调系统运行调节的冷负荷减少时,如果在制冷系统运行中供水温度和供水量不变,则制冷系统的供回水温差必然减小。此时,可根据回水温度的变化情况降低制冷机组的负荷或减少冷水的循环量。

4. 输水管线的检查、维护和管理

我们知道,由制冷机组所制取的冷水是通过输水管道送往空调系统中的热、湿处理设备,再由(回水泵)回水管道返回制冷机组中以形成循环。因此,供、回水管(统称输水管道)的保温,对保证供水温度,避免冷量过多的损耗起着重要作用。

在正常情况下,冷水通过输水管道送往用水点时,由于管道外部的温度远高于管道内冷水的温度,在内外温差的作用,管道内的水温总是要有所升高的。为了防止水温升过高和冷量的过多损失,冷水管道都进行了必要的保温处理。但如果输水管道保温层发生脱落,或保温层与管道分离,或保温管道浸没于水中,都会增加输水管道的冷损失和输水温升。如果输水管道的温升超过设计值 1°C 时,对于输水量为100吨的系统,冷量损失将达 116.3kW 。因此,定期或不定期地检查输水管道内水的温升,发现水温升过高时则应检查输水管道的保温情况。

如某单位制冷站到用水点的输水管道长度为200m,通过通行地沟送往空调站。正常情况下,由制冷站到空调站之间的输水温升为 0.5°C ,某次检查中发现输水温升为 $2.5\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。检查输水管时发现:通行地沟内的管道保温层大部分已脱落,且地沟内积满水,管道浸泡于水中。在高温季节时,由于室外的高气温对管沟内水的加热,在管沟内水的作用下而导致输水管道内的水温升过大。由此而造成的冷量损失达 1453.5kW 。

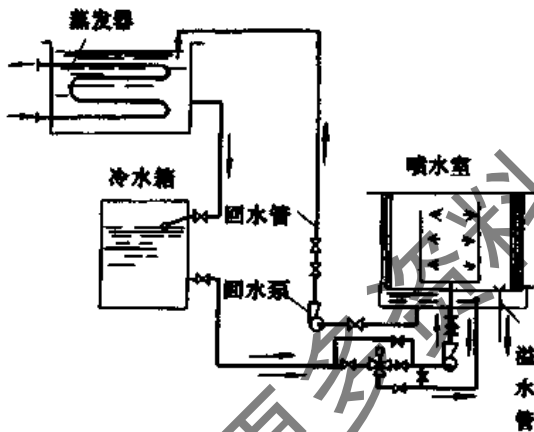


图 22-3 制冷站高于空调机房供水管路

5. 系统的停机处理

如果制冷站的位置高于空调机房时,一般供水依靠自流进入空调器的换热设备中,制冷系统中设置回水泵,将回水送往制冷站。如图 22-3 所示。对于这种供水系统,制冷站随时都可送水。对于有冷水箱的送水系统,为了使制冷站能及早地将水温降下来,一般在空调系统开机运行之前先将冷水箱中的水送回制冷站。在空调系统停运时,必须先关闭送水阀(或冷水箱出水阀,如没有冷水箱时,可先关闭蒸发器出口水阀),切断供水通路。以防止冷水箱内(或蒸发器)中的水经回水管进入喷水室,在水位达到溢水口高度时,使冷水通过溢水口流入下水道,如果溢水管与回水管相接时,由于冷水的无处排泄而淹没空调箱。从而造成冷量损失和增加运行费用。

如果制冷站的位置低于空调机房,冷水由送水泵送往用水点,回水采用自流方式。如图 22-4 所示。对于这种系统,由于制冷系统较空调系统提前一定时间开机,而在空调系统停止运行后制冷系统才能停机,否则将会造成冷水从蒸发器溢出(对于使用卧式壳管式蒸发器,则会由于回水的积存而淹没空调器),造成冷量的浪费。因此,空调系统停机时禁止关闭回水管路上的阀门,但要关闭冷水箱的冷水出口阀。否则将会由于冷水箱内的水自流进入空调喷水室,再经回水管进入蒸发器,从蒸发器的溢水管中溢出。

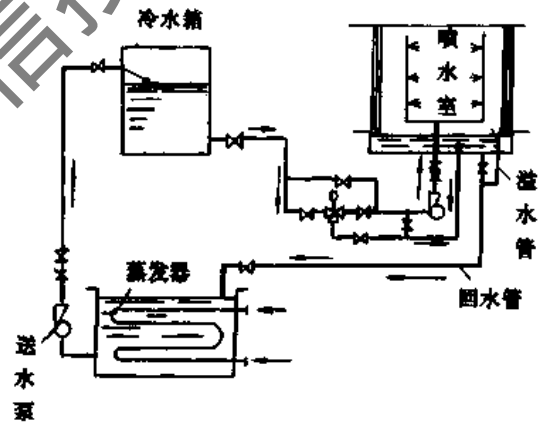


图 22-4 制冷站低于空调机房供水管路

23 小型空调机组及房间空调器的使用、维护与修理

23.1 恒温恒湿空调机的结构与工作原理

23.1.1 恒温恒湿机的结构特点

恒温恒湿机是一种比较完善的空调设备。具有制冷、除湿、加热、加湿等多种功能,而且可以保持空调房间内的空气温、湿度的调节精度。它适用于精密机械、光学仪器、电子仪表、计量室等工作场所。目前国产的恒温恒湿机组的制冷量在 6900~116000W(6000~100000kcal/h)范围,相应的风量在 1000~18000m³/h。

恒温恒湿机的温度控制精度为 ±1℃,相对湿度控制精度为 ±10%。恒温恒湿就是使被调房间的空气温、湿度在一定范围内恒定。

恒温恒湿空调机组大多为柜式,其所使用的制冷压缩机有全封闭式,也有半封闭式和开启式的,其机组中的冷凝器的冷却方式有风冷式和水冷式两种。

1. 恒温恒湿机组的型号

国产的恒温恒湿机组型号表示方法如下:

H (1) (2) (3) (4) (5) (6)

H:表示恒温恒湿机

(1)表示冷凝器的冷却方式。F表示风冷,水冷不表示。

(2)表示名义制冷量 × 10³W(kcal/h)。

(3)表示设计序号。

(4)表示送风型式。M为出风管,不接风管;D为顶送风,接风管;C为侧送,接风管。

(5)表示加热型式。D为电加热;Z为蒸汽加热。

(6)表示制冷压缩机型式。B为半封闭式;Q为全封闭。

2. 恒温恒湿机的结构

(1)风冷式(HF系列)。风冷式恒温恒湿机的结构包括:

1)制冷系统:由制冷压缩机、冷凝器、节流阀、蒸发器等组成,在制冷的同时也可以除湿。

2)制热系统:由蒸汽加热器或电加热器对空气进行加热处理。

3)加湿系统:由电加湿器、超声波加湿器、红外线加湿器等。

4)电气控制系统:由电接点干、湿球温度计、晶体管温度控制器、动圈式温度调节器等控制制冷、加热、加湿,从而保证被调房间内的空气温度和相对湿度保持在一定范围内。

HF系列风冷式恒温恒湿机组示意图见图23-1所示

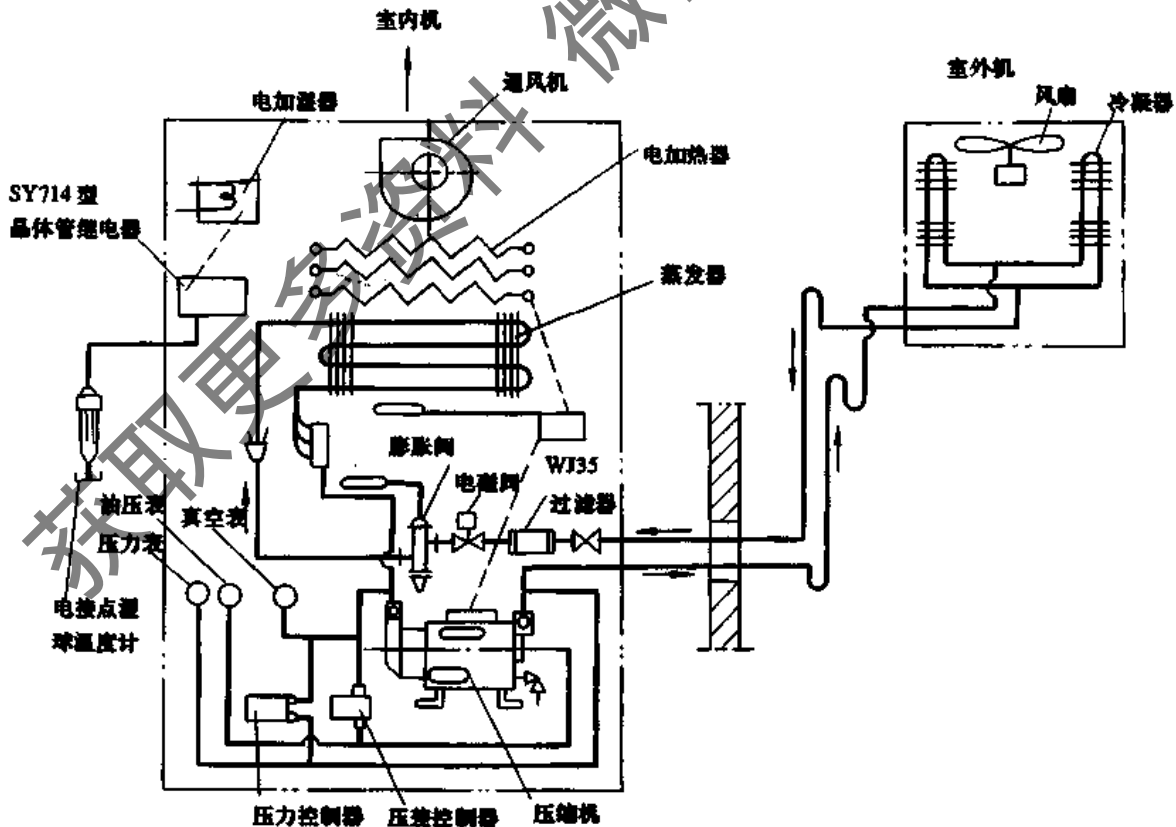


图 23-1 HF 系列恒温恒湿机组流程图

示。机组分室内、室外两部分。室外机只有风冷式冷凝器，室内机有制冷、加湿、加热、通风和控制等几部分组成。温度由 WJ-35 型温控器进行控制，加湿量由电接点

水银温度计和晶体管继电器控制，加热器也通过温控器进行开、停控制。

HF 系列恒温恒湿机组的热工特性曲线见图 23-2 所

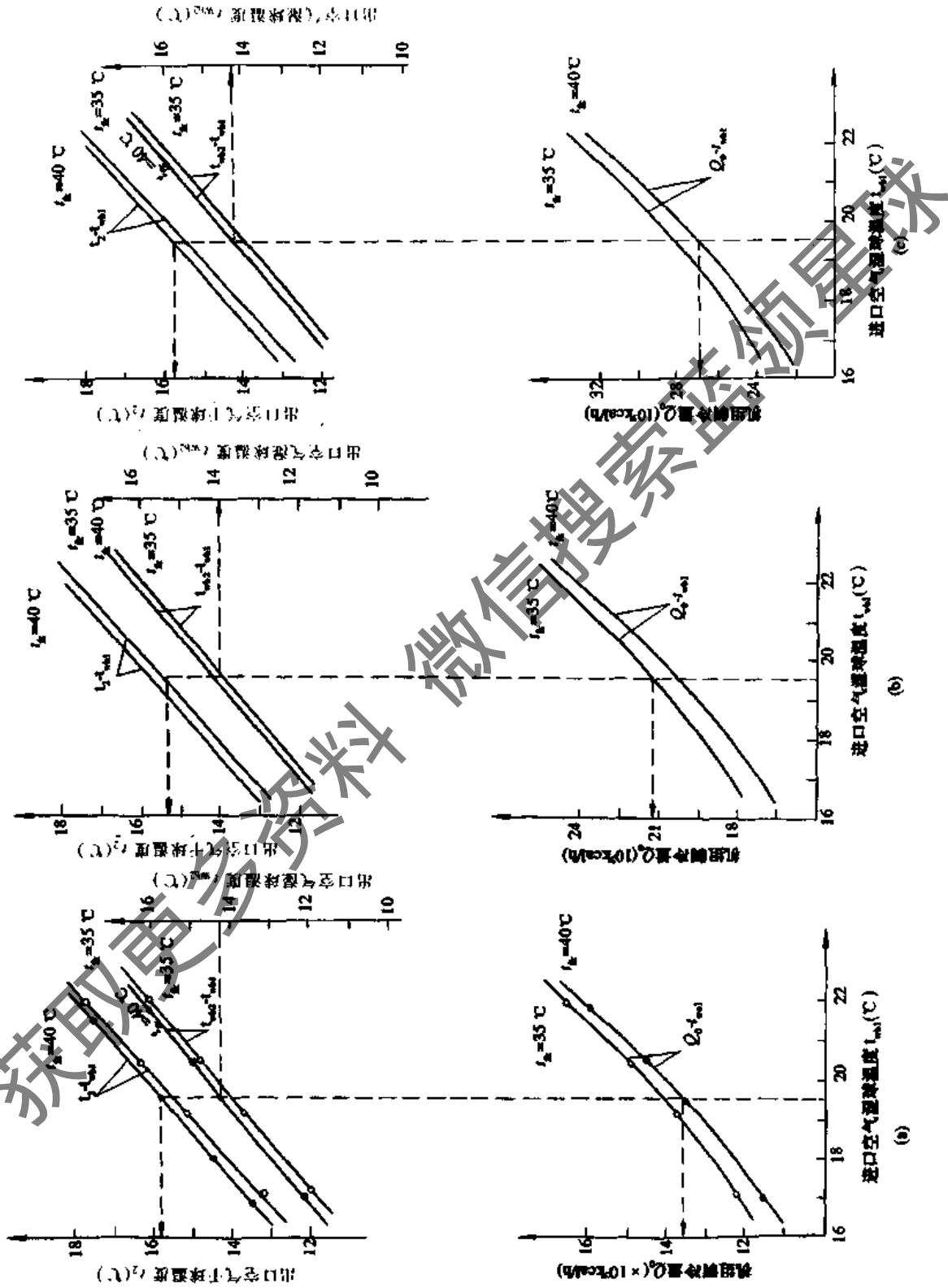


图 23-2 HF 系列恒温恒湿机组热工特性曲线
(a) HF15; (b) HF25; (c) HF30 注：图中的 t_k 为冷凝器进风温度 $^{\circ}\text{C}$

示。以 HF25 型为例,当恒温恒湿机进口空气湿球温度为 19.6℃,冷凝器进风温度为 35℃时,由图可查机组的制冷量为 24655W(21200kcal/h),空气出口干球温度为

15.3℃,湿球温度为 14℃。HF 系列恒温恒湿机主要技术参数见表 23-1。

表 23-1 HF 系列恒温恒湿机主要技术参数(电加热型)

项 目		单 位	HF15	HF15	HF25	HF25	HF30	HF30
性 能 参 数	制冷量	W(kcal/h)	1670(1440)		24400(21000)		32550(28000)	
	供热量	W(kcal/h)	11970(10300)		20900(18000)		25200(21700)	
	送风量	m ³ /h	2900		4800		5800	
	机外全压	mmH ₂ O	≥8	≥15	≥8	≥15	≥8	≥35
	噪声值(A)	dB(A)	≤65	≤70	≤65	≤70	≤70	≤80
	振动 水平振幅/垂直振幅	μ	≤50/≤100					
	机组输入功率	kW	4.75	5.05	6.65	7.1	9.7	11.1
	温度调节范围	℃	18~25					
	温度控制精度	℃	±1					
	可调空间(约)	m ³						
	电源		3~380V/50Hz					
控制容量	kW	21		35		42		
机组总重	kg	535	510	705	670	830	790	
压 缩 机	型号		2FV7B		3FV7B		4FS7B	
	转速	r/min	1440					
	工质		R-12					
	输入功率	kW	4.25		6		8.5	
通 风 机	型式		前向多叶离心式					
	全压	mmH ₂ O	26.5	35.5	27	36	33.5	60
	转速	r/min	936	1080	780	900	1048	1400
	输入功率	kW	0.5	0.8	0.65	1.1	1.2	2.6
蒸 发 器	型式		V型布置穿片型					
	排深		4					
	工质控制方式		内平衡式温度自动膨胀阀					
风 冷 凝 器	型号		FLQ15					
	数量		1		×2 并联		×2 并联	
	冷凝温度	℃	50					
	进风温度	℃	35					
	风量	m ³ /h	8300		8300×2		8300×2	
	电机功率	kW	0.8		0.8×2		0.8×2	
加 热 器	型式		电 热					
	功率	kW	12		21		25.2	
加 湿 器	型式		电 热					
	加湿量	kg/h	3.5		7		7	
	功率	kW	2.5		5		5	

注: 1000W=860kcal/h。

(2) 水冷式(H、LH、BH 系列)。水冷式恒温恒湿机组,其冷凝器的冷却是采用水冷却方式,其机组均为整体式(即不设室外机组),一般在冷却水系统中设置冷却塔。

水冷式恒温恒湿机的产品系列有 H 型、SH 型、LH 型及 BH 型等。

按供热方式的不同,水冷式恒温恒湿机有热泵供热型、电加热供热及蒸汽供热型等多种型式。

1) H 型恒温恒湿机组为国家系列产品,所有制冷压缩机均为半封闭活塞式压缩机,以 R12 为制冷剂,制冷量的范围在 17400~116300W(15000~100000kcal/h),

适用于被调的恒温恒湿面积为 60~500m²。具有降温、供热、加湿、去湿以及通风等多种功能。H 系列恒温恒湿机一般为顶部送风,在设备的回风口备有回风粗效空气过滤器。机组可直接置于被调房间的地面上,也可放在机房内接风管使用。其所配备制冷机为半封闭活塞式制冷压缩机,具有效率高、噪声小、制冷剂不易泄漏的特点,并且配备有能量调节及安全保护装置;其冷凝器采用轧外肋的紫铜管,强化了制冷剂一侧的放热系数,因而有效的缩小了冷凝器的体积;蒸发器采用铜管套铝片结构,有效地提高了换热效率;风机采用低噪声离心风机。

恒温恒湿机的温湿度控制是由温度控制器来控制压缩机的停、开和加热器的通、断,湿球温度计、晶体管继电器控制电加湿器的工作。

大型的H100型恒温恒湿机采用两台制冷压缩机,可自成循环系统进行整体控制,也可根据负荷的变化进

行单机运转。

H型恒温恒湿机主要规格技术数据见表23-2。

H型恒温恒湿机的热工特性曲线见图23-3和图23-4。

表 23-2 H型恒温恒湿机主要规格技术数据

产品型号		H15	H50	H100
技术数据				
型式		整体立柜式		
制冷能力 W(kcal/h)	恒温恒湿	16270(14000)	54300(46700)	104600(90000)
	空调工况	17400(15000)	61300(52800)	116300(100000)
加热能力 W(kcal/h)	电加热	11300(9720)	34900(30000)	90690(78000)
	蒸汽加热		46500(40000)	93000(80000)
加湿能力(kg/h)		5	7	22
除湿能力(27℃ 70%)(kg/h)		8	40	88
制 压 冷 机	型 号	2F27B	6FW7B	6FW7B×2
	转数(r/min)	1440		
	功率(kW)	5.5	17	17×2
冷 凝 器	型 式	卧式壳管水冷式		
	冷凝面积(m ²)	5.8	13	13×2
	进出水管径	1"	1½"	1½"×2
	耗水量(t/h)	2.5	10.6	22
	冷却水阻力(mH ₂ O)	4.5	5	5.8(单台)
空 冷 气 器	型 式	铜管套铝片蛇管式		
	传热面积(m ²)	35.6	109	214
	迎风面风速(m/s)	1.7	2.2	2.5
通 风 机	型 号	DW-7-51 No.2.5s	DW-14-34 No.4.0	DW-13-42 No.4.5
	配用电机功率(kW)	0.27×2/0.45×2	2×2	3.5×2
	转 数(r/min)	960/1440	960	960
	余 压(mmH ₂ O)	8-13/30	30-50	50-70
	风 量(m ³ /h)	1500×2	5000×2	10000×2
新风比(%)		15		
机组噪声		65dB(A档)	76dB(A档)	
制冷剂		R12充11kg	R12充27~30kg	R12 30×2=60kg
温度调节范围		18~25℃±1℃		
湿度调节范围		40%~70%±10%		
重 量(kg)		700	1200	2500
外形尺寸 长×宽×高(mm)		1170×560×2020 1170×560×1756 不带风帽	1750×1080×1700	2200×1500×2150

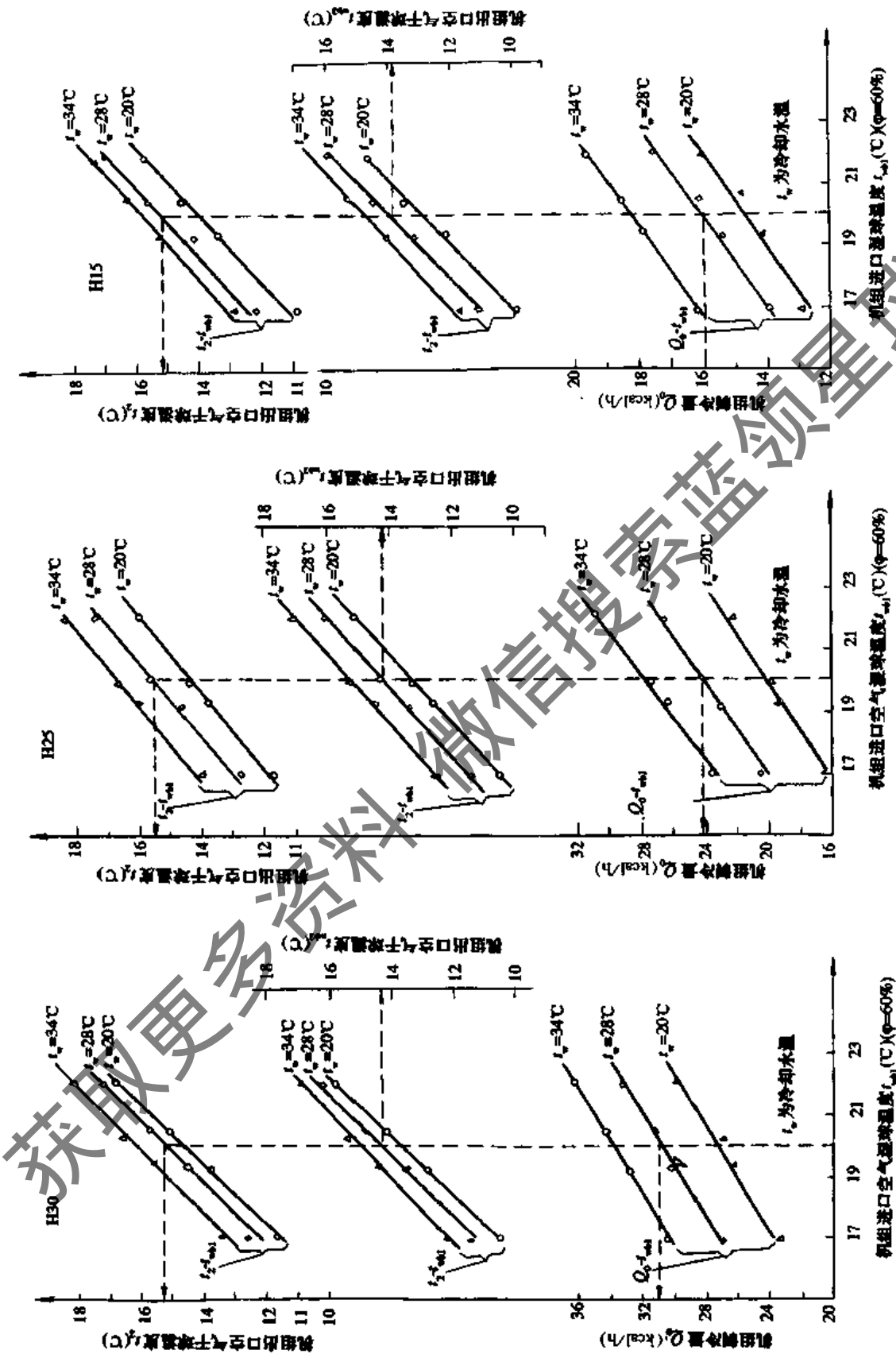


图 23-3 H15、H25、H30 型机组热工特性曲线
(a) H30 型; (b) H25 型; (c) H15 型

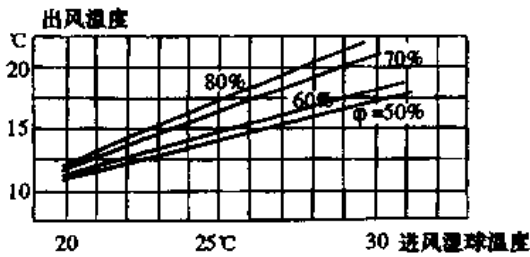


图 23-4 H50 型恒温恒湿机性能曲线

2) LH48 恒温恒湿机。LH48 是一种由北京冷冻机厂生产的一种水冷式恒温恒湿柜式机组，其流程图见图 23-5 所示。LH48 恒温恒湿机组使用 6FW7B 型半封闭式制冷压缩机和壳管式冷凝器，直接蒸发式翅片管状蒸发器。使用电加热器时，其电加热分为三组，其加热量分别为 10.8kW、14.4kW 和 10.8kW，计 36kW (30960kcal/h)，其加热控制由热敏电阻温度计和动圈式指示调节仪组成。电加湿器的加湿量为 7kg/h，其电加湿的电功率为 7.5kW，加湿量的控制由电接点湿球温度计和晶体管继电器组成。LH48 恒温恒湿机组的热工特性曲线见图 23-6。

3) LHR-20BW 空调器。LHR-20BW 型空调器为热泵型恒温恒湿机。机组分室内式和室外式两种，室内式

(LHR-20BW) 直接置于被调房间内，室外式 (LHR-20BW) 需另接风管。

此类机组在夏季和春、秋季按制冷循环运行，在冬季则按制热方式运行。使用手动四通阀改变制冷剂的流动方向，具有制冷、制热、除湿一机多用的特点。

机组的温、湿度控制：制冷压缩机可根据负荷情况来转换快速或慢速运转。制冷工况时，由电接点温度计通过电子继电器控制供液阀的开、关来改变蒸发面积，同时由电接点干球温度计通过电子继电器控制压缩机的开、停进行调温，用电接点湿球温度计通过电子继电器控制电加湿器工作，进行调湿。LHR-20 型恒温恒湿机原理见图 23-7。

4) XH48 型全新风恒温恒湿机。XH48 型全新风恒温恒湿机为某些不宜采用回风的空调房间而专门设计的一种恒温恒湿机。内部结构见图 23-8。制冷系统中的主机为 6FW7B 半封闭式制冷压缩机。加热既可以采用电加热，也可以采用蒸汽加热。电加热分一档自动和两档手动方式。蒸汽加热器采用翅片管式、低压蒸汽加热，并有微调电热可自动调节。蒸汽加湿系统为采用电磁阀控制的蒸汽加湿器，加湿量的大小可通过人工手动调节。另外，在机组中还有由不锈钢三折板组成的档水板，以防止被表面冷却器冷却后空气中的凝结水滴进入空调房间。

机组的控制系统由控制盘、操作盘、压力表及电气控

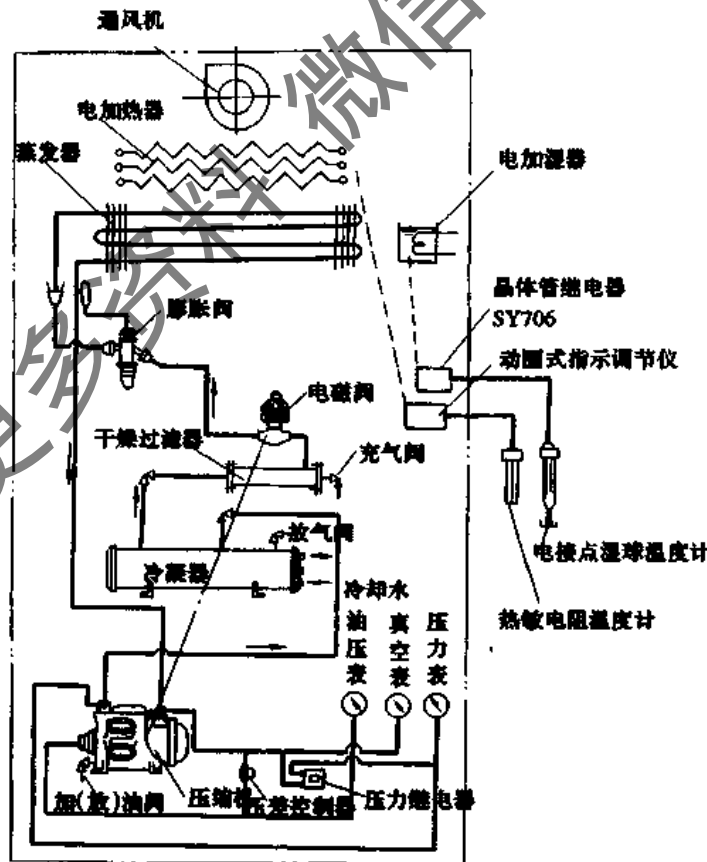


图 23-5 LH-48 型机组流程图

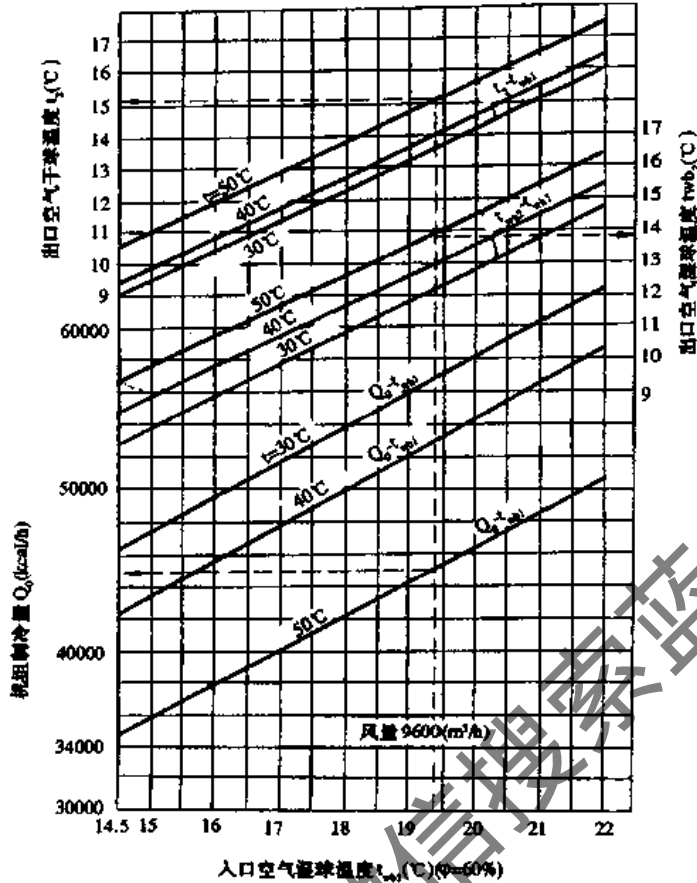


图 23-6 LH-48 型恒温恒湿机组热工特性曲线

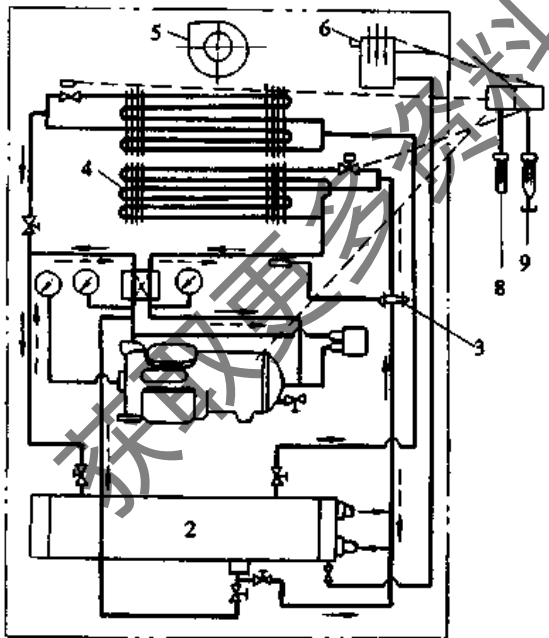


图 23-7 LHR-20 型恒温恒湿机

- 1-压缩机;2-冷凝器(水换热器);3-膨胀阀;4-换热器;
5-风机;6-加湿器;7-电子继电器;8-电接点干球温度
计;9-电接点湿球温度计

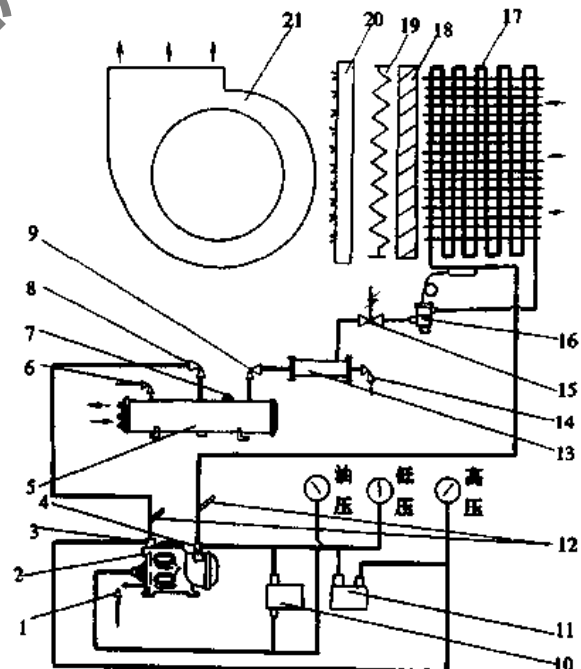


图 23-8 XH48 恒温恒湿机

- 1-加放油阀;2-压缩机;3-排气阀;4-吸气阀;5-冷凝器;6-放
气阀;7-安全熔塞;8-冷凝器进口阀;9-送液阀;10-压差控制
器;11-高低压力控制器;12-温度计插孔;13-干燥过滤器;14-
充气阀;15-电磁阀;16-膨胀阀;17-蒸发器;18-档水板;19-加
热器;20-加湿器;21-风机

制箱组成。在控制盘上装有压力控制器和压差控制器,以保证制冷压缩机在正常压力下安全运行,并通过压力

表显示吸汽压力、排气压力及油压力。XH48 恒温恒湿机的主要技术参数见表 23-3。

表 23-3 XH-48 恒温恒湿机技术参数

项 目			XH-48 技术参数			
名 称			单 位			
制 冷 装 置	制 冷 量		W(kcal/h)	55810(48000)		
	压 缩 机	型 号		6FW7B		
		输入功率	kW	17		
		转 速	r/min	1450		
		冷 媒		R12		
	冷 凝 器	型 式		管 壳 式		
		冷 凝 温 度	℃	40		
		进 出 水 温 差	℃	6		
	蒸 发 器	冷 却 水 量	t/h	9.6		
		型 式		翅片管直接蒸发式		
冷 媒 控 制			温度式热力膨胀阀			
	排 深	排	10			
通 风 装 置	额 定 风 量		m ³ /h	3000		
	通 风 机	型 式		后向多叶离心通风机		
		全 压	mm·H ₂ O	60~65		
		输入功率	kW	1.5		
	转 速	r/min	1792			
加 热 装 置	电 容 加 热 量	自 动	1 档	29.4	6.3	
		手 动	2 档			8.4
			3 档			14.7
	蒸汽加热附电加热容量		kW	6.3		
	蒸汽加热容量		W(kcal/h)	36160(31104)		
	耗 量		kg/h	44		
干蒸汽加湿器最大加湿量		kg/h	42			
机组余压		mmH ₂ O	25~30			
温度控制范围		℃	18~25			
温度控制精度		℃	10±1			
湿度控制范围		%	95~65			
湿度控制精度		%	10			
机组振动	水 平		79.5			
	垂 直	μ	50.5			
机组噪声		dB	≤75			
电 源			380V 50Hz			
控制容量		kW	47.9			
接管尺寸			冷却水入口 ZG1½" 冷却水出口 ZG2" 蒸汽入口 ZG¾"			
机组重量		kg				
机组体积		mm	1900×1465×1939			

23.1.2 恒温恒湿机组的运行、维护、保养与检修

1. 制冷系统的试运转

由于目前恒温恒湿机的制冷系统中大都采用半封闭活塞式制冷压缩机作为其冷源设备,因此,恒温恒湿机中的制冷系统的试运转与其他开启式活塞式制冷压缩机所组成的制冷系统的试运转基本相同。所以,这里对恒温

恒湿机中的制冷系统的试运转只作简略介绍。

(1) 系统的吹除。恒温恒湿机中的制冷系统在新安装或进行大修之后,为了保证机组安全、平稳、高效率的运行,必须将系统内由于各种原因所遗留的污物进行清除。对系统内的污物进行清除时可采用压缩空气(或氮气)进行吹除。其方法为:向系统内充入 0.6MPa(6kgf/cm²)的压缩空气或氮气,然后将系统最低处的排污阀(或

丝堵)打开,使系统内的污物随着气流一起从排污口排出,如此反复进行几次,直至将系统内的污物吹净为止。

(2) 系统的试漏。制冷系统在充注制冷剂之前,必须进行气密性试验。以防止由于系统的泄漏而造成制冷剂的损失和系统的无法运行。进行系统气密性试验时,对于以 R717 和 R22 为制冷剂的系统,其低压部分的试验压力为 1.2MPa(12kgf/cm²)。其高压部分的试验压力为 1.8MPa(18kgf/cm²),对于以 R12 为制冷剂的系统,其低压部分的试验压力为 1.0MPa(10kgf/cm²),其高压部分的试验压力为 1.6MPa(16kgf/cm²),这里的试验压力均为表压。可先向系统充入压缩空气或氮气,使全系统内压力达低压部分试验压力,关闭低压与高压部分之间的阀门,然后再向高压部分充入氮气,使之达到高压试验压力值。系统保压 24h,在前 6h 内允许压力降为 0.02MPa(0.2kgf/cm²),在后 18h 内压力应保持不变。试验时,可每隔 1h 对压力记录一次。如有泄漏,可涂肥皂水进行检查。在试验时,必须注意:因为制冷压缩机的低压腔一般所承受压力为 1.0MPa(10kgf/cm²),因此在试漏时应将压缩机的吸、排气总阀关闭。试漏结束后,将系统泄压,并将试压时空气中所析出的水分排出。

(3) 压缩机的空运转。在进行压缩机的空运转时,应首先打开汽缸盖,拆下阀组。检查缸套镜面是否有污物和锈斑,并向每个汽缸注入少量润滑油。取下吸气阀片,装上排气阀组并盖上缸盖。将轴封上的丝堵卸下,向轴封腔注满油后堵上。检查电器设备接线是否正确。人力盘车应灵活,轻快而无撞击现象。

对压缩机进行点动,检查各部位情况。在确认无误后,进行 2h 的空运转(注意:此时未装吸气阀片),并观察各部位情况。运转中油压应在 0.15~0.3MPa(1.5~3kgf/cm²),油温不超过 70℃。

运转结束后,应拆洗换油,检查缸套镜面,重新装配压缩机。

(4) 系统的真空试验。为检查系统在真空下的密封性和为充加制冷剂做好准备,应对系统进行真空试验。真空试验时,可使用压缩机或机械真空泵将系统的真空度抽到 700mmHg 以上。关闭真空泵和阀门,在 24h 内系统真空度无变化即可。

(5) 制冷剂的充加。系统在真空试验合格后,即可进行制冷剂的充加。恒温恒湿机组制冷系统所使用的制冷剂一般为 R12 或 R22。系统制冷剂充加的多少应按有关规定进行。

充加时,可利用系统的真空状态自动加入。当制冷剂钢瓶与系统内压力平衡时,可开启压缩机继续充加到额定值为止。

在系统充入 0.2~0.3MPa(2~3kgf/cm²)的制冷剂时,可对系统进行检漏。对于 F12、F22 系统可用索检漏仪进行检查,如有泄漏时,灯光颜色将由红色变为绿色,如泄漏严重,则变为蓝绿色。也可使用电子检漏仪进行检漏。

(6) 压缩机的负荷运转。

1) 运行前的准备。

① 除通向大气的各阀和吸、排气总阀关闭外,其余

各阀均打开。

② 启动冷却水系统,向冷凝器、压缩机水套供冷却水。

③ 启动系统风机,使空气形成循环。

④ 将压缩机的能量调节机构置于最小位置。

2) 启动运转。

① 打开排气总阀。

② 供电并启动压缩机。

③ 缓慢地打开吸气总阀,同时调节节流阀(如无手动调节阀时,可适当调整热力膨胀阀),调整机组能量调节装置。当听到有敲击声时,应立即关闭吸入总阀,至响声消失后再缓慢打开。

④ 启动结束后系统进入运行状态应检查:

吸入温度:R12、R22 为 +15℃,

油压应比吸入压力高 0.18~0.22MPa(1.8~2.2kgf/cm²),

油面应在油镜中心线附近,

冷凝压力:在运转初期,对于 R22 系统不宜超过 1.2~1.3MPa(12~13kgf/cm²)表压;对于 R12 系统不宜超过 0.8~0.9MPa(8~9kgf/cm²)表压。

3) 初运转应注意事项。

① 初运转时应使油压比吸入压力高 0.2~0.3MPa(2~3kgf/cm²)。

② 应及时拆洗吸气滤网。

③ 每运转 100h 左右,应更换一次润滑油,连续 2~3 次。且在每次换油时,应对油过滤器进行清洗。这样可避免将污物带入压缩机的摩擦面,而造成磨损加重和咬伤。

4) 停车。停车程序为:

① 关闭制冷系统的供液阀(也称出液阀)。

② 关闭吸气总阀,待曲轴箱压力趋于 0MPa 时,可停压缩机,而后关闭排气总阀。

③ 停循环冷却水系统。

④ 待低压表的压力值回升后可停恒温恒湿机中的风机。

2. 空调机组的调整

恒温恒湿机在正式投入使用前必须进行调整,调整的主要内容包括:

(1) 压差控制器整定。压差控制器在恒温恒湿机组出厂前已调整好,在使用时可对调定值进行校核,但一般不做调整。根据不同的机组和使用不同的制冷剂,其整定值一般为 0.1~0.15MPa(1~1.5kgf/cm²)表压。如果机组在运行中,当油压与低压之差小于整定值时,压差控制器将断开。切断制冷压缩机的主回路,使机组停止运转。如果机组在启动时,油压与低压差小于整定值,由于压差控制器处于断开位置而使机组不能启动。为此,在有些恒温恒湿机组中设有调整—运行转换开关,在机组启动时,由于油压与低压还未形成压差,而按正常情况则无法启动,因此采用无保护的强制性启动方法——调整。在此过程中逐渐形成压差,此时则可由调整方式转换为运行方式,使机组顺利投入运行。

(2) 高、低压继电器的整定。恒温恒湿机运行中,制冷系统在工作时,必须防止排气压力过高和吸气压力过

加热器的功率是否能达到要求值。

同时必须检查电加热器与送风机的连锁情况,如果在送风机启动前电加热器也能投入运行,则送风机的

系统的冷凝器供水,应注意水的温度,水泵、轴流风机运行的电流变化情况。

低,以保证制冷压缩机安全可靠的运行。

例如由于开机后,排气阀未及时打开,制冷剂充灌量过多,冷凝器大量积液,冷凝器断水或冷却水量严重不足,冷凝风扇电机故障而使风扇停转,系统中不凝性气体含量过多等都会引起制冷系统中高压侧压力过高,对制冷压缩机造成危害。吸气压力过低或者低压侧被过分的抽空将会使制冷压缩机的压缩比增大,排气温度上升,效率下降,工作条件恶化;甚至会造成空气的渗入,将不凝性气体和水分带入机组内而产生排气温度、压力的提高,膨胀阀的冰堵等现象。高低压力继电器在运行中,则可起到防止高压过高和低压过低的作用。

在制冷系统工作中,高压过高时继电器断开,压缩机停止工作,当高压回落到高压整定值以下时,继电器重新接通,压缩机重新运转;同样,当低压过低,即低于低压整定值时,继电器断开,压缩机停止运行,当低压回升到高于低压整定值时,继电器接通,压缩机继续运行。

高、低压继电器在恒温恒湿机组出厂时,也已在生产厂调整好,一般不再进行调整,但应检查其整定值是否符合技术文件的规定。

对于高、低压继电器的整定值,根据不同的机组和使用不同的制冷剂而定,可根据有关的技术文件所规定的高、低压继电器的调定值进行调整。如 LH-48 恒温恒湿机组使用 6FW7BA 半封闭式制冷压缩机以 R12 为制冷剂,其高低压继电器的高压调定值为 1.25~1.3MPa (12.5~13kgf/cm²)表压,低压调定值为 0.1~0.18MPa (1~1.8kgf/cm²)表压。而 H70 恒温恒湿机组使用 6FW7BA 半封闭式制冷压缩机,以 R22 为制冷剂,其高低压继电器的高压调定值为:2.0MPa(20kgf/cm²)表压,低压调定值为 0.1MPa(1kgf/cm²)表压。

(3) 热继电器的电流调定值。为了预防电动机长时间的过负荷运行,防止电机过热而造成绝缘破坏而形成电动机烧毁事故,在其主回路中都采取了过负荷保护装置——热继电器。因此热继电器动作电流的调定值是否合理,对保护电动机的运行起重要作用。一般热继电器动作电流为电动机额定电流的 0.95~1.05 倍。

(4) 能量调节机构的调节。在恒温恒湿机组运行中,制冷系统在工作时,其能量自动调节机构的动作压力调定值一般是根据空调房间内的空气露点温度来确定的,当蒸发温度低于露点温度 9℃时,能量调节机构应能控制压缩机的全部汽缸投入运行;低于露点温度 10℃时,应有 75%的汽缸投入运行;而当低于露点温度 11℃时,压缩机全部汽缸应卸载。

(5) 温、湿度指示控制仪控制值的调定。我们知道:对于恒温恒湿的空调房间,在温、湿度的控制部分有温、湿度敏感元件、变送器、调节器和执行器组成。一般使用恒温恒湿机组的空调房间的调温(湿)系统中的执行器部分往往使用中间继电器。

在夏季运行中,通过温(湿)度敏感元件检测到的空调房间的温(湿)度如超过要求值的上限时,则通过调节器输出信号,使继电器线圈吸合,串(并)联于压缩机控制回路中的处于常开状态的触点接通,而处于常闭状态的触点断开,从而使制冷压缩机起动运转进行降温(去湿)

处理,当空调房间内温度(湿度)低于要求值时,调节器输出信号,使继电器线圈释放,继电器中的常开、常闭触点恢复到原来的状态,压缩机停止运行。

在冬季运行中,如果空调房间温(湿)度低于要求值时,则通过调节器指令使并联于加热器或加湿器控制回路中的继电器常开触点接通,进行加热或加湿,如果空调房间内温、湿度高于要求值时,则通过调节器指令使并联于加热系统或加湿系统中的继电器常开触点恢复原来状态,使加热或加湿停止,以此来达到恒温恒湿的目的。

空调房间内温、湿度的控制范围由室内的工艺条件所决定。因此,整定值应按要求进行调定。

电接点温度计的调整:电接点温度计有两种型式,一般为固定接点式(有一个接点或两个接点),其接点的温度值是固定不变的;另一种为可调接点式,其接点位置可通过给定机构在表的量限内任意调整。

电接点温度计的下半部分与一般水银温度计相同。当温度计周围介质的温度发生变化时,水银柱的高度也随之变化,水银柱起到触点的作用。在电接点水银温度计的顶端有一调节磁钢,转动调节磁钢,由于磁力的影响,引起调节螺钉的转动。当它顺时针转动时,则指示螺母上升(接点的温度调高);当逆时针转动时,则指示螺母下降(接点温度调低)。当指示螺母的上沿已调到所需的温度时,应把调节磁钢上的固定螺母旋紧。

如果水银柱断开,一般可用加热方法处理。先用调节磁钢把钨丝上旋到微管扩大部分,对感温部分缓慢加热,使水银柱上升到扩大部分,然后稍加振动以连接水银柱,待其自然冷却后,再行使用。

电接点温度计为双位调节器。由于使用双位调节器往往使被调温度总是在给定值的上、下波动,不能稳定在某一个数值上。因此在要求调节精度较高的地方有采用时间比例调节器、比例积分调节器、比例微分调节器或比例积分微分调节器等。

(6) 制冷压缩机运行工况的调节。由于恒温恒湿机组中的制冷压缩机主要是为空调房间的恒温恒湿而设置的,对空气进行降温去湿处理。因而其制冷压缩机的运行工况则应按空调工况进行调节。

1) 对于以 R12 为制冷剂的制冷系统。蒸发温度为 +5℃,因此压缩机的吸气温度应低于 10℃,吸气压力 p_0 应为 0.22~0.30MPa(2.2~3.0kgf/cm²)表压。

冷凝温度为 +40℃,因此,压缩机的冷凝压力(即约为压缩机的排气压力)应为 0.878MPa 即 < 1.0MPa 表压。排气温度小于 125℃。

2) 对于以 R22 为制冷剂的制冷系统。正常的吸气压力为 0.3~0.55MPa 表压(3.0~5.5kgf/cm²)。正常的排气压力为:1.0~1.6MPa。

3) 正常工作的油压。比曲轴箱内压力高 0.1~0.35MPa(1~3.5kgf/cm²)。

(7) 恒温恒湿机组中电加热系统调试。恒温恒湿机组中的电加热器一般分为 3 组或 4 组。调试时应先起动机组中的送风机(因为电加热器一般与送风机连锁,在风机启动前,电加热器将无法投入工作),然后可分别将各组电加热器投入工作,并检测送风空气的温升以校核电

加热器的功率是否能达到要求值。

同时必须检查电加热器与送风机的连锁情况,如果在送风机启动前电加热器也能投入使用,则说明电加热器无保护装置,因此,在此情况下应严格禁止电加热器的投入使用,必须在与送风机连锁之后才允许使用,以避免火灾事故的发生。

在对电加热器的手动控制试验之后,应检查其自动控制的性能。检查时可根据有关说明,调节送风(或室温、或回风)温度的上下限,以观察电加热器的投入和断开是否正确。如电加热器控制恒温恒湿机组的送风温度,当送风温度低于其整定值下限时,首先应有一组电加热器接通投入工作,在送风温度达到其整定值的上限时,电加热器应自动切断,停止工作;如果第一组电加热器投入工作后,其送风温度仍低于其整定值的下限时,第二组电加热器应自动投入工作。……一直到送风温度达到要求值为止。如果送风温度过高,则电加热器应一组一组的自动退出工作,以满足送风温度的要求。

如果恒温恒湿机组采用蒸汽或热水加热器时,其试验方法应根据其控制方法(自动或手动)的不同而采用不同的方法。关于此方面的内容可参考前面的有关部分。

(8) 恒温恒湿机组中电加湿器的调试。在恒温恒湿机组中的电加湿器同样可以采用手动控制方式或自动控制方式。在有的恒温恒湿机组中,对电加湿的自动控制采用电接点温度计和晶体管继电器来实现(如北京冷冻机厂生产的 LH48 空气调节机),也有采用干、湿球温度控制指示仪来实现自动控制的(如南京冷冻机总厂生产的 H70 恒温恒湿机组)。

电加湿器的调试程序如下:首先打开电加湿器的进水阀和溢水阀,启动机组送风机运转。打开电加湿器的电源,使电加湿器通电工作。调节加湿量,在有的恒温恒湿机组中,电加湿量分为好几档,此时可依次使加湿量开关置于各档处,可观察电加湿器的电流情况,不同的档次工作应有不同的电流值。如 H70 恒温恒湿机组电加湿器分为四档,在一档工作时,其电流值为 10A,在二档工作时,其电流值为 15A,最大加湿量时电流值可达 20A。在一档工作时,当电流值逐渐增大至 10A 左右时,喷气口开始有湿蒸汽喷出。当加湿器的工作电流达到 10A 时,进水电磁阀自动关闭,当电流值下降到 10A 以下时,进水电磁阀又自动打开,如此反复以达到加湿恒定的目的。

电加湿器的排污。在进行电加湿器的排污时,可关闭加湿器工作开关,打开(手动或自动)排污阀,使加湿器中已浓缩的积水排出。

3. 恒温恒湿机组的日常运行

恒温恒湿机组属于一种独立性比较强的空调设备,在日常的运行管理中一般应有专人负责。按照有关的规程进行运转操作。

(1) 机组的夏季运行。

1) 机组的启动。

① 向机组送电,此时机组电源指示灯应亮。
② 启动系统的循环冷却系统中的水泵、轴流风机、水泵和轴流风机运行指示灯亮。同时可调节水泵出口的阀门,使出口压力达到要求值。向恒温恒湿机组中制冷

系统的冷凝器供水,应注意水的温度,水泵、轴流风机运行的电流变化情况。

③ 启动机组中的送、回风机。机组中相应的风机运行指示灯亮。

④ 在夏季运行时,打开制冷系统中的吸排气阀,出液阀(因一般在制冷系统的出液阀之后,蒸发器之前均设有与压缩机连锁的电磁阀。因此在打开出液阀后,压缩机在未启动时,电磁阀处于关闭状态,故不会有制冷剂进入蒸发器之内,如不设电磁阀时,则应在压缩机启动后再打开出液阀),将压缩机能量调节置于“0”位。

⑤ 启动压缩机。有些恒温恒湿机组(如 LH48 型),在启动压缩机时,应先将压缩机启动开关置于“调整”位置,在油压、高低压力形成一定的压差后,再转换至运行位置,使之进入运行状态,而后逐步调整能量调节装置,直至满负荷运行,也可以将能量调节装置置于自动位置。

而有的恒温恒湿机组在制冷压缩机启动时,采用“Y”形方式启动,启动结束后再转换为“△”方式运行,如 H70 型机组。

机组启动结束后应首先检查和调节压缩机的油压使之在正常范围内,然后再调节能量调节装置。

2) 启动时应注意的事项。

① 机组在启动时,必须在冷却水循环系统和风机运行正常后方可启动压缩机。

② 压缩机在启动时发现异常情况时应及时进行停机处理,否则不得再次对压缩机进行启动。

③ 压缩机启动后应立即检查吸、排气压力、油压力是否正常,否则应进行调整。其方法为调节热力膨胀阀以调节吸气压力;调节冷却水温和水量以调节排气压力;调节油压调节器以调节油压力。

3) 日常运行的检查。恒温恒湿机组在启动结束后即进入运行阶段。在日常的运行中应注意检查和处理以下有关内容。

① 运转设备的温度、声音、振动等是否正常。否则应采取必要的措施进行处理。运转设备的电流、表面温度等是否正常。

② 冷却水系统中水温、水压是否在要求范围内,否则应进行调整。

③ 制冷压缩机运转中吸气压力、排气压力、油压力是否在要求范围。制冷系统中的冷凝温度 $t_k = t_{w1}$ (冷凝器进水温度) + (8~12℃),根据冷凝温度,查制冷剂热力性质表即可知冷凝压力(即排气压力)。制冷系统中的吸气压力根据下述方法确定。

对于单纯的降温过程,制冷系统的蒸发温度 $t_0 = t_s$ (空调房间内的湿球温度) - (8~12℃),对于降温去湿系统,蒸发温度 $t_0 = t_1$ (空调房间内的露点温度) - (8~12℃),根据蒸发温度查制冷剂热力性质表即可知其蒸发温度(即吸气温度)。

④ 空调房间内温、湿度值是否在正常范围内。

4) 机组的停车。

① 停制冷系统。其停机程序为:停压缩机,延迟 3~5min 停冷却水系统,可参照 20 章有关内容进行。

② 停机组风机(在停压缩机后 3~5min)。

③ 关闭电源。

(2) 机组的冬季运行。机组在冬季运行时,一般对空气采用加热加湿的处理方式。因此机组在冬季运行时,只要在机组风机启动后逐步将加热系统和加湿系统按自动运行方式投入即可,以满足空调房间内要求的温湿度值。

4. 恒温恒湿机组的维护与保养

(1) 维护和注意事项。

- 1) 对风阀的转轴需定期加油润滑。
- 2) 新、回风过滤器应定期清洗或更换。
- 3) 当冷凝器长期不用时应将冷凝器中的水排放干净,以防冻坏事故发生。
- 4) 当风机风量偏低,风机的传动皮带过松时,可调整风机与电机的距离。
- 5) 如制冷压缩机长时间停机时,应将制冷剂抽回冷凝器内。

6) 在调整过程中,如果油压差低于 0.15MPa 时应立即停机检查处理。

(2) 维护保养项目及周期。

- 1) 应每年检查、校核各种自控测试仪表及安全装置,

应包括压力控制器、压差控制器、温度指示控制开关等。

2) 拆洗干燥过滤器应每年进行两次,此时应将制冷剂抽回冷凝器内。

3) 应每年对电磁阀、膨胀阀拆洗一次。

4) 每年拆洗一次制冷压缩机滤网。

5) 每两年更换一次润滑油。

6) 每 2~3 年应拆洗一次制冷压缩机,并更换部分易损件。

7) 使用除垢剂每年对冷凝器冷却水管道进行一次清洗。

8) 每年应对蒸发器表面的积尘及污物进行一次清除。

9) 每 1~2 个月清洗一次空气过滤器。

10) 每天更换一次加湿器中的水。

11) 每年应对电加热器进行 2 次检查,看是否正常。

12) 风机轴承座的润滑油添加应每 3 个月进行一次。

5. 恒温恒湿机组常见故障与排除

(1) 水冷式恒温恒湿机组故障分析。水冷式恒温恒湿机组故障分析见表 23-4。

表 23-4 水冷式恒温恒湿机的故障分析

故障现象	原因	应检查部位及排除方法
制 冷 机	制冷机不启动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查主电路是否有电; 2. 检查熔断器是否熔化、空气开关是否合上; 3. 检查电流调节位置是否合适,如电流位置合适,可能是机组冷凝温度及蒸发温度过高造成,电机过载,或电压过低,促使电流急增; 4. 排除油路故障或调整油泵压力值按动手动复位按钮; 吸气压力是否正常; 5. 检查继电器控制位置是否合适
	制冷机启动有困难	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电压过低; 2. 制冷系统高低压压力比过大; 3. 制冷机咬住
	制冷机电机过热	<ol style="list-style-type: none"> 1. 系统内制冷剂不够造成电机冷却不好; 2. 高压阀片断裂或严重漏气
	油压过低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油压表损坏; 2. 曲轴油面过低; 3. 油管路堵塞; 4. 曲轴箱流进氟液;

(续表)

故障现象	原因	应检查部位及排除方法
制 冷 机	5. 吸油过滤器堵塞; 6. 油泵损坏	5. 上述故障常伴有制冷量下降现象; 6. 拆检油泵
	制冷机有敲击声 1. 制冷机回液; 2. 汽缸余隙过小; 3. 活塞销与衬套间隙过大; 4. 连杆大头瓦与主轴颈间隙过大; 5. 前后主轴与主轴颈间隙过大; 6. 汽缸内掉进杂物	1. 两种原因都可能使汽缸产生“拍拍”的声响,具体分析用手试一下排气管如温度低于正常排温则属于回液,如温度较高则一般是余隙过小; 3. 有较清脆的“达达”声; 4. 有较闷哑的“达达”声; 5. 除有“达达”声外制冷机的振动有明显的增大; 6. 有间断或时大时小的敲击声时应立即停机拆汽缸盖检查
制 冷 系 统	空调机产冷量下降 1. 制冷剂不够; 2. 蒸发器全部结霜; 3. 蒸发器靠分液器一方结霜; 4. 制冷机效率低; 5. 膨胀阀开启过大	1. 判断方法见制冷机电机过热部分; 2. 由于蒸发温度过低造成主要原因是 (1) 风机转反 (2) 空气过滤器堵塞 (3) 回风管道风阀及送风管道风阀未开或开的太小 (4) 空调系统送风与回风短路; 3. 由于膨胀阀开度过小使蒸发温度过低,空调机蒸发温度一般从 +2℃ ~ +5℃ 即制冷机使用 R-12 时吸气压力应为 2.3 ~ 2.7kgf/cm ² (0.23 ~ 0.27MPa) 之间,如压力低于此值应开大膨胀阀; 4. 在空调机的进风温度比较高的情况下膨胀阀开启度正常时吸气压力过高,并且冷凝器进出水的温差较小则是制冷机效率过低应检修更换零件; 5. 造成蒸发温度偏高,这时虽制冷机产冷量增大但由于蒸发器表面温度过高缩小了与空气的换热温差因而送风温度降不下来,如用在除湿工况有可能达不到空气的露点温度以致不能有效脱水
	排气压力过高 1. 冷凝器水量不足; 2. 冷凝器进水温度过高; 3. 系统内有空气; 4. 制冷剂注入量过多; 5. 冷凝器水侧端盖,流程短路或水盖上反	1. 检查冷凝器出水温度最高不得超过 42℃,如超过应加大水量; 2. 当进水温度过高,虽流量较大也造成出水温度超过 42℃; 3. 除排气压力高外,排气温度也很高,这时可在停车不停冷凝水的情况下从排气截止阀旁通孔放出空气(旁通孔应开得很小慢慢的放还要随时观察排气压力表以免放出过多氟气); 4. 因为该设备是冷凝器兼作贮液器,故制冷剂不能加得太多,否则超过所需循环量很多时,占去了冷凝面积使冷凝温度增高 判断方法: 制冷机一开车排气压力急剧上升,当机器运转一段时间后可用手摸一下冷凝器外皮注液正常时应有直径的 2/3 ~ 1/2 处温度较高,只有靠下面 1/3 是凉的,如果凉的部位超过了 2/3 则证明是液量过多应放出一部分; 5. 这种故障只出现在新设备或清洗冷凝器后,造成短路原因是胶垫没有垫好或装错,水盖上反也造成了水的短路,表现在一开车排气压力剧增,但冷凝水进出温差则很小
	吸气压力调不上去 1. 膨胀阀感温包泄漏	1. 热力膨胀阀是靠感温包中所充膨胀剂来平衡调节杆上面弹簧压力的,如膨胀剂跑掉则阀针顶死,不能过液,这时应将系统冷凝器出液阀关死,将蒸发器中制冷剂全部排进冷凝器,关闭制冷机

(续表)

故障现象	原因	应检查部位及排除方法
吸气压力调不上去	2. 电磁阀不吸; 3. 液体过滤器堵	1. 吸气阀拆下膨胀阀,将膨胀阀帽子拆下连同毛细管盘一起放入热水中,如有气泡出现则说明已漏出气泡的地方即为漏气处; 2. 膨胀阀无故障但吸气压力调不上去或为负值,可先松一下电磁阀进液端锁母,如有氟液喷出立即拧紧再松一下。出液端锁母如无氟液喷出或往里吸气则证明电磁阀未吸应停车,先检查线圈是否有电,如有电再检查线圈是否断路,均无故障则应关闭冷凝器出液阀,拆检阀体; 3. 制冷机运转时用手摸液体过滤器,如前后温度有明显差别则说明有节流现象,应停机拆下过滤器法兰,清洗滤网。
加热器表面温度过高	1. 风量不够	1. 检查方法同空调机产冷量下降; 2. 检查蒸发器全部结霜部分
加热器不工作	1. 加热器断路; 2. 加热器电阻丝与外皮短路或电阻下降	1. 用万能表电阻档测量; 2. 这时熔断器溶化,可用万能表或摇表检查电阻值
加湿器不工作	1. 加热器断路; 2. 加热器电阻丝与外皮短路或电阻下降	检查部位同上,但还应检查供水系统有无断水现象,浮球阀有无堵塞,水位控制微动开关压杆位置是否合适
加湿器工作效率差 注:喷干蒸汽加湿器故障及排除方法见、喷干蒸汽加湿气使用说明书	加热盘管外皮水垢太厚	清除水垢(如用打磨方法清除后应检查,加热盘管是否有破裂现象)

注: L 型水冷式冷风机故障分析与本表的前八项相同。

(2) 热力膨胀阀的检查方法。对于一台恒温恒湿机组,如果制冷系统无泄漏和堵塞,但低压压力不正常(R12 时应为 0.27MPa, R22 时应为 0.49MPa),则可能为热力膨胀阀感温包的毛细管泄漏,因而导致过热度调整

失灵,使制冷系统的供液量不正常,此时则需更换同型号、规格良好热力膨胀阀。

热力膨胀阀的好坏可用下述方法进行检查,并按图 23-9 所示的方法进行调整。

- 1) 将制冷剂钢瓶放入 50℃ 的热水中。
- 2) 将膨胀阀的感温包放入 0℃ 的冰水混合物中。
- 3) 打开制冷剂钢瓶的阀门,使高压表指示为规定值,约为 0.5MPa (5kgf/cm²)。
- 4) 调整过热度,调整之后用手握感温包,如果低压压力上升则表示感温包及膨胀阀动作良好(过热度与低压压力之间关系见表 23-5)。

表 23-5 过热度与低压压力

过热度的给定温度(℃)	R12 的低压压力(MPa)
5	0.16~0.18
6	0.15~0.17
7	0.15~0.17
8	0.14~0.16
9	0.14~0.16
10	0.14~0.16
11	0.13~0.15
12	0.12~0.14
13	0.12~0.14
14	0.12~0.14
15	0.10~0.13

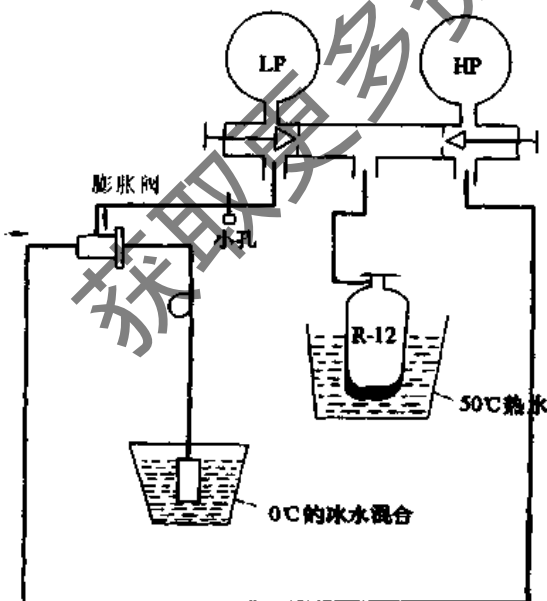


图 23-9 热力膨胀阀的调整

过热度调整方法:给定值 +5℃,顺时针方向旋转调节阀杆时过热度增加,逆时针方向旋转调节阀杆时,过热度减少。调整阀杆每旋一周过热度变化可参照表 23-6。

表 23-6 过热度调整

制冷剂	充注方式	每旋一周温度的变化(℃)
R12	混合充注法	7~8
R22		5~6
R12	气体充注法	3.5~4.0
R22		2.5~3.0

注:混合充注法用于冷藏冷冻 R12 + 5℃ ~ 25℃, R22 + 5 ~ -35℃, 气体充注法用于空调 R12、R22 + 5 ~ +25℃。

(3) 能量调节装置失灵的原因及对策。在恒温恒湿机组中,一般都使用半封闭式多缸制冷压缩机,采用能量调节装置来调节制冷量。

我们知道:制冷压缩机在正常运行中,其油压应比曲轴箱内压力(即低压压力)高 0.15 ~ 0.3MPa(1.5 ~ 3.0kgf/cm²)。如果出现油压表指示值低于低压表的指示值时,即油压表指示值不能高出低压表指示值 0.15MPa,且调整油压无效时,则表明制冷系统中润滑油不足。如果油压不能比低压即吸气压力高 0.15MPa 时,使卸载机构中的活塞只能靠近法兰盘一侧,从而使吸气阀片被顶死,压缩机处于卸载状态,即压缩机空转。

如果能量调节装置与卸载机构之间的油路被堵塞,卸载机构也会失灵,此时可在压缩机运转过程中将进入油缸的接头旋松,看有无冷冻油喷出,若无油喷出,则说明此段油路被堵塞。

如果液态制冷剂进入压缩机的曲轴箱内,也会引起油压的下降(并伴有起油泡现象),从而导致卸载机构的失灵。

除以上情况外,由于顶杆长期磨损而变短(吸气压力逐渐降低),推杆位置的不妥、油活塞弹簧失灵,能量调节弹簧的调整不当等都会引起卸载机构的失灵。

此时则需查明原因,进行针对性的修理以恢复能量调节机构的正常工作。

23.1.3 电子计算机房专用空调机组的特点、使用与维护

1. 计算机房的特点

计算机房专用空调机是在恒温恒湿空调机的基础上更加专业化、精密化的空调设备。为了适应计算机房的特殊工作条件,其控制温、湿度精度的能力,气流组成方式及自动控制等方面都更具有先进性和可靠性。

计算机的环境特性对空调机组提出特殊的要求。以前,计算机的计算精度以及计算机能否正常运转完全受常规空调机(非专用空调机)的支配,因而这种非专用的空调机组给计算机的工作带来严重不良的后果,如纸张发粘、卡片堵塞、磁头碎裂以及产生静电作用等。如果环境状态参数变化过于剧烈,计算机将无法工作。

计算机房内的空气温度、相对湿度都有一定的要求。由于计算机在运转中电子元件不断发热,若不能及时降温,电子元件将无法正常工作。相对湿度的过高或过低都会影响磁带和穿孔卡片变形,高湿还可能使设备表面

出现结露;低湿可能发生不同电位元件之间的放静电,从而使纸带翘曲而造成计算的误差。电子计算机房的温湿度标准及条件见表 23-7 和表 23-8。

表 23-7 计算机房温、湿度标准值

标准	夏		冬		温度变化值(℃)
	t/℃	φ/%	t/℃	φ/%	
国内推荐值	23 ± 2	50 ± 10	20 ± 2	50 ± 10	< 5
美国推荐值	22 ± 1	45 ± 5	22 ± 1	45 ± 5	
日本推荐值	24 ± 2	50 ± 10			

表 23-8 电子计算机房温度、湿度条件

房间名称		温度(℃)	相对湿度(%)
电子计算机	运转		
	计算机吸气口	15~32	35~65
	双层地板内	15~32	35~65
	推荐值		
	室内给定值	20~27	45~60
夏季	26	45~60	
冬季	20	45~60	
双层地板内	18~20	< 80	
停机	室内	10~32	< 70
		5~45	
	穿孔卡片室	20~27	40~60
	程序设计室	20~27	40~60
	操作室	20~27	40~60
	办公室	20~27	40~60
	保管室	5~32	40~60
	资料室	20~27	40~60
	维护室	20~27	40~60
	休息室	20~27	40~60
	电源室	10~30	35~70

计算机房高度一般为 3.0m,顶棚技术夹层高度一般为 1.5~2.0m 或 0.5~1.0m,地板下送风静压箱高度一般为 0.3m。

计算机房对空气的洁净度有特殊要求。室内的灰尘会影响机器的正常工作。如灰尘聚积在磁带和电子元件上会使磨损加速,而且也容易引起金属材料的化学腐蚀,电子元件性能参数的改变,绝缘性能下降等。因此计算机房内必须保持一定的空气洁净度。世界各国对机房内的空气洁净度要求不同。常用的是以计算机的运转速度来确定洁净度的等级。如表 23-9 所示。

表 23-9 洁净度等级的确定(美国)

机 型	大型 > 100 万次/s	中、小型 < 100 万次/s
≥ 0.5μ 尘粒	3.53 颗/cm ³ (100000 颗/英尺 ³)	10.59~17.66 颗/cm ³ (30~50 × 10 ⁴ 颗/英尺 ³)

为了保证计算机房内空气的洁净度,由空调系统送入机房内的空气则必须经过一定的净化处理。对于灰尘粒径小于 5.0μm 的粒子,空气过滤器的效率应达到 95% 以上,而对 1.0μm 的粒子,至少应去除 90%。在计算机专用空调机组内一般都设置有滤尘效率为 93% 的高效空气过滤器,而且机房内要经常使用吸尘器进行清扫,对于进入机房内的工作人员要求更衣和换鞋,防止灰尘的

进入。

由于计算机在工作时发热量比较大,因此需排出大量的显热,故计算机房的空调需要较大的送风量,其换气次数也比一般的恒温恒湿房间人得多。一般的空调房间的换气次数在 10 次/h 以下,而计算机房的换气次数一般都在 20 次/h 以上,据有关资料介绍,计算机房的换气次数为 30~60 次/h,最高的可达 70 次/h。

计算机房的新风量约占送风量的 3%~5%。

计算机房的气流组织方式一般有以下儿种:

(1) 落地式空调送、回风方式。此种气流组织方式是将恒温恒湿机组置于机房的地板上,送风由送风口处的百叶风口向上送出,在机房内经循环后由空调器下部的回风格栅处进行回风。此种气流组织方式一般常用于计算机房内发热量不很大,且计算机较小或台数较少的场合。

(2) 地板上送风方式(即上送风方式)。此种气流组织方式是空调器的送风量由顶棚上的送风口向机房内吹出,通过侧墙或顶棚上的回风格栅进行回风。此种气流组织方式一般空调器不直接设在机房内,由送、回风管道与送、回风口相连。

(3) 地板下送风方式。此种气流组织方式是利用计算机房的活动地板上设置的送风口使空气自下而上的吹向计算机,空气在吸收室内的热、湿后由房间上部进行回风。采用此种气流组织方式时,可将专用空调器直接设置在计算机房内,也可将专用空调机设置在计算机房的外面。

(4) 地板上部送风和地板下部送风相结合方式。这种气流组织方式是由两个独立的空调系统相结合而成。由一台或数台恒温恒湿空调器设置于计算机的地板上,上部送风下部回风。另外再设置一台或数台机房专用空调器由活动地板下部送风。

2. 计算机房专用空调器

对用于计算机房的空调器,除可使用一般的恒温恒湿设备的上送风下回风方式与专用空调器配合使用外,目前在国内外还设计生产有一些计算机房内的专用空调器。目前常用的计算机房专用空调器有:

(1) HF24JZ 型专用空调器。HF24JZ 风冷式恒温恒湿机是由北京冷冻机厂生产的一种计算机房专用空调机组,也可用于程控交换机房及其他需全年使用空调场所。机组可满足全年 24h 运行。即使在 -18℃ 时仍能正常工作。

该机组由制冷(包括加热、加湿)、通风、控制三个系统组成。制冷系统为两个独立的系统,有利于能量的控制,采用全封闭式制冷压缩机,蒸发器和冷凝器的换热器为多通道翅片管式。此种机组由电脑控制,可设立各种运行参数,显示机组运行状态,对各种异常情况进行报警。操作简单,可实现全自动无人控制。

电脑对如下机房参数工况进行局部调整及按程序设计进行控制。

温度设定值:18~30℃,

温度灵敏度:0.5~3℃,

湿度设定值:40%~60% RH,

湿度灵敏度:4%~10% RH。

蒸发器采用交叉供液 A 型蒸发器,专用于机房内高热比。风冷式冷凝器采用风机调速控制器,传感器感受两个系统中最高冷凝压力,自动改变风机转速以维持冷凝温度的稳定。

采用由微电脑控制的红外线加湿器,使用无纺布中效空气过滤器拆卸和更换方便。气流方式为下送风、上部顶部回风。机组主要技术参数见表 23-10。

表 23-10 HF24JZ 机房专用空调机主要技术参数

型 号	规 格	
制冷量	kW	24
加热量	kW	13.5
加湿量	kg/h	10
压缩机功率	kW	3.75×2
制冷剂 R22 充入量	kg	15
蒸发器		多通道翅片式
曲轴箱加热器	W	40×2
加热器		三级电加热
加湿器	kW	9.3(远红外线)
送风机		双吸多叶离心式
机外静压	Pa	75
风量	m ³ /h	8000
空气过滤器		中效无纺布
吸气管	mm	φ19×1.2
液体制冷剂管	mm	φ12×1
加湿水管	mm	φ6
噪 声	dB(A)	≤65
外形尺寸(长×宽×高)	mm	2000×840×1840
换热器		
风 机	台	轴流式×2
风机电机(三相)功率	kW	0.5(0.4)×2
贮液器容积	m ³	0.008

(2) DSH 型电子计算机专用空调机。DSH 型电子计算机房专用空调机是由北京冷冻机厂生产的。它具有以下特点。

1) 压缩机为全封闭式,除温湿度表装在现场外,其余机组全部装在机内,结构紧凑,体积小,重量轻。

2) 下部送风,上部回风,采用中效空气过滤器可将送风通过活动地板和风口送入计算机柜内直接冷却。

3) 制冷系统由两个独立的系统组合而成,有利于能量控制,提高机组的经济性,运行可靠。

4) 能够精确地自动控制直接进入计算机柜的空气温度及湿度。

5) 具有各种保护性报警信号,在温度、湿度及风量不正常时,各报警信号灯亮进行分别的报警显示。

DSH 系列空调机采用 1001FH₄-H 型全封闭式日本压缩机,每台功率为 7.5kW,共 2 台。冷凝器为壳管式水冷式冷凝器,冷却水进水温度为 28~32℃,耗水量为 9.7~17m³/h。采用 R22 作为制冷剂。电加热器有三组,功率分别为 7.2kW·7.2kW 和 10.8kW。使用电极式加湿器,功率为 7.5kW,采用 KT11-7X52 型低噪音多叶式

风机,风机功率为7.5kW。

DSH系列空调机的送风温度范围为17~20℃,温度控制精度为±1℃,湿度调节范围为65%~55%,控制精

度为±5%。机组设有手动和自动控制两种方式。其风量范围为18000~9000m³/h。

DSH型计算机房专用空调器技术参数见表23-11。

表 23-11 DSH 型电子计算机房专用空调器技术参数

型 号		DSH25A		DSH50	
项 目	单 位	指 标		指 标	
制冷量	W(kcal/h)	29000(25000)		58000(50000)	
风 量	m ³ /h	9000		18000	
机组余压	mmH ₂ O	15		15	
机组噪音	dB(A)	<70		<70	
外形尺寸(长×宽×高)		mm		2500×875×1960	
压缩机	型号	505FH ₁ -H		1001FH ₁ -H	
	功率	kW		kW	
制冷剂	名称	R22		R22	
	充注量	kg		kg	
电加热器		kW		kW	
电加湿器		kW		kW	
风 机	型号	多叶离心风机		KT11-7×52	
	功率	4		7.5	
蒸发器		穿片式		穿片式	
冷凝器		壳管式		壳管式	
进水温度	℃	28~32		28~32	
冷却水量	m ³ /h	6.4~12		9.7~17	
机组重量	kg	1100		~1400	
送风温度调节范围	℃	(17~20)±1		(17~20)±1	
送风湿度调节范围	%	(68~55)±5%		(68~55)±5%	
电 源		三相交流 380V50Hz		三相交流 380V50Hz	
指示信号	运行信号	电 源	红色灯×1	红色灯×1	红色灯×1
	报警信号	压缩机	绿色灯×2	绿色灯×2	绿色灯×2
加热器		黄色灯×3	黄色灯×3	黄色灯×3	
加湿器		黄色灯×1	黄色灯×1	黄色灯×1	
风 机		绿色灯×1	绿色灯×1	绿色灯×1	
压 力		红色灯×2	红色灯×2	红色灯×2	
欠 风		红色灯×1	红色灯×1	红色灯×1	
	温度过高	红色灯×1	红色灯×1	红色灯×1	
	温度过低	红色灯×1	红色灯×1	红色灯×1	

(3) JKF 系列风冷式专用空调机。JKF 系列风冷式专用空调机组是天津机房设备厂设计和生产的。下部送风上部回风,配有粗、中效空气过滤器,采用进口全封闭

式压缩机的计算机房专用空调机,它可以满足机房对空气温度、相对湿度和洁净度的要求。JKF 系列风冷式专用空调机的规格、性能见表23-12。

表 23-12 JKF 系列风冷式专用空调机的规格及性能

项 目	性 能	型 号			
		JKF-25	JKF-35	JKF-12	JKF ₁ -12
冷却能力(kW)		29	40	14	14
显热量(最大)(kW)		26	35	12	12
加热系统		电加热		电加热	
加湿能力(kg/h)		7		7	
电 源		3-380V50Hz		3-380V50Hz	

(续表)

项 目		性能		型 号		
		JKF-25	JKF-35	JKF-12	JKF-12	
室内机组	压缩机输出功率(kW)		3.75×2	5.5×2	3.75	
	压缩机油加热功率(W)		62×2	62×2	40	
	风机	风量(m ³ /h)	5000×2	8000×2	5000	
		余压(Pa)	78.4		78.4	
		电机功率(kW)	1.1×2	2.2×2	0.25×2	
	送风形式		下送风上回风		下送风上回风	顶送侧回
	加热功率(kW)		14.4	19.2	9.6	
	加湿功率(kW)		5		5	
	空气过滤装置		粗、中效两级复合过滤		粗、中效两级复合过滤	
	外形尺寸(mm)		1780×1900×872	1840×2100×958	1780×1300×685	2100×1300×685
重 量(kg)		670	870	380	400	
室外机组	风扇	类型和台数	轴流风机2台		轴流风机2台	
		电机功率(kW)	0.55×2	0.75×2	0.32×2	
	外形尺寸(mm)		985×816×905		704×1460×860	
	重 量(kg)		92	115	96	
	制冷剂气体管径(mm)		φ16×1	φ19×1.5	φ16×1	
	制冷剂液体管径(mm)		φ12×0.8	φ16×1.5	φ12×0.8	
	加湿器进水口(mm)		15		15	
	泄水口(mm)		25		25	

(4) MASTER OVER型。由天津市机房设备厂生产的此系列专用空调机共包括三种型式。即DXW·O型、DXA·O型和CW·O型。

1) DXW·O型和DXA·O型柜式空调机为上送风方式,机内配备有一台或两台制冷压缩机,且各自具有独立的工作回路。压缩机、控制及调节装置安装在机柜内一个独立的部分,并备有MP99微机控制系统,用以设定程序来适应任何环境的特殊要求。

电器部分是按照IEC-VDE标准制造,设备也是根据ISO9001(UNI·EN-29001)标准进行设计、生产和调试的,以确保其全部质量符合标准。

DXW·O型和DXA·O型柜式空调机具有以下三种功能。

制冷、制冷+加热
制冷+加热+加湿+除湿

根据要求可安装开/关(ON/OFF)式或比例调节式F·S·R蒸汽加热系统及FC/SYS系统。

它们既可以利用冷水制冷,也可以用压缩机制冷或者同时使用。增强了机组的灵活性和可靠性,以满足任何特殊需要。

两者的区别在于DXW·O型配置水冷式冷凝器,DXA·O型配置风冷式冷凝器。

2) CW·O型。CW·O型柜式空调机基本上与DXW·O型相同。其区别在于前者不设置制冷压缩机,而是依靠冷水通过盘管来对空气进行降温和去湿的。

(5) MASTER UNDER型。天津市机房设备厂生产的另一类型的机房专用空调机其型号为:DXW·U型、DXA·U型和CW·U型。它们分别与MASTER·OVER型中的DXW·O型、DXA·O型和CW·O型只是送风方式

不同,只不过DXW·O型、DXA·O型和CW·O型为上送风,而DXW·U型、DXA·U型和CW·U型为下送风方式。

(6)有关进口的计算机房专用空调机的型号及技术性能可参阅有关的说明书。

3. 计算机房专用空调机的使用、维护

由于计算机房专用空调机与一般的恒温恒湿机的结构、原理基本是一样的。因此其使用、维护可参考恒温恒湿机组的有关部分。

23.2 柜式空调器的使用与保养

23.2.1 柜式空调器的特点及选用

柜式空调器是用于面积较大场所的空调设备。其外形与立柜相似。根据柜式空调器的功能不同可分为柜式冷风机和柜式冷热风机;按其结构形式不同可分为整体式和分体式。分体柜式空调器又有两种形式,一种是完全分体式,即制冷压缩机、冷凝器等主要运转部件在室外机组中,蒸发器、送风机在室内机组中。这种完全分体式空调器由于其主要运转部件不在室内,故运转时室内噪声和振动都较小。另一种是不完全分体式空调器,在这种立柜式空调器中,制冷压缩机仍留在室内机组中,室外机组中只有风冷式冷凝器。这种空调器因为主要运转部件仍在室内,因而振动和噪声较大。

国产柜式空调器的种类很多,属于房间空调器范畴的其压缩机功率为3~5HP(2238~3730W)机型为超薄型。

1. 柜式空调器的表示方法

(1)柜式空调器的型号表示如下:

K F [1] [2]—[3] L W

K——空调器。

F——风冷分体式。

[1]、[2]——功能。单冷型省略。R为热泵、D为电热。d为辅助电热。

[3]——数字表示额定制冷量($\times 100\text{W}$)。

L——室内机组为立柜式。

W——室外机组。

(2) 柜式冷风机。柜式冷风机主要用于夏季房间的降温除湿,一般制冷量在 6970W 以上。最大的可达 116270W。其制冷压缩机为全封闭式或半封闭式,冷凝器有风冷式和水冷式之分。电源多为三相(380V、50Hz)。它广泛用于餐厅、商店、会议室、医院等处,可使室内温度在 18~30℃ 范围内调节。

柜式冷风机的型号表示如下:

[1] [2] [3] [4] [5]

[1]——表示空调器类型。L为冷风机。LR为冷热风机。

[2]——表示冷凝方式,F为风冷,水冷不表示。

[3]——名义制冷量 $\times 10^3\text{W}(\text{kcal/h})$ 。

[4]——送风方式。M为有出风管不接风管,D为顶送风管。

[5]——压缩机的型式,B为半封闭式,Q为全封闭式。

2. 柜式空调器的结构特点

(1) 立柜式空调器的结构与工作过程。

1) 立柜式空调器的结构。立柜式空调器的结构主要有室内机组、室外机组和连接管件三部分组成。如图 23-10 所示。

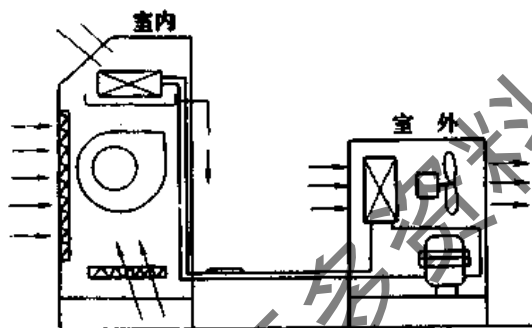


图 23-10 分体式柜式空调器的组成示意图

① 室内机组。其箱体内有蒸发器、离心风机,空气过滤网、节流元件,风机的电动机、电加热器、电气控制部分、集水盘、排水管等。其作用是将室内热空气经循环风口(又叫回风口)吸入机内,经制冷系统冷却降温后再送入室内,达到维持室内一定温度和湿度的目的。在空调器箱体的前方,即面板上设有进风调节栅条,栅条内装有过滤网,用来滤除进入空调器内空气中的尘埃和污物。出风口导向栅条,冷或热风由此或通过风管吹向室内。空气中的凝结水经集水管和排水管排至室外。

② 室外机组。室外机组中有全封闭式或半封闭式制冷压缩机、冷凝器、轴流风机、电动机、电器控制部分,在箱体上有进出风口,以使冷凝器中散发出的热量能及时地被风吹出机外。在不完全分体式柜式空调器中,制冷压缩机在室内机中。

③ 连接部分。连接部分有连接液体管、气体管、螺栓,连接电线、隔热材料等。一般的小型分体式空调器都设有接头装置,在各自的接头上装有自动开启和关闭的阀门,这种阀门在空调器出厂时已装好,且在室内、外机组中已抽好真空,按规定灌注了一定数量的制冷剂。自动阀门在出厂时处于关闭状态,当用户将空调器的室内、外机组安置好后,用接头铜管将两个机组连接起来,当接头与自动阀门连接并旋紧时,原来关闭的阀门就被打开,两个机组便互相接通,此时便可接通电源使用。采用这种接管方法用户可不必对系统进行抽真空和灌注制冷剂,不需进行调试等,因此安装和使用均都较方便。

2) 立柜式空调器的冷却方式。分体立柜式空调器同样有风冷式和水冷式两种。风冷式,即冷凝器的散热是采用轴流风机使空气流动达到冷却的目的。水冷式,即冷凝器的散热采用自来水或井水来冷却。

3) 立柜式空调器的特点。立柜式空调器一般具有以下特点:

① 制冷量大,一般在 11.6~58kW(10000~50000kcal/h)。

② 噪声小,由于制冷压缩机等部件皆装在室外,因此室内侧制冷部件运行产生噪声小。

③ 安装方便。

④ 使用调节方便,如上海空调器厂生产的 SWUC 水冷式立柜空调器,可以背面水平排风,也可以垂直从顶部排风,既可以正面回风,也可以背面回风。

⑤ 拆装方便。如 LF-9 立柜式空调器,室内机组与室外机组采用阀式连接,可进行多次拆装。

⑥ 使用广泛。可用于宾馆、接待室、候车室、商场餐厅、会议室、实验室、图书馆、车间、仓库等处。

4) 立柜式空调器的工作原理。

① 制冷工作原理。机组接通电源后,压缩机开始工作,从蒸发器中吸入低温低压制冷剂气体,经压缩机压缩提高其密度而成为高温高压气体,进入冷凝器中凝结为液体,放出热量;冷凝成液体的制冷剂再经节流装置使压力和温度降低而在蒸发器中降温吸热,变成气体,使房间内空气温度降低,蒸发吸热后的气体再进入压缩机中被压缩,如此反复循环。

② 制热工作原理。机组接通电源后,吸入室内空气,经电加热器加热升温后由空调器上方的空气出风口处吹出,使室内空气循环升温,如此反复循环,达到制热的目的。

(2) 超薄形分体风冷式柜式空调器的结构特点。这是一种新型超薄的细长苗条形柜式空调器,其特点在于不占有太多的空间,即使在狭长的走廊通道上也可以安置。

如日本三菱 PSH 系列的分体柜形空调器,其效率高,耗电少,对于热泵型的机组集成电路控制恒温器在制热时调节辅助电加热的运用能力,因而使运转更为经济。集成电路 IC 的恒温器灵敏度高,室内机组运转宁静,风机采用低噪声,而且装置中所有转动部分均使用防振橡胶铺垫,以减少运转时的振动和噪声。

室内机组 PSH-3G6 型仅有 22cm 厚,PSH-4G6,PSH-

5G6 和 PSH-6G6 的厚度也只有 29cm。且制冷管路能够从左、右和背后及底部四面进行连接,可以保证最理想的外观要求,适应多种建筑需要。

室外机组的排风风机具有风速控制,热泵运行时,即

使在室外温度低于 0℃ 时也可以运转。PSH-3G6/4G6 采用全封闭旋转式压缩机,PSH-5G6/6G6 采用全封闭往复式压缩机。PSH 柜式空调器的工作原理如图 23-11 所示。

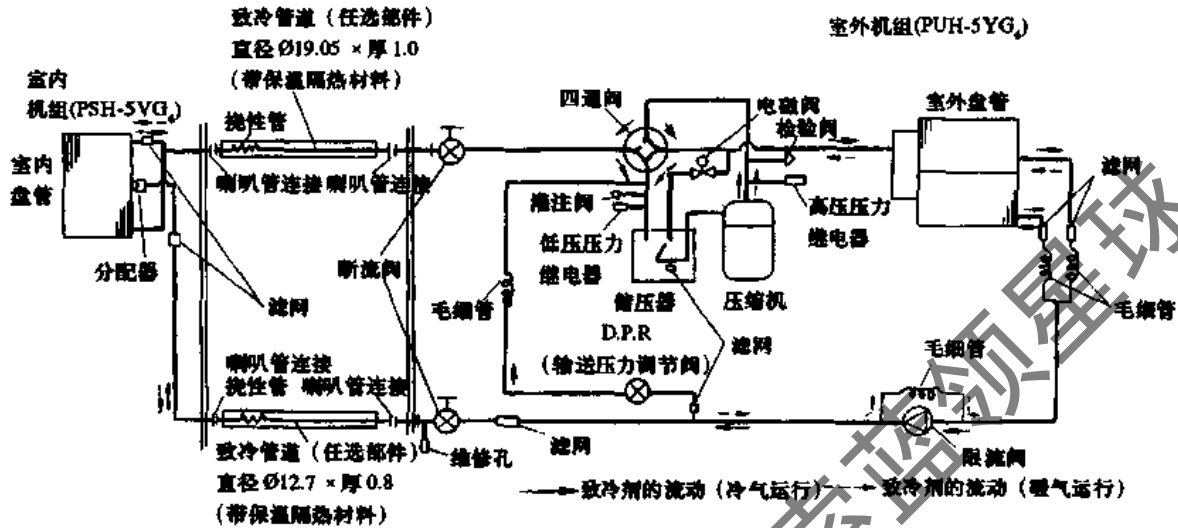


图 23-11 (PSH-5G6)制冷循环和热泵制热循环

国产的超薄型柜式空调器无论是外形还是内部结构都是合资或引进国外产品,其主要有:

- | | | |
|-----|------------|-----------|
| 春兰牌 | KFD-70LW | KFD-120LW |
| 古桥牌 | KFD-70LW | KFD-120LW |
| 东宝牌 | LFD-10W | LFD16W |
| 新乐牌 | KFL-120DS | |
| 格力牌 | LF12 RF12 | |
| 胜风牌 | LFD-12W | LFD-14W |
| 华丽牌 | KFD-112LW | |
| 华南牌 | LF14 | |
| 燕牌 | LF7W LF12W | |

此外进口机中主要有日本三菱电机的 PS 系列分体柜式空调器,三菱重工的 FDE304, FDF305 日本日立公司的 RP-3AQ3C, RP-4AQ3C, RP-5AQ3C 等。

(3) 风冷柜式空调器结构特点。风冷柜式空调器除

了其压缩机功率在 3~6HP 的以外,其他 8HP、10HP、15HP、20HP 多种制冷量在 15200W (13100kcal/h) ~ 58200W (50000kcal/h) 范围内,按功能分有单冷型和热泵型的分体柜式空调器也多用于公共场所。

柜式冷风机 风冷式柜式冷风机其冷凝器设置在室外,采用强制通风冷却方式。国产风冷柜式冷风机主要规格见表 23-13 和表 23-14。还有引进国外全封闭式制冷压缩机生产出 BLF 系列柜式冷风机,其制冷系统见图 23-12 所示。它由全封闭式制冷压缩机,风冷式冷凝器,热力膨胀阀、蒸发器等组成密闭的制冷系统,通过制冷剂 R22 在系统中循环完成制冷功能。BLF 型柜式冷风机的规格见表 23-15。这种机组的控制系统由压力保护、热电保护等组成的保护装置和由温度控制器及一系列连锁、联动电气线路安全可靠,自动化程度高。风机可以自动开、停,压缩机与风机连锁,必须先启动风机才能启动压缩机。压缩机有调整和正常运转转换开关。

表 23-13 LF 系列冷风机技术参数

型 号		LF6	SLF-15	SLF-20
制冷量 W(kcal/h)		(6000)	(12000)	(18000)
风量(m ³ /h)		1300	2700	4000
余压(mmH ₂ O)		0	0	0
温度调节范围(℃)		20~28	20~30	20~30
噪声(dB(A))		≤60	≤65	≤65
电源(V/Hz)		380/50	380/50	380/50
功率(kW)		2.4	5	7
压缩机	型 号	F5Q	全封闭	全封闭
	功 率	2.2	3.5	5.5
	转 速(r/min)	2800	2800	2800
冷凝器	风 量(m ³ /h)	4000	5700	9000
	电机功率(kW)	0.09	0.25	0.55
	迎风面积(m ²)	0.82	0.91	0.91
制冷剂充入量(kg)		R22 2.1	R22 3.5	R22 5.5

表 23-14 LF 系列风冷冷风机主要技术参数

项 目	单 位	LF15—01MB	LF15—01DB	LF25—01MB	LF25—01DB	LF30—01MB	LF30—01MB
性能参数	制冷量	W		17440		26160	
	送风量	m ³ /h		3750		6150	
	机外余压	mmH ₂ O		≥8	≥15	≥8	≥15
	噪声值(A)	dB		≤65	≤70	≤70	≤75
	振幅 水平/垂直	μm		≤50/≤100			
	机组输入功率	kW		4.75	5.05	6.65	7.1
	温度调节范围	℃		18~30			
	温度控制精度	℃		±2			
	可调空间(约)	m ³					
	电 源			3~380V 50Hz			
控制容量	kW		6		8		12
机组总重	kg		485	460	625	590	760
压缩机	型号	2FV7B		3FW7B		4FS7B	
	转速	r/min		1440			
	工质			F-12			
	输入功率	kW		4.25		6.0	
通风机	型式			前向多叶离心式			
	全压	mmH ₂ O		26.5	35.5	27	36
	转速	r/min		936	1080	780	900
	输入功率	kW		0.5	0.8	0.65	1.1
蒸发器	型式			Y型布置 穿片式			
	排深			4			
	工质控制			内平衡式温度自动膨胀阀			
风冷冷凝器	型号			FLQ15			
	数量	1		×2 并联		×2 并联	
	冷凝温度	℃		50			
	进风温度	℃		35			
	风量	m ³ /h		8300	8300×2		8300×2
电机功率	kW		0.8	0.8×2		0.8×2	

表 23-15 BL12Q、BL25Q、BLF25Q 型空调机性能参数

项 目		型 号	BL12Q	BL25Q	BLF25Q
	制冷量	W	14650	29300	29300
	风量	m ³ /h	2600	5600	5600
	机外余压	mmH ₂ O	0	0~2	0~2
	噪声值	dB(A)	≤61	≤64	≤64
	振幅水平/垂直	μm			
	机组输入功率	kW	4.75	9	13
	温度调节范围	℃	18~30		
	温度控制精度	℃	±2		
电 源			3N-380V-50Hz		
控制容量		kW	6	10	15
室内部分	尺寸(长×宽×高)	mm	1140×575×1970	1345×736×2225	1345×736×2225
	重量	kg	430	600	565
	型号		505EH ₂ -H	1001FH ₄ -H	1001FH ₄ -H
压缩机	转速	r/min	2880	2880	2880
	输入功率	kW	3.75	7.5	7.5
	制冷剂		R22	R22	R22

(续表)

项 目		型 号	BL12Q	BL25Q	BLF25Q
通风机	型号		YDF-I	前向多叶离心式	前向多叶离心式
	转速	r/min	1200	715	715
	输入功率	kW	0.25	1.5	1.5
蒸发器	型式		V型布置		
	排深		4		
	制冷剂控制		温度式自动膨胀阀		
风冷冷凝器(室外部分)	型号		FLQ15×2		
	数量		2 并联		
	冷凝温度	℃	50		
	进风温度	℃	35		
	风量	m ³ /h	8300×2		
	电机功率	kW	0.8×2		
	尺寸(长×宽×高)	mm	1021×1002×760		
	重量	kg	155		

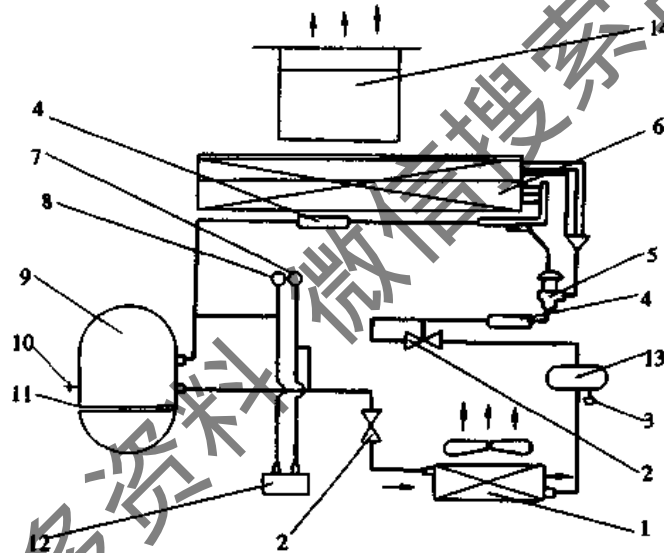


图 23-12 BLF40Q 制冷系统

1—风冷冷凝器;2—截止阀;3—安全熔塞;4—过滤器;5—膨胀阀;6—蒸发器;7—排气压力表;8—吸气压力表;9—压缩机;10—充气阀;11—曲轴箱加热器;12—压力控制器;13—贮液器;14—风机

LF 型柜式冷风机制冷系统见图 23-13 所示。LF 柜式冷风机采用半封闭式制冷压缩机,远离式风冷冷凝器,在室外机组中只有一台冷凝器,压缩机在室内机组中。

风冷式冷风机的制冷系统可使空气降温除湿。在机组上装有高压压力表,低压压力表和油压压力表,其高低压力值由所使用的制冷剂的性质所决定,保护装置有压力继电器和压差继电器。运行中如果系统内压力不正常时均会引起压力继电器动作,切断压缩机主回路,使压缩机停止运行。采用全封闭式压缩机的机组电源为三相,采用半封闭式压缩机一般有自动卸载装置,具有启动平稳的特点。蒸发器和冷凝器采用铜管铝片结构,冷风机由温度控制器来调节房间温度。

此外,国产的分体风冷柜式空调器主要有春兰牌、裕

年牌、开利牌、燕牌、北冷牌等。春兰 KF28 型空调器的主要结构由三部分组成:

室内机组:换热器、离心送风机、节流装置及电器控制部件。

室外机组:压缩机、风冷式冷凝器、汽液分离器、轴流风机及电气控制。

连接管、液、气体管及管接头。

春兰 LF28、LF28W 风冷柜式空调器主要技术参数见表 23-16。

LF-N 型风冷分体柜式空调器 这种分体柜式空调器的压缩机在室内机组中,冷凝器在室外机组中。其室内机组中有:压缩机、蒸发器、送风机、电器箱(冷热两用型还有热泵或电加热器)、控制开关。其室外机组中主要

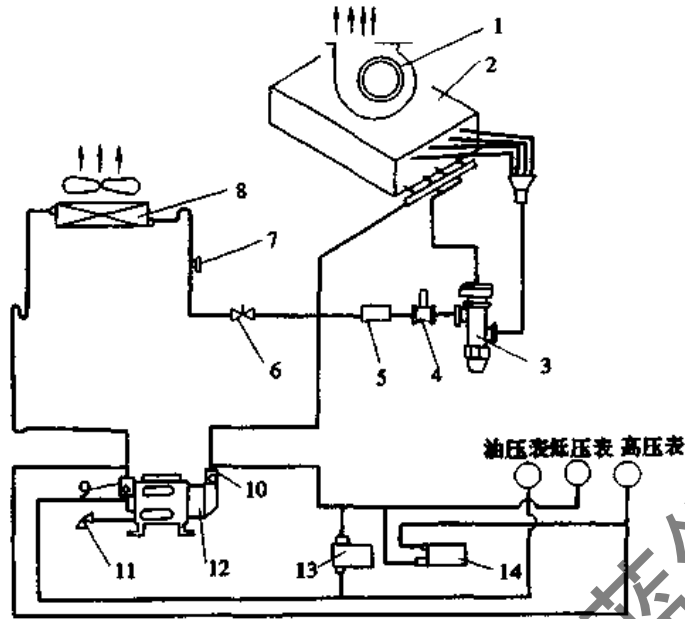


图 23-13 冷风机制冷系统
 1-离心风机;2-蒸发器;3-膨胀阀;4-电磁阀;5-过滤器;6-供液阀;7-安全熔塞;8-风冷冷凝器;9-排气阀;10-吸气阀;11-加油阀;12-压缩机;13、14-压差控制器

有:风冷式冷凝器。室内外机组由管线连接。

LFN系列风冷式分体柜式空调器技术参数见表 23-17。

表 23-16 春兰 LF28 柜式空调机主要技术参数

制冷量(W)		28000	型 号		LF28W		
室内机	型 号	LF28	室外机组	制 冷 制	R22		
	风 量(m ³ /h)	4800		压缩机型号	AN5612H(美国泰康)		
	功 率(kW)	0.4		功 率(kW)	10		
	余 压(Pa/mmH ₂ O)	0		冷凝器风机	轴流式×2		
	噪 声(dB(A))	56/62(低速/高速)		风机电机功率(kW)	0.25×2		
	外形尺寸	高(mm)		1850	风 量(m ³ /h)	13200	
		宽(mm)		1200	噪 声(dB(A))	≤68	
		厚(mm)		400	外形尺寸	高(mm)	850
		重 量(kg)		135		宽(mm)	720
					厚(mm)	1400	
			重 量(kg)	245			

表 23-17 LFN 系列风冷式冷风机技术参数

项 目		型 号					
		LF14N	LF21N	LF28N	LF42N	LF56N	
室内部分	制冷量(W kcal/h)		14000	21000	28000	42000	56000
			12040	18060	24080	36120	48160
	制 冷 压缩机	型 式	全 封 闭 式				
		功率(kW)	3.75	5.5	7.5	2×5.5	2×7.5
	蒸 发 器	型 式	切 片 式				
		规格(mm)	毛 细 管				
	节 流 控 制	型 式	毛 细 管				
		规格(mm)	φ6×1				
	制 冷 剂	名 称	R22(CH ₂ CLF ₂)				
		额定注入量(kg)	3.0	4.0	4.5	2×5.0	2×4.5
通 风 机	型 式	离 心 式					
	配用功率(kW)	0.37	0.55	1.5	3	4	

(续表)

目 项		型 号	LF14N	LF21N	LF28N	LF42N	LF56N
室内部分	通风机	额定转速(r/min)	600	800	800	760/920	900/1000
		通风量(m ³ /h)	2800	4000	5600	8000	11000
	机外静压(Pa)		<50	<50	<50	150/250	150/250
	外形尺寸	高(mm)	1910	1910	1910	2000	2000
		深(mm)	570	570	570	780	780
		宽(mm)	960	1180	1400	1610	830
	机组噪声(dB(A))		<60	<62	<66	<70	<75
净重(kg)		240	260	550	510	600	
室外部分	风冷冷凝器	型 号	FL10-2-41	FL10-3-62	FL10-3-85	2×FL10-3-62	2×FL10-3-85
		配用功率(kW)	1.1	1.1	1.5	2×1.1	2×1.5
	外形尺寸	高(mm)	760	760	960	760	960
		长(mm)	850	850	850	850	850
		宽(mm)	960	960	960	960	960
净重(kg)		135	150	160	2×150	2×160	
室内外连接管规格	液管(mm)	φ10×1	φ16×1	φ16×1	2×φ16×1	2×φ16×1	
	气管(mm)	φ19×1.5	φ19×1.5	φ19×1.5	2×φ19×1.5	2×φ19×1.5	
使用房间参考面积(m ²)		35~70	50~100	80~150	100~190	150~270	

DKF 系列风冷柜式空调器。DKF 系列风冷分体式柜式空调器制冷系统见图 23-14。该空调器是一种远离式冷凝器的分体式柜式空调器。其室内机组内有两台全封闭式压缩机,采用美国泰康 AN5612H 型和风压高、噪声低的外转子式离心风机。室内机为后面进风,顶部出风,进风口处有两个活动式空气过滤器,过滤面积大,且可在不移动风道情况下从左右两侧抽出空气过滤器进行清洗。制冷压缩机、电磁阀、热力膨胀阀位于室内机下部,电气控制箱位于中部。同时机组的制冷系统中安装有超压、过载、加热器等过热保护器。远离式风冷冷凝器的结

构如图 23-15 所示。

该空调器由于采用了双压缩机,因此运转灵活,随着室外温度的变化压缩机的运转台数可以进行切换。室温也可以进行控制,手动或自动进行 50% (单台运行) 或 100% (两台运行) 的能量调节。

DKF50 系列空调器技术特性见表 23-18。

除此之外,国外进口的还有日本三菱电机公司的 PSH 系列及 PA 系列风冷分体式柜式空调器,其技术性能可参阅有关技术文件。

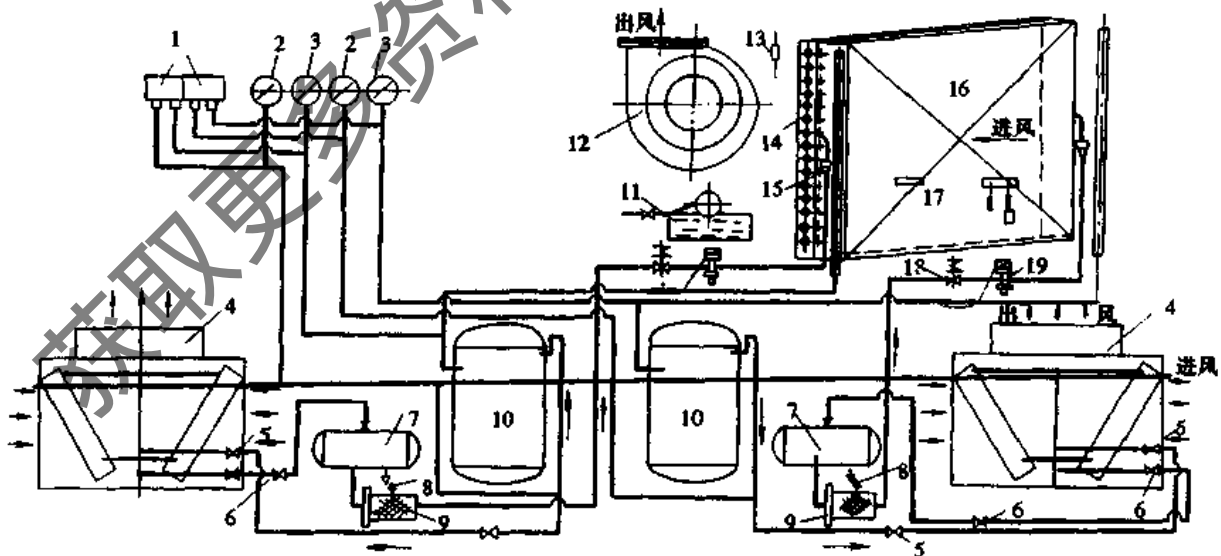


图 23-14 DKF 风冷式柜式空调机制冷系统

1-KYS-30 型压力控制器;2-0~0.5MPa 氟用低压表;3--0.1~1.6MPa 低压表;4-风冷冷凝器;5-DN19 截止阀;6-DN13 截止阀;7-贮氟器;8-充氟阀;9-DN13 干燥过滤器;10-AN5612 全封闭制冷压缩机;11-电加湿器;12-离心风机;13-电加热器过热保护器;14-电加热器;15-液分配器;16-表冷式蒸发器;17-温控器感温包;18-DN13 电磁阀;19-DN11 膨胀阀

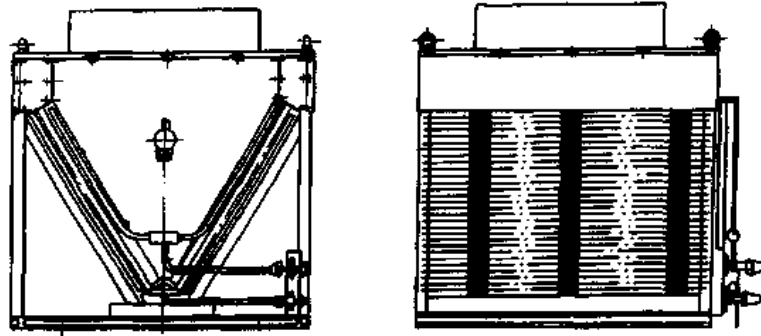


图 23-15 远离式风冷冷凝器内部结构

表 23-18 DKF50 系列空调机技术特性

型 号		LF55N	LFD55N	HF50N
使用电源	主回路	3Ph-50Hz 380V		
	控制回路	~50Hz 220V		
名义制冷量(kW)		58		52
加 热 量(kW)			37.5, 加热 I : 15; 加热 II : 22.5。	
加 湿 量(kg/h)				10.24
加 湿 量 质		R22		
能量调节范围(%)运行方式		50 100/手动+自动		
安 全 保 护		高、低压、失压、断路、过载、加热器过热, 自熄型绝热材料		
温度调节范围及精度(℃)		180~30±2		18~25±1
湿度调节范围及精度(%)				40~70±10
室内机	压 缩 机	型号×台数	AN5612H	
		电机输入功率(kW)×台数	10×2	
		电机输入电流(A)×台数	19.5×2	
		电机额定转数(r/min)	2880	
		启动方式	直接启动(单机)延时直接启动(双机)	
	风 机	型 式	离心式	
		风量(m³/h)×台数	5000×2	
		风机全压(Pa)	650	
		风机余压(Pa)	390	
	蒸 发 器 加 热 器 加 湿 器	电机功率(kW)×台数	2×2	
		型 号	Z10-6-100	
		节流元件×数量	RF ₁₁ 热力膨胀阀×2	
		型 式	翅片管式	
		功 率(kW)	37.5	
		型 式		定水位防空烧式
加湿蒸汽量(kg/h)		10.24		
外形尺寸(宽×厚×高)		1780×1165×1740		
重 量		~1010	~1060	~1075
室 外 机	风 冷 冷 凝 器	型号×数量	FN22-38/125×2	
		风量(m³/h)×数量	22000×2	
		风压(Pa)	200	
		电机功率(kW)×数量	2.2×2	
		外形尺寸(宽×厚×高)	1340×1120×1225(单个)	
重 量		~237(单个)		
配 管	制冷剂气体出口/液体入口	T ₂ φ22×1.5φ16×1.5		
	水盘凝结水出口	DH25		

(4) 水冷柜式空调器的结构特点。水冷柜式空调机是用水(一般为循环水)来冷却制冷剂蒸汽使之由高温高压变为高压中温的液态制冷剂。在制冷循环中,冷凝器所放出的热量由冷却水所吸收。冷却水吸收热量使其温度升高,再由冷却塔对其进行冷却降温以供制冷系统循环使用。

水冷柜式空调器一般为整体式,与分体式不同。它没有室外机组,室内机组为柜式,其出风口有顶式或在正前方等,送风口处的百叶可调节风量和风向,也可接风管等。回风口一般设在机组的前下方,也有设在背面的。

在进风口处均装有可拆卸的空气过滤器,对空气进行除尘处理。

水冷柜式空调器的压缩机有全封闭式,半封闭式或小型开启式。水冷式冷凝器多为壳管式和套管式。

水冷柜式空调器的内部结构如图 23-16 所示。

重庆冷冻机厂生产的DKS40系列空调器技术特性见表 23-19,天津开利牌空调器的规格及技术性能见表 23-20。日本三菱电机公司PW系列水冷柜式空调器的规格性能见表 23-21 所示。

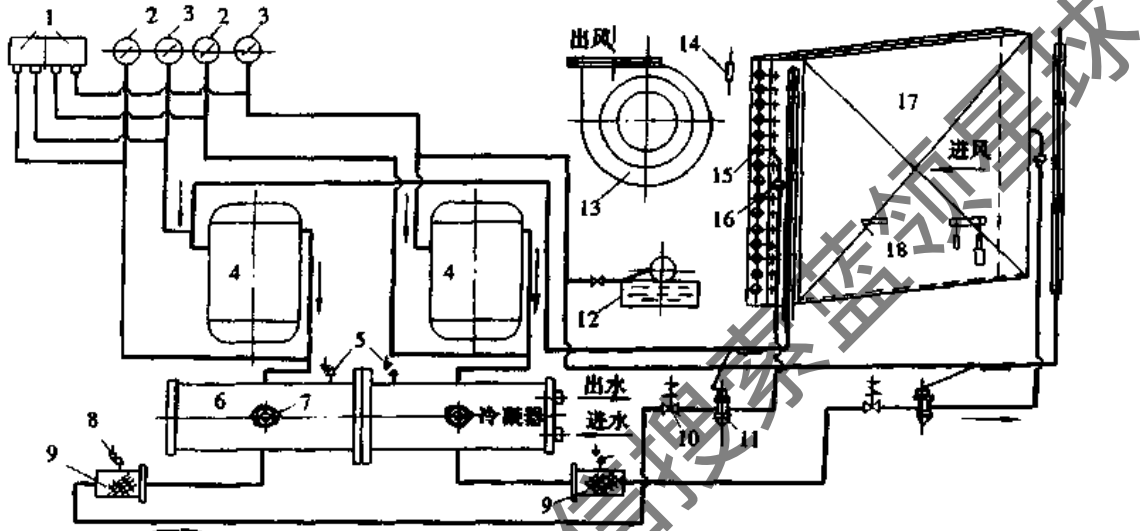


图 23-16 水冷式柜式空调机结构

1-KYS-30型压力控制器;2-0~2.5MPa氟用高压表;3-0.1~1.6MPa氟用低压表;4-AN5590H全封闭制冷压缩机;5-放气阀;6-水冷冷凝器;7-易熔塞;8-充氟阀;9-DN13干燥过滤器;10-DN13电磁阀;11-DN9热力膨胀阀;12-电加热器;13-离心风机;14-电加热器过热保护器;15-电加热器;16-液分配器;17-表冷式蒸发器;18-温控器感温包

表 23-19 DKS40系列水冷柜式空调机技术特性

型 号		L45	LD45	H40
使用电源	主回路	3Ph-50Hz 380V		
	控制回路	~50Hz 220V		
	名义制冷量(kW/kcal/h)	46/40000		41/36000
	制热量(kW/kcal/h)	30/25800		
	制冷工质(kg/h)	10.24		
	能量调节范围(%)/运行方式	50、100/手动+自动		
	安全保护	高低压失压、断路过载、加热器过热、自熄型绝热材料		
	温度调节范围及精度(°C)	18~30±2		18~25±1
	湿度调节范围及精度(%)	40~70±10		
压缩机	型号×台数	AN5590H×2		
	电机输入功率(kW)×台数	7.5×2		
	电机输入电流(A)×台数	13×2		
	电机额定转速(r/min)	2880		
	启动方式	直接启动(单机)、延时直接启动(双机)		
冷凝器	型 式	卧式壳管式 C+S 高效换热管		
	型 号	WN22-50/12		
	冷却水流量(m³/h)	12.5		
	冷却水压力降(MPa)	<0.6		
	水侧承压(MPa)	0.6		

(续表)

型 号		L45	LD45	H40
蒸发器	型 式	平套起片管式、OAK翅片		
	型 号	Z10-6-85		
	节流元件×数量	RF9热力膨胀阀·2		
风 机	型 式	离心式		
	型 号	DW-12-44-N040		
	风量(m ³ /h)×台数	4000×2		
	风机全压(Pa/mmH ₂ O)	588/60		
	机外余压(Pa/mmH ₂ O)	343/35		
加热器	电机功率(kW×台数)	1.5×2		
	型 式	翅片管式		
加热器	功 率 kW	30		
	型 式	定水位防空烧式		
	加湿蒸汽量(kg/h)	10.24		
空气过滤器		尼龙丝绵凸凹网		
外形尺寸(宽×厚×高)mm ³		1780×1165×1740		
重 量(kg)		~1136	~1186	~1200

表 23-20 开利水冷式 50BL 系列冷气机规格

型 号	008	010	015	020	025	030	040	050	060	080	100	120
冷量(kcal/h)	21500	29000	43000	58000	69838	84202	112068	140020	169006	226030	279096	337066
(kW)	25	33.7	50	67.4	81.2	97.9	130.3	162.8	196.5	262.8	324.5	391.9
运行重量(kg)	266	310	428	524	760	830	1000	1920	2160	2660	3370	3570
制冷剂	R-22											
压缩机	全密封式						半密封式					
制冷级数	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	3	3
冷凝器	套管式						管壳式					
数量	1	1	2	2	1	1	1	2	2	2	1	1
风机	离心式风扇											
标准风量(m ³ /h)	4080	5400	8100	10800	13500	16200	21606	27000	32400	43200	48600	58200
标准速度(r/min)	967	905	766	855	684	702	828	552	594	660	660	660
最高转数(r/min)	1400	1300	1200	1200	1098	1098	1302	1002	1002	1002	1002	1002
电机功率(kW)	0.75	1.5	2.2	3.7	3.7	5.5	5.5	7.5	11	15	-	-
ALT或选用电机功率(kW)	1.5	2.2	3.7	5.5	5.57.5	7.511	11	11.15	1518.5	18.522	18.52230	22.3037
盘管	铜管铝片											
面积(m ²)	0.54	0.73	1.09	1.45	1.45	1.75	2.28	3.80	3.80	4.62	6.29	6.29
机身尺寸(mm)高	1630	1630	1880	1880	1920	1920	1920	1950	1950	1950	2180	2180
宽	1170	1420	1570	1820	1850	1850	2250	2725	2725	3225	3800	3800
深	540	540	750	750	1150	1150	1150	1600	1600	1600	1600	1600
水管连接					25.4,	25.4,	25.4,	50.8,	50.8,	25.4,	25.4,	
					50.8,	50.8	50.8,	50.8,	50.8,	25.4,	25.4,	
					
冷凝器出口(mm)	25.4~16.4		50.8		12.7	76.2	12.7	12.7	76.2	101.2	101.6	
冷凝器入口(mm)	25.4~16.4		50.8		25.4~12.7		50.8~12.7		50.8~76.2	25.4,...		
去水口(mm)	25.4						50.8~12.7					
电源(V/Ph/Hz)	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
压缩机额定负载电流(A)	10	14	10	14	32	43	64	32	43	64	47	64
紧制电流(A)	68	75	68	75	88	120	175	146	200	292	214	292
电机(kW)	0.75	1.5	2.2	3.7	3.7	5.5	7.5	7.5	11	15	18.5	22
满载电流(A)	1.9	3.4	4.8	8	7.6	11	15	15	22	28	34	40
最大超载保护装置	20	30	35	50	80	100	150	110	150	225	225	300

表 23-21 PW 系列水冷柜式空调机规格

型号	PW-5A ₃	PW-8A ₃	PW-10A ₃ (H)	PW-15A ₃	PW-20A ₃	PW-25C ₂	PW-30C ₂	PW-40C ₂	PW-50C ₂	PW-60C ₂	PW-80C ₂	PW-100C ₂	PW-120C ₂
冷却能力 (kcal/h)	14000	21000	28000	42000	56000	67000	81000	108000	135000	162000	216000	270000	325000
(W)	16300	24400	32600	48800	65100	78000	94000	126000	157000	188000	251000	314000	378000
(HP)	5	8	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100	120
制冷剂控制	毛细管												
R-22 装填(kg)	膨胀阀												
压气机	半密封 Y-Δ 启动												
型号 no.	密封线启动												
电机输出功率(kW)	JH-541 × 1	JH-521 × 1	JH-527 × 1	JH-521 × 1	JH-527 × 1	JH-519 × 3	JH-523 × 3	MX-8S × 1	MX-8L × 1	MX-6S × 2	MX-8S × 2	MX-8L × 2	MZ-12L × 1
容量控制	-	-	-	100, 50, 0	100, 50, 0	100, 67, 0	100, 50, 0	100, 50, 0	100, 50, 0	100, 50, 0	100, 75, 50, 100, 67, 50,	100, 75, 50, 100, 67, 50,	100, 75, 50, 100, 67, 50,
曲轴箱加热器(W)	62	62 × 2	72 × 2	62 × 3	72 × 3	72 × 3	72 × 3	200	200	200 × 2	200 × 2	200 × 2	400
装油(L)	2.2	3.0	4.5	3.0 × 2	4.5 × 2	2.75 × 3	4.5 × 3	5.5	5.5	5.5 × 2	5.5 × 2	5.5 × 2	28
冷凝器	双管												
水流量(m ³ /h)	3.6	5.5	7.3	11.1	14.7	12	14.5	19	23	28.5	36	46	56
蒸发器表面积(m ²)	0.424	0.538	0.646	0.918	1.11	1.65	1.91	2.35	3.48	4.26	5.02	5.02	5.02
蒸发器风扇	离心式												
电机输出功率(kW)	0.13	0.3	0.6(2.2)	2.2	3.7	5.5	7.5	11	15	18.5	22	22	22
传动	直接(传动带)												
气流	传动带												
CFM	45	70	90	140	180	225	270	360	450	540	720	900	1040
(mmAq)	1590	2470	3117	4942	6354	7947	9536	12715	15894	19073	25430	31788	36733
外部静压	0	0	0(20)	10	10	25	25	30	30	30	30	30	30
(Pa)	0	0	0(196)	98	98	245	245	294	294	294	294	294	294
尺寸	980	1200	1640	1860	1720	1920	2020	2220	2780	3610	3960	3960	3960
宽	500	650	650	1250	1350	1530	1530	1530	1530	1530	1530	1530	1530
深	1850	1850	1850	1850	1850	1850	1850	1850	1850	1850	1850	1850	1850
高	1	2	2	4	4	2	2	6	6	6	6	6	10
萨冉树脂网 no.	212	270	360(345)	535	615	840	935	1250	1350	2100	2350	3700	3850
重量(kg)	高压开关, 压气机内部恒温器, 风扇内部恒温器												
防护设备	(不包括 PW-10, H-15, 20), 过载继电器												
	高低压开关, 可燃插头, 过载继电器, 内部恒温器(PW-25, 30, 120), 油压开关(PW-120)												

3. 柜式空调器的选用

由于柜式空调器的制冷量一般比窗式空调器大,因此空调器在运转时的噪声也大,故此多用于一些公共场所,如餐厅、会议室、候机室等。立柜式空调器同其他型式空调器一样也有冷风式、热电式和热泵式。也有整体式和分体式,水冷式和风冷式。在对柜式空调器的选用时,必须解决以下几个问题:

- (1) 制冷量、制热量应能满足空调房间的需要。
- (2) 室内机组应有较宽敞的摆放地方,以利用空气的流通和循环,使室内各个部位的温度较均匀。
- (3) 有适宜于室外机组的安装地方,且保证室外机组周围空气流通,利于散热,但其散热和噪声不影响邻居的工作、生活。
- (4) 室外机组的周围不存在易燃性的气体、油污、烟雾等,且空气清洁。
- (5) 如使用水冷机组时要考虑冷却水的循环问题。

23.2.2 柜式空调器的安装与调试

1. 风冷式机组的安装及试运转

在安装时,室内机组应置于受室外空气影响最小,机组的进、出气流不受阻碍,且机组吹出的气流能遍及室内各个角落,并避开易燃易爆的地方。

室外机组应选择在不受阳光直接照射、雨淋及其他直接辐射热源的地方。如选择不到这样地方,必须置于阳光直射、雨淋的地方不可时,则应设置遮阳、防雨设施。同时还要考虑室内外机组配管、布线的方便。

由于风冷柜式空调器大都为分体式。因此在安装时有室外机组和室内机组的安装。如 LF 或 HF 系列空调机在安装时如果风冷式冷凝器的安装位置高于室内机组时,则风冷式冷凝器至室内机组之间的制冷剂管道沿高度每 10m 设一个存油弯。如果室外机组的位置低于室内机组,可不设存油弯。存油弯的曲率半径应不小于管道直径的 1.5 倍。

在敷设室内外机组之间的连接管时,应注意管道不得弄瘪,弯曲处不得有急弯、死弯。采用喇叭管螺母连接室外室内机组时,螺母必须紧固、可靠,而且要在拧紧喇叭管螺母前应在管子和接头的接合面上涂一层冷冻机油。连接管子时必须使用两把扳手,否则会损伤管子和机组阀体阀座。

室内外机组连接管路上的三通截止阀如图 23-17 所示。三通截止阀上的维修孔可以用来对系统进行排除空气、检漏、检查压力及加注制冷剂。在阀杆全闭时制冷管道和维修孔连通。阀杆半开时,制冷管道、维修孔和空调侧都连通。在此位置上可以对系统加注制冷剂、检查压力、排除空气。当阀杆全开时,制冷管道和空调器连通,维修孔关闭。在空调器运行时必须注意将三通截止阀的阀杆调到全开位置,否则将会导致故障和性能的不良。在连接制冷剂管时,截止阀的阀杆应处于全闭状态。

排水管从室内机组下部拉出,用以排除空调器运转时所产生的冷凝水。

电器接线应按布线图,电气原理图进行。在连接室内外机组的控制线时,可拆开室外机组的维修板,将附于

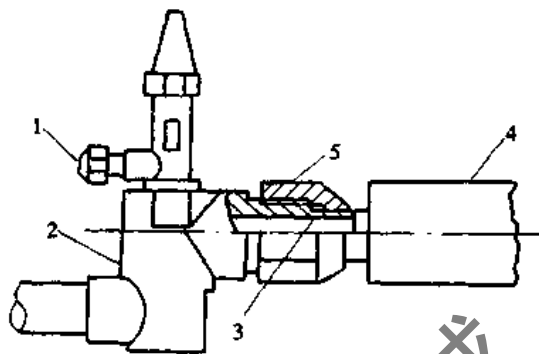


图 23-17 三通截止阀

1-维修孔;2-截止阀;3-涂冷冻油处;4-保温管;
5-锁紧螺母

室内机组的电缆按序号标志接于室外机组电器盒内的接线柱上。室内外机组的电缆连线及电源线均应考虑避免碰、撞、烫等,以保证安全。

机组安装结束后应进行一次全面的检查,用摇表检查室内外机组的绝缘电阻应不小于 $2M\Omega$;管路、导线接地是否正确、牢固,室内外机组是否稳固牢靠等。之后可送电试运转,观察机组各部分工作有否异常,风机转向是否正确,否则可调换任一根电源相线。全部检查处理正常后,即可进行调试。

现以 LF-N 系列冷风柜式空调器为例说明调试方法。

在 LF-N 空调器开关板上设有:电源、故障指示灯、温度控制器、主开关和复位键。

主开关分停止、通风、制冷三个档。当开关处于“停止”位时,机组将全部停止运行。处于“通风”位时,仅室内侧通风机运行,处于“制冷”位时,室内、外风机及制冷压缩机相继启动运行。

温度控制器受机组室内侧回风口处温度的影响而控制压缩机的运转与停止,从而控制房间温度维持在一定范围内。

当机组在运行时,无论是压缩机电机电流超载,压缩机电动机定子线圈超温,风机电动机电流超载,冷凝器风机电机故障,制冷系统内压力的过高和过低等,故障指示灯将亮。此时可停机进行检查处理。

当机组发生故障时,故障指示灯亮,同时自动停机,当故障排除后按下复位键机组即可恢复工作状态。

2. 水冷式机组的安装调试

水冷式柜式空调器一般均为整体式,在安装时只需选择合适的地方和装设独立的循环冷却水系统及有关风管。其安装、调试均与恒温恒湿机相似。可参照有关技术文件及要求进行。

23.2.3 柜式空调器的使用

在柜式空调器的控制面板上有工作指示灯,空调器工作时,工作指示灯亮,不工作时灯熄灭。

过滤器清洗信号灯,当空气过滤器上积尘过多,需要清洗时,信号灯亮,正常时处于灭的状态。

温度控制旋钮能自动控制室内温度,它共分五档,每

一档控制一个温度,从1至5来分档,数字越大,表示控制的温度越低,当室内温度达到旋钮所控制的温度时,制冷压缩机便会自动停止工作,而风机仍在运转。当室内温度回升到设定温度时,压缩机又自动启动运转,进行制冷降温。

风速调节旋钮,风速调节也有高、中、低三档。在高档运行时,风量最大,室内空气流动和循环快,但空气通过蒸发器的表面速度大,换热效率较低。中档运行时,以中等风量进行室内空气循环,空调器的送风温度低。

开关键,当开关键置于开的位置时,空调器开始制冷或单独通风,开关键置于关的位置时,空调器内的所有运转设备将停止运行。

复位开关,在空气过滤器清洗结束后,必须按下复位开关后空调器才能按要求投入工作,否则,过滤器清洗信号灯处于亮的状态时,空调器将不会工作。

柜式空调器在使用中应注意:柜式空调器有的采用集成电路,关键部分使用电脑控制,因此在使用时必须注意:

(1) 为保证制冷压缩机的工作可靠,空调器内有5min延时安全启动电路。因此在由于温度控制器的作用,空调刚停就改变温度控制旋钮的位置,或刚停止压缩机运转又马上启动运行及刚切断电源又马上接通电源时,压缩机都不会启动,必须过5min之后,才能自动启动。也就是说,凡压缩机停止工作后,无论按动哪一个键,均需等待5min才可以启动。

(2) 空调器制冷时,在系统高压保护开关的作用下,压缩机排气压力超过规定值时,将会自动切断压缩机电源使之停止工作。

(3) 在空调器运行中不论发生什么故障,一般均应做到先停机,切断电源后方可进行检查和维修。

(4) 严禁用导线来代替保险丝。

23.2.4 柜式空调器的故障与排除

(1) 风冷式空调器的常见故障与排除见表23-22。

(2) 利用保护装置进行故障检查见表23-23。

表 23-22 风冷式空调器常见故障分析及排除

故障现象		故障原因	处理方法
空调器不运转,风机、压缩机均不工作		1. 电源中断,线路故障; 2. 缺相,保险丝熔断; 3. 电压过低; 4. 开关失灵,触点断开; 5. 压力继电器动作,系统压力不正常; 6. 风扇电容器击穿; 7. 压缩机卡住; 8. 温控器工作不正常	1. 检查是否停电,修复电路; 2. 更换保险丝; 3. 测试电压,查明原因; 4. 用万用表检查开关,若不导通可更换新的; 5. 使压力恢复正常,手动复位; 6. 检查后更换; 7. 修复或更换; 8. 重新调整或检查触点,修复或更换
空调器不运转	室外风扇不工作	1. 电动机匝间短路; 2. 导线断路或短路; 3. 缺相; 4. 风扇卡住	1. 用万用表检查绕组阻值修复或更换; 2. 重新接线; 3. 检查电源,修复; 4. 更换风扇
	压缩机不工作	1. 开关故障,开关不良或松脱; 2. 电动机故障,匝间短路; 3. 超载引起保护器动作; 4. 压力继电器故障; 5. 线路故障或缺相; 6. 压缩机的机械故障	1. 修复或更换开关; 2. 检查匝间阻值,修复或更换压缩机; 3. 用钳形表检查电流是否过大; 4. 用万用表检查开关触点,修复或更换; 5. 检查线路后修复; 6. 进行检修恢复
空调器启动后不能连续运转	制冷系统	1. 制冷剂不足或过量引起压力不正常,压力继电器动作; 2. 制冷系统内混入空气压力升高	1. 按规定充注制冷剂; 2. 排除空气
	室外机组	1. 冷凝器积灰太厚; 2. 通风不良; 3. 风扇卡住; 4. 风扇电机烧毁	1. 清扫; 2. 清除风口障碍物; 3. 修复或更换; 4. 更换
	开关及继电器	1. 压力开关继电器等失灵; 2. 启动继电器失灵; 3. 热保护继电器动作	1. 检查后更换; 2. 更换; 3. 分析原因,修复
空调器运转但制冷量不足	制冷系统	1. 制冷剂不足,泄漏; 2. 制冷剂过多; 3. 系统有堵塞	1. 检漏后补足制冷剂; 2. 适当排放一些制冷剂; 3. 检查后清洗管路
	压缩机	效率降低	检查后更换压缩机

(续表)

故障现象	故障原因	处理方法	
空调器运转但制冷量不足	冷凝器	效率降低	清扫积灰,改善通风条件
	膨胀阀	开度不够	开大流量
	热负荷	1. 室内人员过多; 2. 开门次数频繁; 3. 窗子没挂窗帘; 4. 室内有热源	1. 减少人员; 2. 减少门开启次数; 3. 加白色双层窗帘; 4. 消除或减少热源
	机组容量	不足	更换大容量空调器
	气流	风口处有障碍,气流短路	去除障碍物
	温控	1. 感温包未扎紧; 2. 感温包泄漏	1. 重新扎紧; 2. 更换
	温度调节	温度调节给定值太高	将温度调低
	空气过滤器	积灰太多,堵塞	清洗或更换
空调器运转噪声大	压缩机	1. 液击; 2. 阀片破碎; 3. 有异物(运输卡夹)	1. 检查制冷剂是否充入过多,进气温度是否太低,风量是否不足; 2. 更换阀片; 3. 去除
	风 扇	1. 叶片破碎; 2. 混入异物	1. 更换风扇; 2. 清除异物
	螺钉	松动或脱落	拧紧或补上
	接触器	1. 触点凸凹不平; 2. 接触不良	1. 用细砂纸打磨光亮平整; 2. 重新接好
	安 装	地脚不稳	重新安装
制冷量不足	接水盘	1. 积灰太多; 2. 排水孔堵塞	1. 清洗接水盘; 2. 疏通排水孔
	排水管	堵塞	疏通或更换
	热泵	1. 电磁四通阀故障; 2. 内部损坏	1. 更换或修复; 2. 更换四通阀
	电加热器	1. 电热丝烧毁; 2. 开关损坏	1. 更换电热丝; 2. 更换开关

表 23-23 利用保护装置进行故障检查

故 障	原 因	检 查
排气压力过高	冷凝器通风不良 冷凝器排管堵塞 制冷系统中混入空气 吸气压力高	室外机组的运转和通风情况 检查通风是否良好 排空气 分析吸气压力变高的原因
排气压力低	压缩机吸、排气阀故障 制冷剂不足或泄漏 室外气温过低,制冷剂过冷度大 吸气压力低	更换阀片或压缩机 检漏、补足制冷剂 检查室外温度 检查制冷系统有无泄漏
吸气压力高	吸气过热,过热度大 制冷剂充注过多 压缩机吸排气阀片破损	避免吸气过热 放出一些制冷剂 更换阀片或压缩机
吸气压力低	通过蒸发器的空气量少 空气过滤器堵塞,气流减少 制冷剂不足或有泄漏 毛细管,膨胀阀堵塞	检查蒸发器有无结霜 检查空气过滤器 检漏 检查毛细管和膨胀阀
压力继电器动作	高压过高 低压过低 压力给定不当或触点接触不良	用复合压力表测压力 用复合压力表测压力 检查压力继电器

(续表)

故障	原因	检查
过载(过热)保护器动作	超载(制冷剂多) 压缩机卡住 压缩机开停频繁 电源相间不平衡 保护器接线松动	检查高低压压力 检查运转电流和汽缸内部 检查温控调整是否合适 检查电源及线路 检查端子与接线
风扇电动机的过流继电器动作	相间不平衡 风扇电动机故障 轴承损坏 接线松动	检查电源 检查电动机有无短路 检查轴承 检查接线
保险丝熔断	保险丝规格不符 接线松动 缺相 电动机短路	检查保险丝规格 紧固接线 检查电源 检查电动机绕组阻值

23.3 房间空调器的使用与维护

房间空调器是以创造室内舒适环境为目的的制冷量在 9000W(7740kcal/h)以下,采用全封闭式制冷压缩机和风冷式冷凝器的中、小型空调器。

房间空调器可以向密闭房间,空间或区域直接提供经过处理的温、湿度合格的空气,它主要包括一个制冷和去湿用的制冷系统和空气的循环净化装置,以及空气的加热和通风装置。

23.3.1 房间空调器种类、功能及性能特点、主要技术参数

随着国民经济的发展,人民生活水平的提高,对于以前可望而不可及的房间空调器目前已越来越多地进入寻常百姓家,给人们创造了舒适的工作、生活条件。

在日本,房间空调器已成为家庭生活的必需品,市场的需求量逐年增加,拥有 2 台以上房间空调器的家庭已超过 30%,一户 3~4 台的情况也已出现。在普及率高的城市,正迅速地向一个房间一台空调器的方向发展,已经从单纯的追求可供冷供热的低水平上上升到需达到要求能够创造健康、舒适环境的高水平上,且正在向全楼全室 24h 连续空调的时代发展。近几年日本房间空调器已经出现利用模糊控制理论,可随室外和室内环境状况的变化细致地调节设定室内温度,随时给人们创造舒适的环境,同时较大地提高了房间空调器的供热能力,能够连续、迅速地供暖,除湿能力增强,除霜速度快,达到低噪声运行。

1. 房间空调器的种类

房间空调器的分类方法有以下几种:

- (1) 按空调器的功能分为:单冷式、热泵式、电热式。
- (2) 按冷却方式可分为水冷式和风冷式。
- (3) 按安装方式可分为:窗式、挂壁式、立柜式。
- (4) 按系统组合方式有:分体式、组合式。
- (5) 按安装位置可分为:落地式、吊顶式、挂壁式、嵌入式、台式。

(6) 按制冷量大小可分为:

小型空调器 制冷量在 1.16~3.48kW(1000~3000kcal/h)。

中型空调器 制冷量在 4.64~6.96kW(4000~6000kcal/h)。

大型空调器 制冷量在 6.96~9.0kW(6000~7740kcal/h)。

2. 房间空调器的型号表示方法

(1) 房间空调器的型号含义

K [1] [2]—[3] [4] [5]

K—房间空调器代号

[1]—空调器结构型式

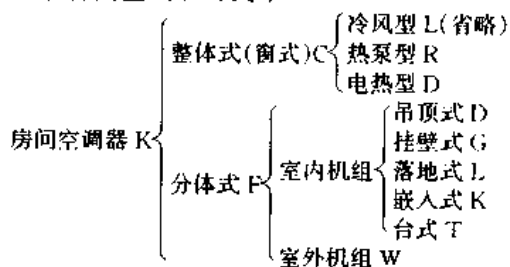
[2]—功能代号

[3]—名义制冷量 $\times 10^2\text{W}(\text{kcal/h})$

[4]—工作形式,冷风型 L 不表示

[5]—电源相数, S 表示使用三相电源,单相不表示

(2) 房间空调器的代号



例如:KC-20 表示窗式冷风型房间空调器,制冷量为 $20 \times 10^2\text{W}$ 。

KFR-20GW 表示分体式挂壁式热泵型房间空调器(包括室内机组和室外机组),制冷量为 $20 \times 10^2\text{W}$ 。

KFD-30LW 表示分体落地电热式房间空调器,制冷量为 $30 \times 10^2\text{W}$ (包括室内和室外机组)。

(3) 各种空调器的环境工作温度。

- 1) 冷风型:18~43℃。
- 2) 热泵型:+5~43℃。
- 3) 电热型: $\leq 43\text{℃}$ 。
- 4) 热泵辅助电热型:-5~43℃。

3. 房间空调器的主要技术参数

(1) 房间空调器的制冷量。房间空调器的制冷量是指空调器每小时所产生的冷量。其单位是 W、kW 或

kcal/h, 在西方国家常用英热单位 Btu 表示。

$$1\text{kW} = 860\text{kcal/h} \quad 1\text{Btu} = 0.252\text{kcal/h}$$

我国机电工业部标准规定, 房间空调器制冷量为 9000W(7740kcal/h) 以下, 其中最小值为 1624W, 这是根据我国民用建筑最小房间面积为 6~8m² 来确定的。我国民用建筑中, 使用空调器时的耗冷量约为 174~209W/m²(150~180kcal/h·m²), 房间空调器的最大制冷量值为 6496W(6000kcal/h) 以满足广大家庭之用。对于接待室、会议室等公用设施则可使用制冷量较大的立柜式空调器。

我国房间空调器制冷量的测试工况为:

室内侧: 干球温度为 27℃, 湿球温度为 19.5℃

室外侧: 干球温度为 35℃, 湿球温度为 24℃

(2) 制热量。房间空调器制热运转时, 单位时间向密闭空间、房间或区域所能提供的热量。其单位同上。它是在室内干球温度为 21℃, 室外干球温度为 7℃, 湿球温度为 6℃ 时测得的。

(3) 房间空调器的送风量。房间空调器的送风量是指在新风和排风关闭的条件下, 单位时间内能够向密闭空间、房间或区域送入的空气量。常用单位有: m³/h 或 m³/s 等。

(4) 房间空调器的功率。房间空调器的功率是指空调器运转时所输入的电功率也就是运转时所消耗的电功率。其单位为 W 或 kW。

空调器制冷运转时所消耗的功率称为制冷功率, 主要包括压缩机电机功率, 风机电动机的功率。如果为分体式空调器, 制冷功率则包括室内、外机组功率之总和。室内机组中有送风电动机及微型的摇风电动机, 室外机组中有制冷压缩机电动机(主机)、冷凝器风扇电动机, 这些电动机所消耗的电功率总和即为分体式空调器制冷消耗功率。

冷热两用型空调器, 由于冬季供暖的方式不同所消耗的制热功率也不相同, 采用热泵制热时所消耗功率与电加热功率不同。

(5) 热泵制热功率。热泵制热功率是指空调器进行热泵制热运转时所消耗的功率(主要是压缩机功率和风机功率)。同一台空调器在制冷与热泵运转制热时所消耗的功率是相同的。

(6) 性能系数(能效比, 单位功率制冷量)空调器进行制冷运行时, 其制冷量与制冷所消耗的功率之比称为空调器的性能系数又称为能效化(E·E·R)或单位功率制冷量。一台空调器的能效比越大, 则表明其在消耗单位电功率时所获得的制冷量越大, 即空调器的电能利用率越高。相反, 能效比越小, 空调器的电能利用率也越小。

能效比的单位是制冷量 W 与消耗电功率单位 W 之比, 即 W/W, 一般家用空调器的能效比均在 2.0 以上, 少部分节能型的家用空调器可达到 E·E·R ≥ 3.0。

(7) 单位重量制冷量。单位重量制冷量是指空调器的重量与制冷量的关系, 其含义是: 空调器每消耗 1kg 原材料, 每小时能够产生的能量, 单位为 W/kg。

单位重量制冷量是产品的一项重要技术指标, 为了体现产品的质量和它的经济性, 我国部颁标准中对各种

规格的房间空调器的单位重量制冷量均作了具体规定。

(8) 噪声。噪声是指空调器在房间内使用时, 所发出的机械振动和气流声。噪声的大小与产品的质量和安装的质量有直接关系。分体式空调器由于压缩机安装在室外机组中, 故室内机组的噪声比窗式空调器要小。

空调器噪声的测量是在接近名义制冷工况条件下, 距空调器出风口中心法线方向 1m, 距地面不小于 1.0m 处用声级计测得的, 此时压缩机在运行, 风机也调至最高档运行。

测量空调器噪声时, 空调房间未开空调时噪声应低于被测空调器噪声 10dB。当测量距离加倍时, 噪声级降低值应为 4~6dB。

一般空调器在低冷档运行时应比高冷档运行时噪声低 4~6dB。

如果一台空调器在高冷档与高风档运行时噪声相等, 且低冷档与高冷档噪声相差较多时, 则说明压缩机的噪声较低, 质量较好。

我国部颁标准空调器噪声标准见表 23-24。

表 23-24 房间空调器噪声标准

名义制冷量		室内侧噪声	室外侧噪声
(W)	(kcal/h)	(dB)	(dB)
1628	1400	56	65
2093	1800	56	65
2605	2240	56	65
3256	2800	60	70
4128	3550	60	70
5233	4500	62	72
6513	5600	65	75

4. 房间空调器的功能

房间空调器具有以下功能:

(1) 制冷或制热。房间空调器在夏天可以用来制冷降温, 在严寒的冬天可向室内供暖, 使室内保持正常的温度。

(2) 调温范围。房间空调器一般能在 -20~+50℃ 的房间中循环空气, 在空调器上设有高、低两档或高、中、低三档开关, 用来调节空气的流动速度或风量, 保持室内温度的稳定。

(3) 空气的过滤。从空调器中吹出的冷风或热风先通过空气过滤器除尘, 以保证送入室内的空气的清洁度和新鲜度, 以利于人体的健康。

(4) 调节空气的流向。在空调器的空气吹出口处, 设有双层百叶送风口, 可以上、下左右的调节送风方向, 按照人们的需要风向调节, 以达到均匀送风。

(5) 送入新鲜空气。在空调器的运转过程中, 由于门、窗的紧闭, 人们长时间在房间内停留, 会使空气污浊, 可以通过空调器的新风入口将室外新鲜空气送入室内。

(6) 温度控制。可以在 14.5~30℃ 范围内自动地调节室内温度, 温度偏差在 1.5~2℃。

(7) 可以提高空调房间内的负离子浓度, 使人感到空气清新, 精力充沛。

5. 窗式空调器的性能特点及主要技术参数

窗式空调器是一种小型制冷装置,使用制冷压缩机制冷或供热的方法,以达到室内降温、升温、去湿的目的,从而获得比较稳定的环境温度。它一般由制冷系统(或制冷—热泵)系统、电加热器、箱体、空气过滤器及风机等部件组成。其特点是:结构紧凑、体积小、重量轻、噪声低、安装简便、使用可靠、装有新风调节装置,可以长期保持室内空气的新鲜,只要接通电源即可制冷或制热,为人们工作、生活创造一个良好的气候环境。

窗式空调器按其结构的不同分别具有降温、升温、恒温等多种功能。恒温型机组又分为常年恒温(制冷—热泵系统或制冷系统配电加热器)和仅用于室内降温的恒温型(只配置制冷系统而不设置电加热器的)。

空调器的空气循环分室内和室外两部分。制冷—热泵系统与单制冷系统的区别在于前者在系统中增加了一个四通电磁换向阀,由换向阀改变系统内制冷剂的流动方向,从而达到夏天降温、冬天供暖的目的。

目前我国窗式空调器生产厂家较多,生产的品牌也较多。如原航空航天部江淮空调器公司生产的“天鹅牌”空调器,江苏泰州春兰制冷设备总公司生产的“春兰牌”空调器,浙江温州空调器总厂生产的“月兔牌”空调器,上海家用空调器厂生产的“爱特牌”空调器,杭州空调器总厂生产的“东宝牌”空调器以及广东美的电器企业集团生产的“美的牌”空调器、陕西宝花空调器厂生产的“宝花牌”空调器等。

6. 空气负离子空调器的性能特点及主要技术参数

空气负离子空调器是在一般空调器的基础上,增设了一个负离子发生器,它不仅具有一般空调器的功能,而且还具有负离子发生器的特点。无论是在制冷、制热、通风等任一工作状态下,均能产生大量负离子,随着空调器的送风一起进入空调房间,使室内空气达到清新的目的,为人们提供一个舒畅适宜的工作和生活环境。

目前的负离子空调器有两种,一种是配置电空气负离子发生器,另一种配置水空气负离子发生器。

电空气负离子发生器是采用高压电场,通过极针尖端电晕放电,将针尖附近空气电离而产生负离子。

水空气负离子发生器是利用水从发生器的喷嘴中喷出,撞击到硬物上而粉碎成极细的雾状微粒,这种微粒自身带电并与空气中的中性分子结合而形成空气负离子。

电空气负离子发生器产生的负离子以轻离子为多数,而水空气负离子发生器产生的负离子是以中、轻离子为多数。目前我国所生产的负离子发生器一般为电空气负离子发生器。此外还有紫外线空气负离子发生器、放射线空气负离子发生器和热空气负离子发生器等。

空气负离子是一种带负电荷的空气粒子,它像食物中维生素一样对人的生活有着重要的影响。据有关资料介绍,空气负离子发生器对人体的健康有以下作用。

(1) 可以使人的呼吸系统肺功能得到改善,如人们吸入负离子 30min 后,肺吸收氧气增加 20%,排出二氧化碳增加 14.5%,对呼吸道的传染病也有良好的治疗效果。

(2) 对高血压患者能降低血压,改善心肌功能。

(3) 具有镇静作用,能改善睡眠,有振奋精神的功

效。

(4) 能降低人体内的血糖、血钾、胆固醇、增加血钙,增强基础代谢,促进肌体的生长发育。

(5) 能使人体内的白血球、红细胞、血红蛋白、网状红细胞和血小板增加,提高人体的免疫力。

(6) 可以改变机体的反应性,活跃网状内皮系统的机能,增加机体抗病能力。

(7) 能促进人体内形成维生素,并在血液和组织中积存维生素。

总之,负离子可以使人们精神振奋,呼吸舒畅,提高工作效率。

天鹅牌 KC-30RF 负离子型窗式空调器是原航天部江淮空调器公司的产品,采用了当前世界先进的转子式制冷压缩机,运转平稳,耗电少,噪声低,在制冷、制热、通风等工作状态下都能产生大量的负离子,其主要技术参数见表 23-25。

表 23-25 负离子型窗式空调器的技术参数

项 目	单 位	KC-30RF
制冷量	kW	3.480
	kcal/h	3000
制热量	kW	3.712
	kcal/h	3200
温度控制范围	℃	18~30(制冷)
温度控制精度	℃	±2
室内空气循环量	m ³ /h	560~700
额定电压	V	单相 220
额定电流	A	7.5
额定频率	Hz	50
额定功率	kW	1.58
除湿量	kg/h	1.8(水)
噪声	dB	≤57
重量	kg	65
外形尺寸(长×高×深)	mm	670×425×560
负离子浓度	个/cm ³	2×10 ⁵
臭氧浓度		<0.025<10 ⁻⁶

7. 分体式空调器的性能特点及主要技术参数

分体式空调器由室内机组和室外机组两部分组成,室内机组是由蒸发器、风机(电机和离心风机)、电器控制、电加热器、节流元件等部分组成;室外机组是制冷压缩机、冷凝器(电机和轴流风机)、电器控制部分等组成,二者用管道连接起来。

目前分体式空调器的室内机组有立柜式、挂壁式、吊顶式、嵌入式、台式等。分体式空调器具有以下特点:

(1) 占地面积小,由于分体式空调器分为室内机组和室外机组两部分,且大部分运转机组多安装在室外,因此室内机组所占的面积和空间都比较小。同时由于室内机组的外部造型与房间适当的配合也显得融洽。

(2) 运转噪声小。由于分体式空调器的制冷压缩机和冷凝器等组成的室外机组安装在室外,因此空调器中产生噪声的主要噪声源皆在室外。所以分体式空调器在室内的噪声源都很小,一般低于 50dB,对于质量好的产

品室内的噪声低于 40dB。而窗式空调器和整体立柜式空调器的室内噪声一般都在 60dB 左右。

(3) 冷凝温度低。由于分体式空调器的冷凝器置于室外,它不受机体外形尺寸的限制,冷凝器的散热面积和风量都比较大。同时由于外界空间大,空气的流速也大,所以制冷剂散热条件好,冷凝温度也低,制冷效率高。

(4) 分体式空调器安装容易。分体式空调器的室外机组只要置于地面平整,四周空气流通的地方就可以了,室内机组或摆放或挂壁利于冷热空气流动即可,内外机组用管道连接也比较容易。

(5) 维修方便。由于室内外机分开安装,拆装、检修都比较方便。

8. 热泵型空调器的性能特点

由于热泵型空调器是在一般普通空调器内增设一个换向四通阀,当改变四通阀的不同位置时,即可将空调器中的蒸发器做冷凝器使用,冷凝器做蒸发器使用,从而对房间实现降温 and 供暖的作用。因此这种空调器具有一机两用的特点,即夏季可以降温,冬季可以取暖,具有经济效益高,结构简单,调整方便,价格便宜的优势。但其不足之处是在制冷或制热时均需启动制冷压缩机运转。

9. 电热型空调器的性能特点

电热型空调器是在单冷型空调器的基础上增设电热元件(电热丝或电热管),从而可实现对送入房间内的空气进行加热的目的。所以此种空调器在夏季工作时,制冷压缩机工作,电热元件不工作;冬天取暖时,制冷压缩机停止工作,而电热元件通电工作供暖。此种空调器运转可靠,使用寿命长,维修方便。

10. 热管型空调器的性能特点

热管空调器是一种小型家用空调装置。此种类型空调器的主要部件是利用热管有良好的导热性能,进行冷热气体的交换,以达到室内制冷降温的目的。它具有以下性能特点:

(1) 空调器内没有活动部件,每根热管是密封的,因此它可以在设计温度范围内长期运行,安全可靠。

(2) 运行时不需要外部动力。

(3) 无交叉污染,两部分工质只进行能量传递而不相互接触。

(4) 结构紧凑,热交换效率高。

热管空调器主要技术参数见表 23-26。

表 23-26 热管空调器的主要技术参数

制冷量	kW	1.995
	kcal/h	1720
电 源	单相 100V	
外形尺寸(mm)	1400×452×350	
制冷剂	R22	
热 管	供电室侧	铝肋片式
	冷却水	套管式
风 机	形式×数量	前向多叶式×2
	风量(m ³ /h)	900
	功率(kW)	0.05

(续表)

冷却水	入口水温(°C)	12
	水量(L/h)	180
室 温	干球温度(°C)	40
	湿球温度(°C)	25.3
	相对湿度(%RH)	35
重 量	外 壳(kg)	25
	热 管(kg)	26
	共 计(kg)	51

11. 微电脑空调器的性能特点

目前,由于微电脑技术的迅速发展,因而装有微电脑的空调器也与日俱增。微电脑有有线控制和无线控制两种,它具有以下一些性能特点:

(1) 空调器具有时间控制,用户可随时开机和关机。

(2) 具有时间显示装置,可以比较准确地报时。

(3) 可以显示出空调房间内的温度值,在有些遥控器上还设有房间温度显示和设定温度显示。

(4) 可根据用户所调节的温度进行全自动运行。在自动控制中,夏天当房间温度高于设定值时,空调器中的制冷系统将启动运行,对于有制热功能的空调器,只有当设定温度高于房间温度时便会开启制热系统工作,以维持室内温度的恒定。

(5) 可以对风机各档速度进行全自动控制,当室温与设定温度值偏差较大时,风机高速运行,当室温与设定温度之差不太大时,风机中速运转,当室温接近设定温度值时,风机低速运转,维持室内温度。

(6) 设有延时键,可以延时开机或延时关机。

(7) 设有睡眠键,当人们开始睡眠时,按下睡眠键。它可以根据人们睡眠时人体变化这一生物现象,在室温达到设定温度后,空调器自动的改变原设定温度,使环境舒适自然,噪声降低,用时还可达到节能的目的。

12. 汽车空调器的特点

汽车空调的特点主要表现在舒适性,操作性,对汽车行驶的适应性和多样化的气流组织方面等。

(1) 舒适性。汽车空调的舒适性要求包括其温度、相对湿度、空气的洁净度及噪声和振动等。

汽车空调器的制冷负荷一般都较大,这主要是由于汽车在外行驶而且汽车的壁板较大,因而受外界影响较大,夏季在日光直射下车内温度可达 50~60°C。如果室外气温为 34°C 的晴天,汽车在马路上停放 1h 后车顶温度可达 75°C,车内前座 58°C,后座 54°C,同时由于汽车的玻璃窗面积大,太阳的热辐射量也大,由于车内空间所限,加之车内乘客体形各异,因而形成许多小的区域,造成气流受阻,这些都是造成制冷负荷较大的因素。

(2) 对汽车行驶的适应性。由于用于汽车空调器的动力是由汽车发动机提供的,因此其空调器中的制冷压缩机的制冷量受汽车行驶状态的影响(发动机的转速可在 600~5000r/min 间变化,变化幅度比较大)。尤其在汽车行驶一段时间后的再启动时,空调器必须在较短的时间内使车内的温度达到乘客的要求,因此,汽车用空调器的制冷压缩机具有较大的制冷能力。同时空调系统还

采取特殊的温度自动控制手段。由于汽车发动机及车辆在行驶中不可避免的振动,因此汽车空调器还必须具有较强的耐振性能。

(3) 气流组织的多样性。汽车空调的送风方式因车型的大小,用途不同而有多和不同的形式。

小汽车的冷气系统有两种送风方式。一种是前送方式,即将蒸发器装在车厢前部的仪表盘下,送风从百叶中间向斜上方吹出,经车顶至后排座形成循环,这种送风方式使驾驶人员所处的温度比后排座的人要低一些,由于长期吹冷风会使驾驶人员感到不舒服,但装置比较简单,因此一般小汽车上均采用这种方式;另一种是后送方式,即制冷系统中的蒸发器装于车厢的后部,冷气从后部送出吹向前排,这种方式比前一种效果好一些,多用于排气量大的小汽车。

带有冷、暖风空调系统的小汽车的冷却器和暖风器的安装位置也有两种方式。一种是前置式,即冷却器和暖风器均装于车厢前部驾驶盘处,冷暖风由前向后吹;另一种是前后置式,即车厢的前、后部均有冷却器,而暖风器则只装于车厢的前部。

中型汽车(面包车)的空调器的冷凝器装于后轮的后下方,且左、右各有一个,维修比较方便,控制器也有两个,一个由驾驶人员操作,一个由乘客操作,可根据不同要求灵活使用。

大型客车空调系统的机组安装方式及送风布局有前顶吊挂式、中顶两分式、中顶集中式以及后顶吊挂式等,其各自特点为:

前顶吊挂式:制冷系统中的空气冷却器在车的前部上顶吊挂安装,气流由前向后吹送,操作方便且减少了后轮的载荷,但驾驶人员附近的噪声较大,气流不适,有吹

风感。同时由于制冷管路过长,易使制冷能力下降。

中顶两分式,在汽车内顶部设置空调冷却机组,冷风经风管送至顶部内侧的左右角落处送风口,送风管成交叉形排列。这样尽管风管可以大为缩短,但温度分布不均匀且噪声也大。

中顶集中式:空气冷却器安装在车顶的中部,由中间布置的风管送风,故可使前后送风均匀,且又使前后两车轮的载荷分布均匀。

后顶吊挂式:在车顶的后部安装空气冷却器,由后部向前送风,这种方式制冷效果好,但后轮的载荷有所增加,且后部噪声大,气温过低,影响车内后排乘客。

车用空调器主要技术参数,国产汽车空调产品及该产品配车、布置情况参见表 23-27 和表 23-28。

表 23-27 车用空调器的主要技术参数

项 目	单 位	KQL-J. 5/3B	KQL-I. 5/3B
制冷量	kW	3.48	3.48
	kcal/h	3000	3000
制热量	kW	2.32	1.795
	kcal/h	2000	1540
车内温度调节范围	℃	20~27	15~27
车内空气循环量	m ³ /h	约 660	约 660
电源		三相, 380V, 50Hz	
电流	A	4.5	4.5
压缩机配用功率	kW	1.5	1.5
风机配用功率	kW	0.18×2	0.18×2
重量	kg	约 130	约 125
外形尺寸	mm	470×440×1350	830×430×875
电加热器	kW	2.4	1.8

表 23-28 国产汽车空调配车与布置状况

系列	车型	空调布置方式	空调安装	制冷量(kcal/h)
A	大型 55~57座	直连顶置	压缩机置于主发动机一侧,空调器置于车顶	25586~29075 (22000~25000)
		独立顶置	压缩机及柴油机置于车尾(或中部)空调器置于车顶	25586~29075 (22000~25000)
		独立整体	冷凝器、蒸发器、压缩机、柴油机共同装在一台架上,用风管接于车内两侧风道送风	25586~29075 (22000~25000)
B	东风解放 35~40座	直连顶置	压缩机置于主发动机一侧,空调器置于车顶	18608~23260 (16000~20000)
		独立顶置	压缩机和柴油机组裙置或后置,空调器置于车顶	18608~23260 (16000~20000)
		独立整体	冷凝器、蒸发器、压缩机、柴油机共同装在一台架上,用风管接于车内两侧风道送风	18608~23260 (16000~20000)
C	旅游 12~25座	直连顶置	压缩机置于主发动机一侧,空调器置于车顶	6978~11630 (6000~10000)
		独立顶置	压缩机及柴油机组裙置,空调器置于车顶	6978~11630 (6000~10000)
		直连分体内置	冷凝器置于主发动机水箱前,两个蒸发器分别置于驾驶室及车中横梁上,压缩机置于主发动机侧	6978~11630 (6000~10000)
D	卡车、工程车驾驶室	直连顶置	压缩机置于主发动机一侧,空调器置于车顶	5582 (4800)
E	轿车	直连内置	冷凝器置于水箱前,蒸发器置于车内,压缩机置于发动机侧	3489 (3000)

23.3.2 房间空调器的结构及工作原理

1. 房间空调器的组成

房间空调器的结构,一般由以下四大部分组成

(1) 制冷系统 制冷系统是房间空调器中承担降温 and 除湿的部分,它由制冷压缩机、冷凝器、毛细管、蒸发器、电磁换向阀、过滤器和制冷剂等组成一个密封的制冷循环

(2) 风路系统 风路系统是空调器内促使空调房间

内空气流动和加快热交换的部分,由离心风机、轴流风机等设备组成

(3) 电气系统 它是空调器内促使压缩机、风机安全运行和温控部分,由电动机、温控器、继电器、电容器、加热器等组成

(4) 箱体与面板 箱体与面板是空调器的框架,各组成部件的支承座和气流的方向部分,由箱体、面板和百叶栅等组成

图 23-18 为窗式空调器组成的原理图

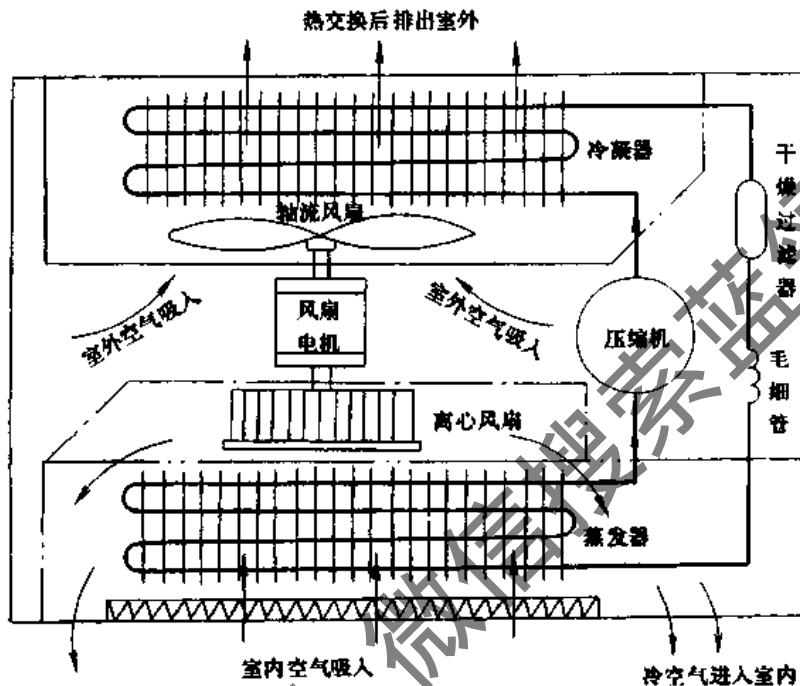


图 23-18 窗式空调器原理图

2. 房间空调器的制冷系统

(1) 制冷系统中的压缩机。制冷压缩机是空调器制冷系统的核心部分,依靠压缩机的运转,促使制冷系统中制冷剂的流动,以达到蒸发制冷的目的,一旦压缩机停止转动,制冷也就随之结束。

压缩机在运转时,从蒸发器中吸回蒸发吸热后的干饱和气体,经压缩提高其气体的压力和温度后,排入冷凝器,在风机或冷却水的作用下放出热量而冷凝为液体。制冷剂液体经毛细管的节流降压,进入蒸发器中蒸发吸热,使周围空气或通过蒸发器的流动空气达到冷却降温(去湿)的目的,蒸发后的气体又被压缩机吸入再压缩、排出,依次地不断往复循环制冷,使房间内空气温度下降。

房间空调器中所使用的制冷压缩机一般为全封闭活塞制冷压缩机和全封闭滚动转子式制冷压缩机。关于这两种制冷压缩机的性能特点在第 20 章中已作了介绍,这里不再重复。

我国庆安宇航设备公司生产的全封闭活塞式制冷压缩机和全封闭滚动转子式制冷压缩机的性能特点如下:

1) 活塞式制冷压缩机。庆安宇航设备公司是国内规模最大,最早生产制冷压缩机的厂家,该厂生产的 F4·3Q 全封闭活塞式制冷压缩机系列,曾荣获国家“金龙

奖”。该产品的性能特点为:

- ① 结构紧凑,密封性好,体积小、重量轻。
- ② 由于采用高效率电机,精密的加工和装配技术,制冷系数(E·E·R)值达到先进水平。
- ③ 由于压缩机转动和往复运动所产生的惯性力都在结构上得到了良好的平衡,机芯安装在具有减振功能的弹簧支撑装置上,因而具有运转平稳和振动小的特点。
- ④ 由于压缩机在设计上采取了各种消声和稳压措施,有效地减小和隔离噪声,因而噪声低。
- ⑤ 可靠性高。由于压缩机采用了精密的加工和装配技术,优质的材料,先进的焊接工艺以及严格的质量控制,使压缩机达到了清洁、干燥、密封的要求,保证了压缩机能长期可靠地工作,从而延长了压缩机的使用寿命。

2) 滚动转子式压缩机。庆安宇航设备公司生产的全封闭滚动转子式制冷压缩机系列与传统的往复压缩机相比,具有以下特点:

- ① 高效电机和精密机械加工及精确装配机构,充分地提高了压缩机的制冷效率,达到高能效比。
- ② 对消声器和动平衡的改进,大大地降低了运转时的振动和噪声。
- ③ 精密的结构、高精度的加工装配及专门研究的特

殊铸件,确保产品的质量,达到长期使用和安全可靠。

① 产品结构紧凑,零件数量少,整机重量轻、体积小。

② 电机名义输出功率为 400 ~ 1100W,因而有广泛的应用范围。

③ 每台压缩机均配有一个标准贮液桶。

3) 制冷压缩机名义制冷量的测试工况(空调工况)

中国国家标准		美国 ASHRAE 标准
蒸发温度	5℃	7.2℃
冷凝温度	40℃	54.4℃
吸气温度	15℃	35℃
过冷温度	35℃	(膨胀阀前)46.1℃
环境温度	30 ± 5℃	35℃

4) 全封闭压缩机的使用条件:以 R22 为制冷剂:蒸发温度 -15 ~ +10℃,冷凝温度 ≥ 67.5℃,排气温度 > 130℃,吸气温度 < 20℃,压缩比 ≥ 4.8,环境温度 10 ~ +43℃。

5) 压缩机的噪声:我国部颁标准规定的压缩机噪声值:

配用电动机功率	噪声标准
0.75kW	≤ 59dB
1.1, 1.5kW	≤ 60dB
2.2kW	≤ 62dB

(2) 制冷系统中的冷凝器、蒸发器。

1) 冷凝器。我们知道,制冷系统中的冷凝器功能主要是将来自压缩机的高温高压制冷剂气体经过冷凝使之变为液体。对于房间空调系统中的冷凝器也是这样。

房间空调器中的冷凝器一般为风冷式(个别也有采用水冷式的)。风冷式冷凝器又分为自然对流和强制空气循环两种方式。小型空调器基本上都采用强制空气循环(又称强制通风)的冷凝器,立柜式空调器多采用水冷式冷凝器,整体式空调器也有采用水冷式冷凝器的,分体式空调器多采用风冷式冷凝器。

水冷式冷凝器有壳管式和套管式两种。风冷式冷凝器则是在铜管上套上铝片(又称翅片或肋片)来扩大冷凝器的传热面积,提高传热系数,改善冷凝器的冷凝效果。目前,小型窗式空调器都采用 $\phi 10 \times 0.5\text{mm}$ 、 $\phi 9 \times 0.5\text{mm}$ 、 $\phi 9 \times 0.35\text{mm}$ 的铜管。国外空调器的冷凝器都采用薄壁小直径铜管来做冷凝器,目前市场上的空调器,在冷凝器的管子上皆套装一定数量的铝翅片,常见的翅片形状有:

平面形翅片:套在铜管上的铝片是表面光滑平整的,这种翅片的特点是加工容易,清扫积灰方便。

波纹形翅片:套在铜管上的铝片表面呈波纹形状,这样可以增大散热面积,提高传热效果。比平面形约提高 18% ~ 20%。

平面条孔翅片:套在铜管上的铝片是平面的,但在平面上冲压出许多长形孔洞,这样不仅扩大了散热面积,而且也加快了散热速度,这种翅片的传热性能比平面形提高一倍以上。

装在铜管上的翅片间距必须保持一定的尺寸,以确保空气的流通和管子的散热,过大或过小的间距都会影

响到冷凝器管子的散热效果。翅片间距的过小,增大了空气流动的阻力,散热慢;翅片间距的过大,减少了散热面积。因而翅片间距的过大或过小都会使冷凝温度升高,压缩机制冷量下降。目前房间空调器上的冷凝器,翅片的间距一般在 1.5 ~ 2.0mm 之间。

由于铝的导热系数大,塑性好,冲孔翻片不易出现裂纹,且抗腐蚀能力强。经过阳极化处理的翅片抗腐蚀能力更好,故一般作为制冷系统中的换热器冷凝器。冷凝器多采用铜管套铝翅片的方式。

2) 蒸发器。蒸发器是一种低压设备,它位于制冷系统中的毛细管和压缩机之间。来自冷凝器中的高压制冷剂液体经毛细管节流降压后进入蒸发器中蒸发吸热,使其周围的空气温度降低。

空气的冷却方式有自然对流和强制通风两种,房间空调器中的蒸发器为强制通风方式,以便使室内空气与蒸发器的热交换,达到室内空气降温速度加快的目的。

蒸发器的结构与冷凝器差不多,是使用铜管加工成盘管,并在管上套上翅片。蒸发器翅片的间距比冷凝器翅片的间距大,一般在 1.8 ~ 2.2mm 之间。这是由于蒸发器内的制冷剂在吸收外界空气中的热量时,空气中的水分会由于温度的下降而凝结成水和雾,从翅片之间流下或布满翅片之间,从而影响了蒸发器的传热性能。翅片间的积水或水雾的存在减少了蒸发器的有效面积,同时增大了空气通过的阻力,因而传热系数下降。

(3) 房间空调器中制冷系统的节流装置。我们知道,节流装置是制冷系统中四大部件之一。其作用是使液体制冷剂经过节流后由高温高压变为低温低压,从而产生冷效应。

制冷系统中的节流装置有手动膨胀阀、热力膨胀阀、毛细管等。这些在第 20 章中已有叙述。

在房间空调器内制冷系统中常采用毛细管来降压节流。与之配合使用的感温元件为感温包。

感温包是一种接受温度变化而发生压力传递信号作用的信号器。它用毛细管与波纹管连接,装在空调器中蒸发器的前端,随时接受房间内空气温度的变化而发出不同的信号,使压缩机电动机启动或停止转动。例如空调房间内的温度上升时,感温包内的液体制冷剂受热蒸发,使感温包内气体密度增大,压力上升,此压力通过毛细管进入波纹管,使杠杆上的电触点闭合,电动机即带动制冷压缩机运转,开始制冷循环,对室内空气进行降温,一旦房间内的温度降到要求值时,感温包内的制冷剂气体又会受冷凝结,使包内的气体密度减小,压力下降,从而使杠杆上的电触点分离,电动机停止运转,制冷也就停止。

感温包是用一根较毛细管大数倍的管子加工制成,管子的一端与毛细管连接,另一端口封死,如图 23-19 所示。另一种在感温包的顶端延长一根辫子,即小口径管子,与感温包连通,以便于维修。

(4) 房间空调器内制冷系统中的电磁换向阀。热泵型空调器在工作中是通过电磁换向阀的动作,改变制冷剂的流动方向来达到夏天制冷降温和冬天制热取暖的。在夏季,电磁换向阀的动作使低压制冷剂进入室内侧蒸

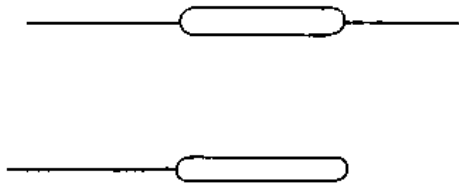


图 23-19 感温包结构

蒸发器中蒸发,吸收室内空气的热量,使其温度降低;在冬季,电磁换向阀的动作,使高压制冷剂进入室内侧的蒸发器,使进入蒸发器内的高温高压制冷剂通过管壁和肋片向室内散热,使室内空气温度升高,同时使高温高压气态制冷剂凝结成为液态。也就是说,电磁换向阀可以使房间空调器内的制冷系统在夏季运行中按照正常的制冷循环进行,而在冬季运行中,使原制冷系统中的蒸发器和冷凝器的功能互换,即蒸发器变成冷凝器,而冷凝器变成蒸发器,将室外热量通过压缩机的做功向室内转移,达到制热目的。电磁换向阀结构如图 23-20 所示。

电磁换向阀主要由控制阀与换向阀两部分组成,通过控制阀上的电磁线圈和弹簧的作用力,打开和关闭其上的毛细通道,使换向阀进行换向。

空调器制冷时,电磁线圈不通电,控制阀内的阀塞将

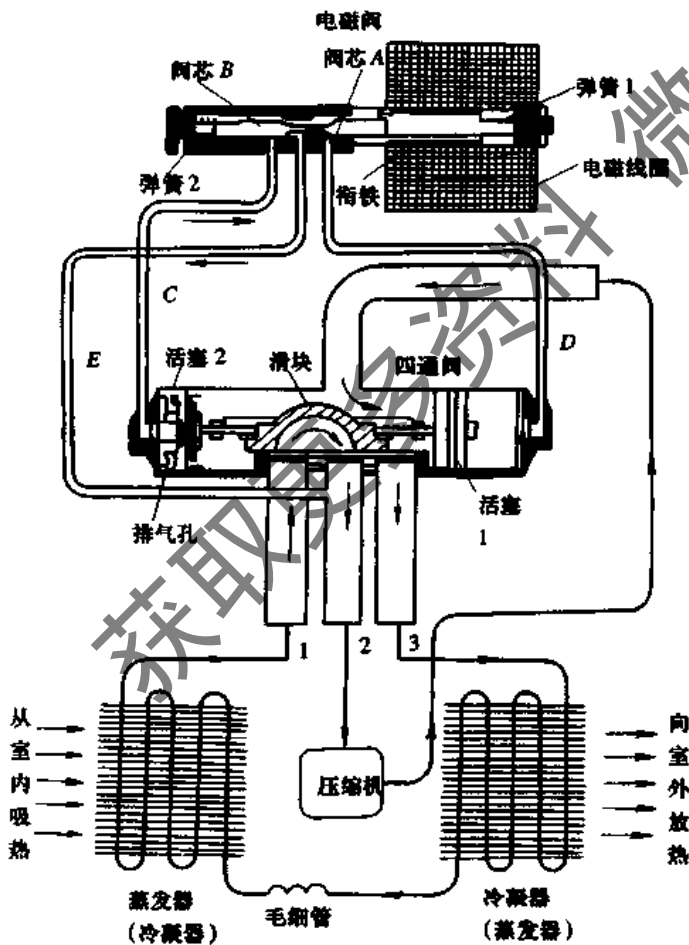


图 23-20 电磁换向阀结构图

右方的毛细管与中间的公共毛细管的通道关闭,使左方毛细管与中间的公共毛细管通道沟通,中间公共毛细管与换向阀低压吸气管相连,所以换向阀左端为低压腔。在压缩机排气压力的作用下,活塞向左移动,直至活塞上的顶针将换向阀上的针座堵死。在托架移动过程中,滑块将室内换热器(即蒸发器)与换向阀中间低压管沟通,高压排气管与室外侧换热器(即冷凝器)相沟通,此时空调器作室内制冷循环。

空调器制热时,电磁线圈通电,控制阀塞在电磁力的作用下向左移动,关闭了左侧毛细管与公共毛细管的通道,打开了右侧毛细管与公共毛细管的通道,使换向阀右端为低压腔,活塞就向右移动,直至活塞上的顶针将换向阀上的针座堵死,这时高压排气管与室内侧换热器(即蒸发器)沟通,空调器作室内制热循环,使室温升高。

(5) 空调器内制冷系统中的过滤器。制冷系统中的过滤器安装于冷凝器与毛细管之间的制冷液体管路中,用来清除从冷凝器中排出的液体制冷剂中的杂质,避免毛细管被污物所堵塞,造成制冷剂的流通中断,从而使制冷工作停顿。

窗式空调器中所用的过滤器,结构简单,是在铜管中间设置两层铜丝网,用来阻挡液体制冷剂中的杂质。对于设有干燥过滤器的,在其中还装有分子筛(4A 分子筛),用来吸附水分,以防止在蒸发器进口的管壁内结冰而造成堵塞通道。

3. 空调器内的风路系统、风机、电动机及风道

(1) 空调器内的风路系统。空调器内制冷系统中的冷热空气的交换,是靠风路系统的动作来完成的。空调器中的风路系统是由室内侧空气循环系统和室外空气循环系统两部分组成。

1) 室内空气循环系统。按照蒸发器在空调器中的安装位置不同,室内空气冷却循环方式分为先冷式和后冷式。所谓先冷式就是蒸发器设在风机之前,空气的流向为:空气—滤尘网—蒸发器—风机—送风口,进入室内;所谓后冷式就是蒸发器设在风机之后,空气的流向为:空气—滤尘网—风机—蒸发器—送风口,进入室内。

先冷式空气冷却循环中,室内空气先通过空调器中的滤尘网,经去尘后进入蒸发器中进行热交换,散热降温后的冷空气被离心风机吸入,通过叶轮的作用,排出并进入室内。这种冷却空气方式的特点为:由于蒸发器安装于风机的进风端,处于负压区,空气的流速均匀,死角少,冷热空气的交换全面,效果好,但空气在通过蒸发器进行热交换时所产生的凝结水不易从空调器中吹出;另外,风机吸入端的面积比排出端大,因而蒸发器的面积可以适当放大,以提高空气的散热效果,因此,目前国内空调器生产厂多采用这种空气冷却方式。

后冷式空气冷却循环流程中,室内空气先通过空调器中的滤尘网,经去尘后进入离心风机,然后排出进入蒸发器中进行热交换,散热降温后的冷空气经空调器出风口进入室内,这种冷却空气方式的特点是:蒸发器处于风机之后的正压区内,空气流线面

狭小,有局部死角,因此空气的冷热不均匀;通过蒸发器冷却后的冷空气易夹带凝结水进入室内,由于一般空调器中风机出风端面积较小,不易扩大蒸发器面积;由于风机吹出气流速度较大,高速气流在碰上带有阻力的蒸发器后,产生的噪声比较高,同时由于蒸发器的空气阻力,使空调器出风口的风速降低,气流射程较短。其优点在于出风口温度低,室内降温快,耗电省。国外的一些空调器采用了这种空气冷却方式。

2) 室外空气循环系统。室外空气冷却循环系统是指房间空调器中冷凝器的散热部件。冷凝器散热效果的好坏,直接影响空调器的制冷降温程度。目前,市场上销售的窗式空调器,其冷凝器安装在轴流风机的出风侧,当风机转动时,外部空气从空调器两侧百叶窗孔进入机内,经风机吸入吹向冷凝器表面进行热交换,此时冷凝器中的高温制冷剂气体,将热量传递给空气而使其冷凝为液体,吸收高温制冷剂气体热量而使温度升高的空气,随风机的运转吹出而进入大气中,在风机的不停转动下,冷热空气的交换不断进行。冷凝器冷凝效果的好坏,决定于进入空调器中外部空气的状态。

(2) 空调器中的风机。空调器中一般设置两台风机,一台为与蒸发器结合在一起的离心风机,它起着空调器中的送风作用,促使与蒸发器进行热交换后的空气在房间内的流动,与房间内的空气进行热交换,以达到房间内的空气温度均匀变化的目的。另一台为轴流风机,一般与冷凝器组合在一起,以促使在制冷过程中冷凝器在热交换中所产生的热量被进入空调器中的外部空气所带出。

1) 离心风机。离心风机由工作叶轮、螺旋形机壳、轴和轴承的机座所组成。工作叶轮上的叶片都采用前向弯曲式,叶片的角度都小于 90° ,叶片向叶轮转动方向弯曲,这种风机的特点是叶片多、风量小、风压小、速度低、

噪声较小,是当前空调器中应用最多的一种离心风机。

目前用于制做叶轮的材料有ABS塑料和纯铝两种。塑料叶轮一般是采用ABS塑料注塑成型。ABS塑料的特点是有一定的表面硬度,有耐热性和耐腐蚀性,有良好的电绝缘性及加工成形性能,即使在 -40°C 条件下亦不会变形,用这种材料做成的叶轮重量轻,成本低。

使用纯铝制做叶轮时具有重量轻,抗大气污染、腐蚀能力强,但成本较高,重量高于塑料叶轮。

离心风机的蜗壳,目前采用硬质聚苯乙烯塑料制成,这种塑料容易成形加工,透明度高,韧性好,能耐腐蚀、耐酸、碱,制成的蜗壳重量轻,能吸振,成本低。

对于电加热器置于吸风端的电热型空调器,电热丝通电后温度升高,辐射热大,对于塑料制成的蜗壳将会产生变形。为此,此种空调器宜采用镀锌钢板或搪瓷来做蜗壳。

2) 轴流风机。轴流风机的结构比较简单,一般均采用ABS塑料注塑成型,也有采用铝材压制成形的,叶片数一般为4~8片。小型窗式空调器中的轴流风机,在叶片的顶端带有一个轮圈,它与叶片是一次注塑成形的,轮圈的作用有二:一是可以将蒸发器流过来的凝结水带起,利用叶片的风力吹到冷凝器上,以提高冷凝器的换热效果,二是增加了叶轮的刚性,保证了叶片的扭角。

(3) 风系统中风机的电动机。房间空调器中的风机,一般采用单相或三相异步电动机来驱动。其对电动机的要求是:运转平稳,振动小,噪声低,效率高,重量轻,体积小,转速可以调节。

电动机由转子、定子、端盖、轴、轴承等部件组成,采用粉末冶金(铜基)含油轴承,其噪声比滚动轴承低,但运行磨损噪声即会增大。表23-29为西安微机厂生产的风机电机主要技术数据。这种电机用于KFD型空调器。图23-21为KFD型单相三速电机接线圈。

表 23-29 KFD型空调器风扇电机技术数据

型号	输出功率		电压 (V)	转速(r/min)			频率 (Hz)	效率 (%)	启动转矩 (g·cm)	噪声 (dB)	振动 (μm)	空调器制 冷量(W)	电容器 (μF)
	(W)	(HP)		高	中	低							
KFD-1	50	1/15	200	920	860	800	50	40	≥ 2700	≈ 36	≤ 15	2326	3.0
KFD-2A													
KFD-2B													
KFD-3	30	1/25											
KFD-4													
KFD-5	120	1/6											
KFD-6	35	1/25	1350	920									
KFD-14	120	1/6			380	45	≥ 13500	3489					

注: KFD-14为三相电机,其余为单相电机。

空调器中风机的电动机一般采用电动机保护器,来保证电动机的安全运行,以免过载时被烧毁。保护器是由低熔点颗粒、瓷绝缘件、连接器、金属片、弹簧等组成,然后用弹簧卡片将保护器紧贴在电动机的外壳上,当电动机工作时的温度升高到一定界限以上时,热保护器内的低熔点颗粒会熔化,从而切断电源,以避免电动机被烧坏。这种保护器是不可逆的,电动机降温后不会再接通

电路,因此应更换新保护器。

(4) 空调器内通风系统中的风道。空调器的风道一般是用薄铝板加工而成,风道与离心风机相连,使风机排出的冷空气沿着风道方向送往房间内,为了给房间补充室外新风,在风道的一端开有新风门,以使新风由此而进入空调器内的送风系统中。在风道的另一侧开有进风门,以使外部空气由此而进入空调器内,经过轴流风机的

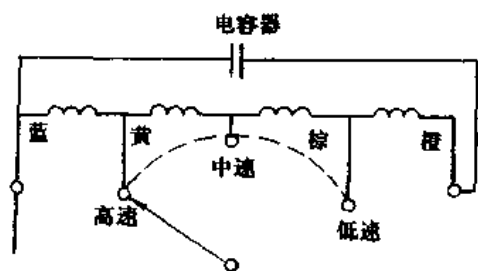


图 23-21 KFD型单相三速电机接线图

作用吹向冷凝器

4. 空调器内的电气系统

(1) 空调器内电气系统中的温度控制器 空调器中所使用的温度控制器种类比较多。按控制方式可分为单冷式控制器和冷热式控制器两种。

1) 单冷式控制器。这种温度控制器只起控制制冷压缩机的启动与停止运行的作用。

2) 冷热式控制器。这种温度控制器可以控制制冷压缩机的制冷与热泵的启动和停止运行的作用,带有辅助加热器的,还可提供辅助加热的作用,以保证空调器的正常工作。

按温度控制器的结构可分三种,即波纹管式温度控制器、双金属片式温度控制器和热敏电阻式温度控制器。它们的结构和工作原理在 20.6.7 中已经叙述。

(2) 空调器内电气系统中的过载保护器。房间空调器中的制冷压缩机和电动机是全封在铁壳内工作的,一旦发生运行故障,拆卸和维修都比较困难,因此必须设置必要的保护装置,以防止电动机的烧毁和压缩机的损坏。常用的过载保护器有两种:

1) 电流温度保护器。电流温度保护器既有超温度保护又有超电流保护的功能,因此又称为电流过载和超温保护器。使用时,将其紧压在压缩机的外壳上,当压缩机超负荷运行或空调器运行时房间温度超过 43°C 或压缩机停机后在不到 2min 内又启动(此时制冷系统内的高低压力还未达到平衡状态)或电动机运行超电流,此时保护器就会起作用,自动切断电源,使压缩机停止运行,以达到保护的目。

过载保护器的结构如图 23-22 所示。在酚醛塑料圆形外壳 6 内,用调节螺钉 5 固定一个蝶形双金属片 1,双

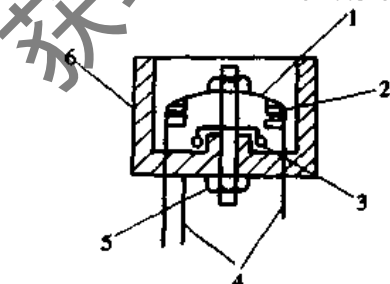


图 23-22 电流过载和超温保护继电器
1-双金属片;2-动触点;3-热元件;4-接线端子;5-调节螺钉;6-塑料外壳

金属片上有动触点 2,定触点通过接线端子 4 引出。这种保护器的工作原理为:当热元件 3 中通过的电流超过额定值时,温度骤升,蝶形金属片受热后弯曲变形,弹跳切断触点处接通的电路,起到电流保护的作用。

保护器中双金属片的复位时间与它的温升、外壳温度、周围环境温度等有关,如果压缩机外壳和周围环境温度都较高,它的复位时间就长;压缩机过载时切断电路的时间,除与机壳表面和环境温度有关外,还与通过的电流大小有关,如果机壳温度高,工作电流超过额定值电流较大,则过载保护器在几秒钟内就会切断压缩机的电源,从而保护了电动机,但过载保护器的复位时间要长一些。

2) 埋置式温度保护器。埋置式温度保护器是指保护器安装在压缩机内的电动机绕组内,使其直接感受电动机绕组内的温升,当感受到的温升超过规定温度时,它就自动切断电源,使压缩机停止运转,待电动机绕组内温度降到正常值时,保护器又接通电源,使压缩机恢复工作。

(3) 空调器内电气系统中的启动继电器。启动继电器是单相感应电动机自行启动的专用元件,由于单相感应电动机与三相感应电动机的启动方式不同,在单相感应电动机的定子绕组中,不但绕有运行线圈,而且还有专供启动用的启动线圈,它与运转线圈错开嵌绕,当电动机启动时,启动线圈帮助运行线圈启动,当电动机转入正常运转后,启动线圈的电源被切断,完成启动任务。因此启动线圈的线径比运行线圈的线径小,启动时电流又很大,不适于长期通电,所以电动机启动后,启动线圈的电源则必须切断。控制电动机启动线圈在启动过程中与电源接通和切断的器件,即是启动继电器。

启动继电器尽管其结构形式很多,但其基本结构相似,都是由吸引线圈、衔铁、动、静触头(即固定触头)等组成。如图 23-23 所示。

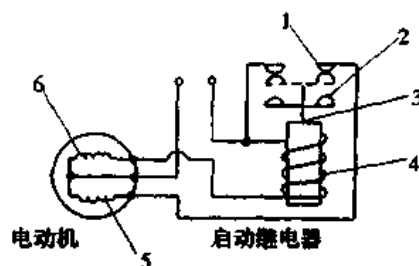


图 23-23 启动继电器的工作原理图
1-静触头;2-动触头;3-衔铁;4-吸引线圈;5-启动绕组;6-运行绕组

启动继电器一般分为两部分,即启动控制部分和保护部分的过载开关。启动控制部分,即控制启动线圈的工作部分;保护部分,即不使电动机因超载运行而烧毁绕组,这两部分是互相联系而不分的。

启动继电器的工作原理为:启动控制部分的吸引线圈串接在电动机的运行线圈的回路中,当电动机启动并运行时,吸引线圈就一直有电流通过,当吸引线圈通过的电流值足够吸动衔铁时,触头才能吸合,使启动线圈回路接通,否则衔铁就处于释放状态,吸引线圈利用电动机启

动时,瞬时的一个较大的励磁电流(约为运行电流的4~6倍),这种电流流过继电器吸引线圈时,达到了线圈吸动衔铁电流的能力,于是衔铁动作,使触头闭合,启动线圈和运行线圈的电流便产生旋转磁场,使电动机正常启动,当电动机转入正常运行后,运行线圈的励磁电流很快降至运行电流。此时吸引线圈虽有电流通过,但电流很小,不足以吸动衔铁,衔铁便自动落下,动、静触头自动分开,切断启动线圈的回路,电动机的启动结束。衔铁被吸动的电流称为继电器的动作电流,衔铁释放时的电流值称为释放电流,且动作电流大于释放电流。

启动继电器的保护部分的过载保护器是一个单相过载保护器,过载保护器是保护电动机超载运行的,当电动机过载时,它会自动切断电源,使电动机停止转动,不致烧毁绕组。图23-24为过载保护器的工作原理,它由热阻丝双金属片和一对触头组成,动触头装在双金属片的两端,金属片紧靠在加热元件体旁边,加热元件由热阻丝绕制而成,串联在运行线圈中,当电动机超负荷运行时,运行线圈电流超过正常值,使热阻丝发热而对双金属片加热,双金属片受热后变形弯曲,使动触头与静触头分开,切断运行线圈回路,电动机停转,当双金属片冷却后又回复到原位,电源重新被接通,电动机重新启动运转。

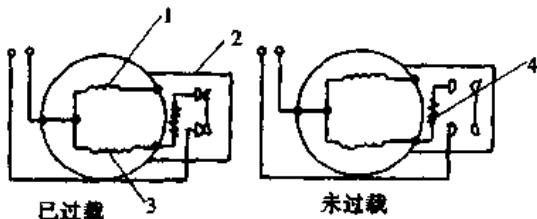


图 23-24 过载开关工作原理图

1—启动绕组;2—过载开关;3—运行绕组;4—热阻丝。

(4) 空调器内的压缩机电动机。房间空调器中的制冷压缩机,由于其制冷量较小,一般都使用全封闭式。为其所配备的都是单相感应电动机,所需电源为220V、50Hz,对于大中型制冷压缩机,则配备三相电源的三相电动机。目前在空调器中使用的电动机有以下几种:

1) 分相式感应电动机。分相式感应电动机是一种最常用的感应电动机,主要由定子、转子、离心开关等组成。在定子上有启动绕组、运行绕组,当电源接通时,两个绕组在定子中产生的相位差为 90° 的旋转磁场,这个磁场的变化,在转子中产生感应电动势,并在转子中产生相应的旋转磁场。定子磁场和转子磁场的相互作用,使转子转动,当转速达到额定转速的70%~80%时,在离心力的作用下,离心开关被甩开,启动绕组断电,电动机带动压缩机进入正常运行状态。

2) 推斥式感应电动机。推斥式感应电动机在结构上与分相式感应电动机相类似,其不同之处在于转子上除鼠笼线圈外,另加一个绕组,并有触点附接在整流片上,同时在定子上装有炭刷,两者滑动接触,电流接通后,定子线圈与转子附加线圈形成不同相位磁场而出现“推斥”产生转矩,这种转矩比分相式感应电动机更大,因此制冷压缩机就容易启动运行。

3) 电容式感应电动机。这种电动机结构简单,在电

动机的线圈上附接一定电容值的电容器,使运行绕组与启动绕组获得 90° 的相位差而产生转矩,而且这种电动机的转矩较大,启动电流小,功率因数高,性能好。因此,目前在国内外的房间空调器中,大都使用电容式感应电动机来驱动全封闭式制冷压缩机。

(5) 空调器内电气系统中的电容器。我们知道,电容器在电路中起着充电和放电的作用,它的充电和放电作用,能供给额外的电功率和转矩,来帮助空调器中电动机的正常启动和运行。

电容器是由两块金属片和中间的绝缘介质所组成,影响电容器容量的因素是金属片的面积,绝缘介质的厚度和绝缘材料。

根据介质材料的不同,电容器分为电解电容器、纸介电容器、云母电容器、瓷介电容器等。单相感应电动机启动时所用的电容器为电解电容器,运行时使用的电容器为纸介电容器。

单相电动机所用电容器有:

1) 启动电容器。启动电容器的作用是帮助电动机启动的,启动电容器与电动机的启动绕组串联在一起,使启动绕组中的电流超前运行绕组电流 90° ,启动电容器从启动开始,直到压缩机的电动机接近正常转速为止,其时间差仅有数秒钟。

启动电容器有两个铝箔电极,经过阳极氧化电解处理,极间充填电解质和纸绝缘层。这种电容器的电容大,同时没有正、负极之分。用于单相电动机启动的容量有25、40、75、100、125和150 μ F等。耐压有110V和220V两种。

2) 运行电容器。运行电容器主要是用来减小运行电流和提高电动机的功率因数,运行电容器为油纸型,金属片之间以浸油层相互绝缘,装入充满油的容器中。运行电容器与电动机启动绕组为串联,并以这种组合方式和运行绕组并联。电动机在运行中,电压的波动,连续的过载、过热等都会降低电容器的效率,从而增加满载电流。

运行电容器的电容量比启动电容量小,一般只有几个 μ F。在使用电容器时必须注意其耐压值和电容量应符合要求,否则将起不到应有的作用。

(6) 空调器内电气系统中的电加热器。前面已提到过,电热型空调器是采用电加热的方法给送出的空气进行电加热的。目前在电热型空调器中所使用的电加热器有电热丝和电热管两种。

1) 电热丝。电热丝是采用镍铬扁丝,用耐高温的合成云母层压成的板块为支架,配以高灵敏度的温度继电器,当温度超过规定值后,在10s内即应切断电热丝电源,使其停止加热,以达到安全的目的。电热丝加热器的特点为体积小、重量轻、热容量小。电热型空调器所配用的电热丝规格见表23-30。

2) 电热管。电热管的特点为:管子接通电源后,由于其热容量大,因此发热慢,空气升温也慢。使用电热管的热电式空调器,在关机前应使风机再单独运行数分钟,以使电热管的余热充分散发后再关机,以防止电热管的高温而造成的意外事故。

表 23-30 电热丝规格

电热型空调器型号	电压 (V)	功率 (W)	结构尺寸(mm)		
			长	宽	高
KDR-2000A	220	2000	190	27	48
KDR-1200B	220	1200	270	28	50
KDR-2000B	220	2000	270	28	50
KDR-2000C	220	2000	130	100	50
KDR-2500D	220	2500	408	34	90
KDR-3000D	220	3000	408	34	90
KDR-6000E	380	6000	430	47	90

(7) 空调电气系统中的除霜器 热泵型空调器在冬季制热时,外部冷凝器起蒸发器的作用,在冷凝器的表面温度达到 0°C 或 0°C 以下时,其表面上将会有冰霜生成,冰霜的存在会使冷凝器的空气阻力增大,影响换热效果,从而使空调器的制热量急剧下降。为消除冷凝器表面的结霜,在热泵型空调器上都配置了除霜器。当冷凝器表面结有冰霜时,除霜器就会自动切断电磁线圈的电源,使换向阀换向,空调器由制热状态变为制冷状态,此时冷凝器恢复其冷凝的功用,故能很快将冰霜融化,同时在除霜时,风扇电机电源切断使风机停止工作,这样可避免空调器向室内吹冷风的现象。

除霜器的结构与温度控制器相同,由感温包、波纹管、杠杆等零件组成。在感温包内充有氟利昂制冷剂,它紧贴在空调器室外侧的冷凝器盘管上,以感受冷凝器及其周围空气温度。当感温包温度达到 0°C 时,通过波纹管的伸缩变化和杠杆传动,将热泵型空调器的电磁四通阀线圈电路切断,改变制冷剂的流动方向,使室外冷凝器内通过高温制冷剂,将其表面上的冰霜融化,在融霜期间,冷凝器表面温度不断上升,当除霜器感温包温度达到 6°C 时,除霜器又自动接通电磁四通阀线圈的电源,换向阀再次换向,再次改变制冷剂的流向,使系统继续提供热量。

进口的热泵型空调器上的除霜器上设有两个感温

包,一个感受外部周围空气的温度,另一个感受室内(蒸发器外侧)的温度,利用感温包内气体压力的变化,使波纹管通过杠杆产生位移,通过两者的压差来接通和切断触点,使电磁换向阀换向。在除霜期间,风机停止运转,除霜结束,风机电路接通,空调器向室内供热。

(8) 窗式空调器的电气系统 窗式空调器的电气系统,主要是控制空调器的正常和多功能的运行,并且保护制冷压缩机和风机的电动机安全、可靠地运行,以保证空调器的正常使用。空调器的电气原理图见图 23-25 和图 23-26。

5. 窗式空调器的结构与工作过程

窗式空调器是安装在房间窗台上的一种制冷降温设备,有风冷型和热泵型两种。是当前使用最普遍的一种空调器。图 23-18 为冷风型窗式空调器的制冷系统示意图。它由压缩机、冷凝器、毛细管、蒸发器、干燥过滤器、轴流风机、离心风机、风机电动机等组成。其所使用制冷剂一般为 R22。空调器的蒸发器为制冷部分,置于室内;冷凝器部分为放热部分,放置于室外,两者之间用绝热材料分隔,防止冷量散失。

(1) 冷风型空调器 冷风型空调器在运转时将来自蒸发器的制冷剂 R22 气体进行压缩使之成为高温高压气体,然后进入冷凝器,由于轴流风机的作用,进行强制通风散热,使制冷剂 R22 气体在冷凝器中被冷凝而成为高压中温液体。高压液体经干燥过滤器去除杂质和水分后,由毛细管的节流作用降压成为低压液体进入蒸发器,在蒸发器内进行气化,吸收进入室内空气的热量而送风,空气达到降温(和去湿)的目的。蒸发后的气体再进入压缩机进行制冷循环。

在空调器进行制冷和通风的同时,进入空调器内进行降温处理的空气首先要经过空气过滤器的滤尘,以去掉空气中的污物,减少冷量的损失。而后再由空调器内的离心风机送入空调房间。处理空气的凝结水,则通过凝水底盘和凝水管排出。

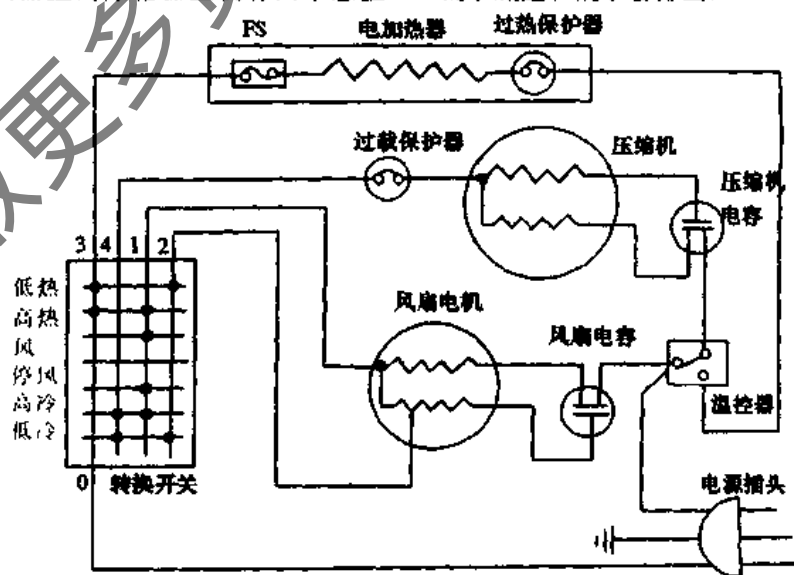


图 23-25 冷风型空调器的电气原理

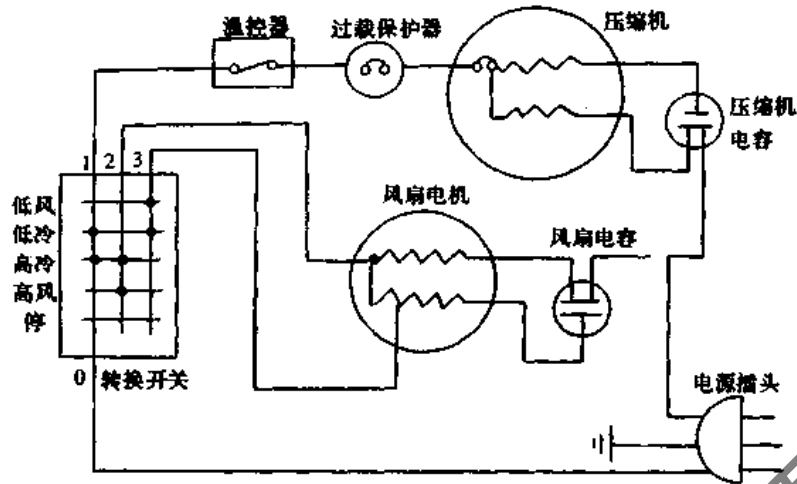


图 23-26 冷热型空调器的电气原理图

(2) 热泵型空调器。热泵型空调器又称冷热两用型空调器,这种空调器在夏季运行时,将转换开关置于制冷(或夏季)档,即可实现制冷降温运行,在冬天,则可将转换开关置于制热(或冬季)档,即可实现制热取暖运行。这种冷热两用型空调器的结构与组成和单冷型空调器基本相似,其不同之处只是在制冷系统中增设了一个四通换向阀。当改变换向阀的不同位置,制冷系统中的制冷剂将改变其流向,系统中的蒸发器和冷凝器的功能将发生改变,以达到制冷或制热的目的。如制热时,系统的制冷剂流向与制冷时正好相反,这时制冷系统中的蒸发器将失去蒸发吸热的作用而起冷凝器作用,使制冷剂气体在其中放热。在送风低温的作用下制冷剂气体将凝结;此时制冷系统中的冷凝器将失去向室外散热而冷凝的作用,而使制冷剂液体在冷凝器中吸收室外低温气体的热量使其成制冷剂气体,起到蒸发器的作用,从而实现制热循环。

在前面已介绍过,电磁换向阀是由电磁阀和四通阀通过管道连接而成,四通阀的阀体上有七根连接管,其中有两根连接管通向压缩机,一根通向冷凝器,一根通向蒸发器,其余三根通向电磁阀。在四通阀的阀体内装有滑块,滑块的两端装有活塞,在活塞上设有通气小孔,以使活塞两端通气,在工作时,滑块通过位移起到三通的作用。

1) 空调器制冷时工作过程。热泵型空调器在制冷时,电源换向开关将换向阀的电磁线圈电源切断,衔铁在弹簧的作用下向左移动,如图 23-27 所示,使管道口 7 处的流向受阻,而 5' 和 6' 的管道口的气流通过,此时由压缩机通过管道 4' 排入四通阀的气体,部分通过活塞 A 与活塞 B 上的小孔,分别进入左、右端的气室内,由于左端 5' 和 6' 之间的管道是连通的,则通过活塞 A 上的小孔进入的高压气体,通过管 5' 经电磁阀上的管 6' 又返回压缩机,因此左端气室和管道内的压力始终维持在低压状态;而通过活塞 B 上的小孔进入右端气室内的气体,由于管 7' 被堵塞,则气室内的压力逐渐上升至高压(冷凝压力)。在左右两端压力差的作用下,使滑块向左移动,此时管 1' 与 2' 连通,由此而形成整个制冷系统中制冷剂的循环,

使压缩机排出的高温高压气体经管 4' 到四通阀内,再经管 3' 进入冷凝器中冷凝为液体,液体经毛细管的节流降压进入蒸发器中蒸发吸热,产生制冷作用,蒸发后的气体经管 1' 进入管 2' 返回压缩机,从而不断地进行制冷循环。

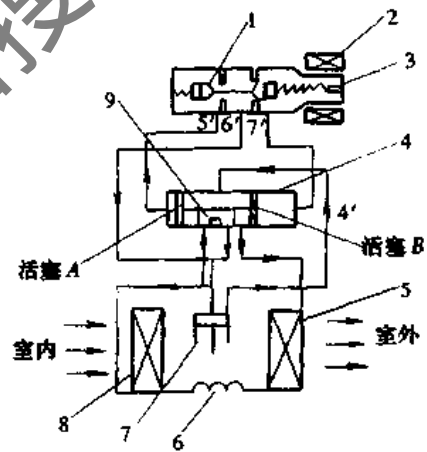


图 23-27 热泵空调器制冷工作原理图
1-阀芯;2-电磁线圈;3-电磁阀;4-四通阀;5-冷凝器;6-毛细管;7-压缩机;8-蒸发器;9-滑块

2) 空调器制热时的工作过程。空调器在制热运行时,通过转换开关将电磁换向阀的电磁线圈的电源接通,使线圈产生磁场,衔铁被磁场吸引而向右移动,如图 23-28 所示,使管道口 5' 处的流向被阻,而 6' 和 7' 的管道口的气流通过,此时由压缩机通过管道 4' 排入四通阀中的气体,部分通过活塞 A 与活塞 B 上的孔分别进入左右端的小室内,由于右端管 7' 与管 6' 之间的通道是连通的,则通过活塞 B 上的小孔进入的高压气体,通过管 7' 经管 6' 又返回压缩机,因此右端气室和管道内的压力始终维持低压状态,而通过活塞 A 上的小孔进入左端气室内的气体,由于管道 5' 不通,则气室内的压力逐渐上升至高压(冷凝压力)致使滑块向左移动,使管 3' 与管 4' 相通,这样整个制冷系统便可以形成制冷循环。压缩机排出的高温高压气体,经管 4' 进四通阀,再经管 1' 进入蒸发器

内(此时蒸发器实质上起冷凝器的作用)被冷凝,在冷凝过程中高压高温气体将向室内散热,散发热量后的制冷剂气体将凝结成液体,再经毛细管的节流降压,进入冷凝器(此时冷凝器起蒸发器的作用)内蒸发,从室外空气中吸收热量,蒸发后的制冷剂气体再经管3'进入四通阀,再经管2'返回压缩机被压缩,从而形成制热循环。

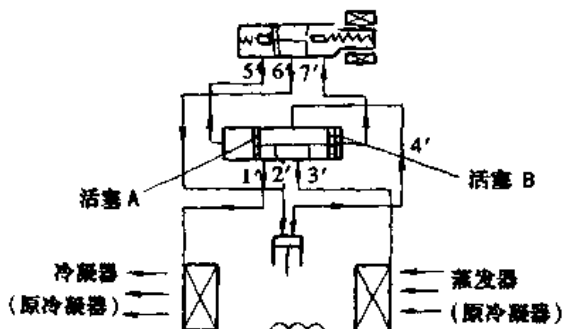


图 23-28 热泵空调器制热工作原理图

6. 分体式空调器的结构

分体式空调器是房间空调器的又一种形式,它是将整体式空调器(如窗式空调器)一分为二,分成两部分,即室内机组和室外机组,以降低室内的噪声。其室外机组主要有制冷压缩机、冷凝器和轴流风机组成;室内部分主要有蒸发器和离心送风机组成。根据室内机组安装的位置不同,又分为吊顶式、挂壁式、立柜式、嵌入式和台式等。其中挂壁式和立柜式用得最多。

当前,在国际市场上销售的0.7457kW(1HP)制冷量为2320~2900W(2000~2500kcal/h)的分体式空调器,

室内侧噪声已降至40dB以下,已低于国际标准化组织IS规定的城市住宅区晚上噪声40~50dB的标准

(1) 挂壁式空调器的结构与工作原理

1) 挂壁式空调器的结构 挂壁式空调器也属于分体式空调器的一种,同样是由室内机组、室外机组和机组连接管件所组成,如图23-29所示。

① 室内机组 在室内机组的箱体内有热交换器(即蒸发器)、离心风机和电动机、操作方式选择开关、空气导流开关、遥控信号接收器、进风栅条面板等。

② 室外机组 在室外机组的箱体内有热交换器(即冷凝器)、轴流风机和电动机、换向阀、压力继电器、过滤器、全封闭式制冷压缩机、气液分离器、毛细管、单向阀等。

③ 连接部分 有连接液体管、气体管、连接电线、保温材料、出水管等

挂壁式空调器还配有遥控器。

2) 挂壁式空调器的工作原理。挂壁式空调器也有冷风型、热泵型和电热型等。它们的工作原理分别与冷风型、热泵型、电热型空调器相同,这里不再重复

3) 挂壁式空调器的特点。挂壁式热泵型房间空调器是一种设计新颖、款式华丽、色彩鲜艳、厚度超薄、重量轻、制冷快的新型产品,它具有以下特点:

① 不占用房间内的有效空间,可挂在窗户上方或任意一方的墙壁上。

② 降温速度快,挂在墙壁上,冷气自上往下吹,有利于空气自然对流,提高了制冷效果。

③ 款式华丽、色彩鲜艳,与房间配合形成一较好的装饰品,具有典雅大方的风格。

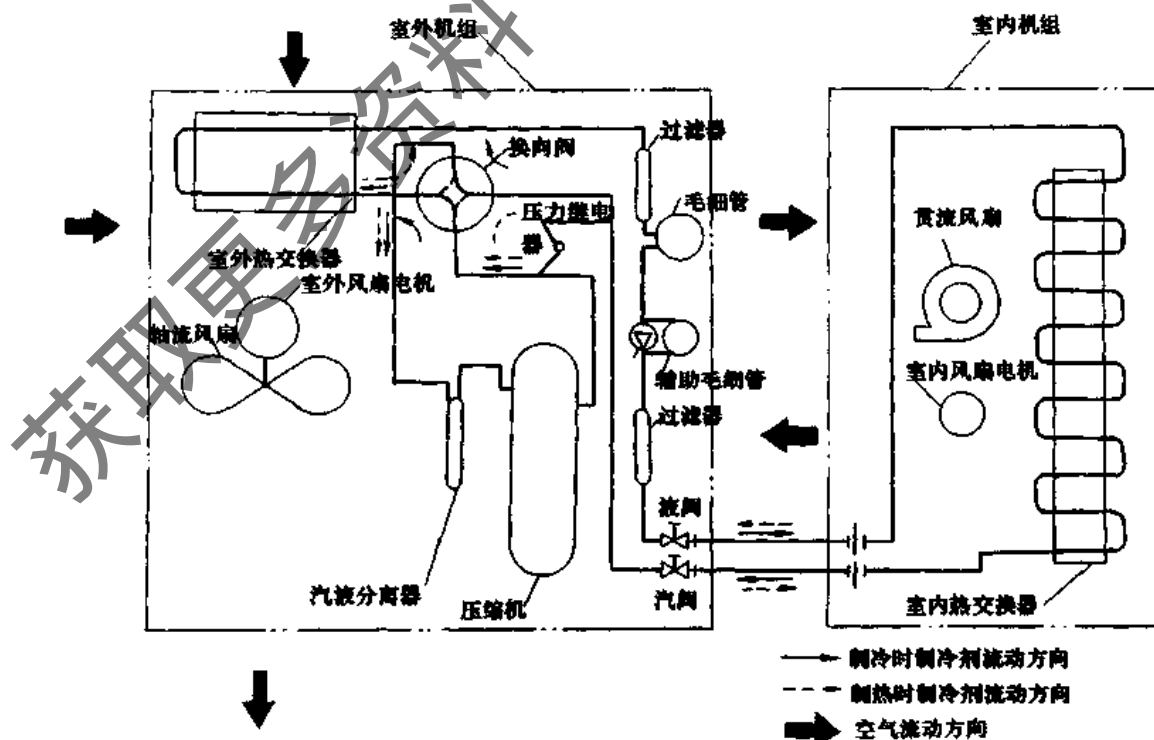


图 23-29 挂壁式空调器的系统原理图

① 厚度薄 国外市场上销售的 0.746kW(1HP)挂壁式空调器,制冷量 2320W(2000kcal/h),室内机组厚度为 148mm,国内某个 3200W 的产品其厚度仅为 155mm。

② 重量轻 国外 0.746kW(1HP)挂壁式空调器,其室内机组重量仅为 10kg。

(2) 嵌入式空调器 嵌入式空调器也属于分体式空调器的一种。嵌入式空调器的室内机组可以安装在吊顶内,顶棚下部只露出百叶风口,由侧面送风,下方的格栅回风,回风口在顶棚外只露几厘米,不需风管。

1) 日本三菱公司生产的 PLH 型嵌入式空调器可安装在顶棚内,外部只露出百叶风口,由两侧送风,下方格栅回风,风口在顶棚外只露出 6cm,同时不需连接风管,其外形见图 23-30。

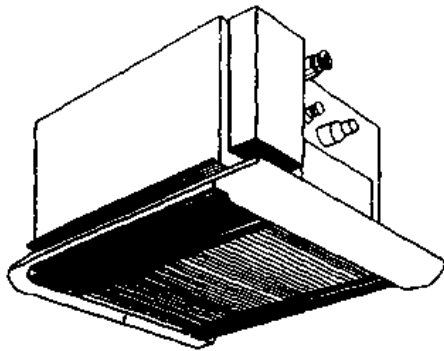


图 23-30 PLH 型嵌入式分体空调器

为保证空调器能向室内吹送出最大限度的舒适性气流,室内机组有两个可旋转的百叶送风口,这样可以保持冷(热)空气的分布均匀,两个送风口吹出的气流是舒适的。不同的吹送角度可形成不同的气流组织。

PLH 系列分体空调器采用微电脑控制,其特点在于能在大型建筑物的多台空调器中实现远距离控制,比中央空调系统中使用通风管道优越得多。其间的最大区别在于:中央空调通风管道的安装复杂且各分支风道之间的调节也较复杂,而多台单独的分体空调器在进行集中的远距离控制时则省去了中央空调系统通风方面的麻烦,在安装、使用和操作方面也具有很大的优越性。

采用微电脑可以对单台机组进行单独控制,也可以对多台机组进行有效的分组或聚集的远距离控制(即远程控制)。其控制方法如下:

① 用聚集的远程控制器进行单独控制方法:PLH 系列的室内部分安装在每个房间内,远程控制器将许多台空调器聚集在一起,并单独控制。每个远程控制器通过两根无极性电缆,将其与室内机组连接,二者之间距离可达 500m,室内温度是通过室内机组中所设置的热敏电阻进行感知,并通过温控器对室内温度进行调节。

② 通过一个远程控制器进行分组控制,这种控制方式一般用于楼房或大面积的多台空调器。使用一台远程控制器可以集中控制多达 16 台 PLH 系列空调机组。远程控制器能够控制所有空调器的开、关。同时还可以对温度的给定值进行调整和进行风扇送风速度和送风方向的控制。为防止所有多台空调器同时启动造成电网电压的下降和脉冲电流的过高,在每台室内机组的微电脑板

上均有一个可编程的 4 个触发器,DRP 开关用来相继启动每台空调器,其延迟时间最多为 15s。当按下远程控制器的开关时,1# 机组立即响应,接着可编程的空调器按顺序先后响应,然后室内机组的热敏电阻控制压缩机的运转,使房间的温度保持在所设定的温度范围内。

③ 远程的 ON/OFF 控制与单独控制:所有的空调器可同时采用远程控制器的开和停,也可使用远程控制器单独控制。这种控制方法多适用于多房间的空调。如办公室、车间等在工作人员上班之前,可先启动所有空调器进行降温。白天也可在必要时通过远程控制器进行控制,在下班后同时关机。

机组的新风是由室外引入后通过室内机组的接管换热器进行冷却(或加热),然后再与房间内的循环空气相混合。这种空调器的凝水排放是通过设在其内部的排水泵向上排出,排水口设在顶棚上,与 36cm 处,可接于排水干管上,称为上排水。

2) 东芝 RAV 型嵌入式空调器:日本东芝公司生产的顶棚嵌入式分体空调器的系列产品有 RAV-181U、RAV-241U、RAV-361U/RAV-361U₁、RAV-461U/RAV-461U₁ 型。

方型盒子状的室内空调器嵌入顶棚内,风口开在侧面,可以有不同种类的吹送方向供选择。即根据实际需要可选择 2 个方向、3 个方向或 4 个方向吹出气流,如图 23-31 所示。

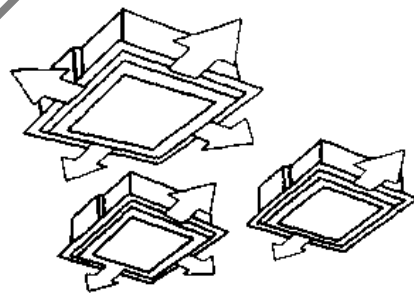


图 23-31 顶棚嵌入式的气流

送风口的自动气流导板可以自动地上下变化方向,将空气吹至室内各处。4 个方向吹送气流均匀,3 个方向吹送气流是两个长边和一个短边吹出口,2 个方向吹出气流均在长边。

3) 松下 CS 系列顶棚嵌入式空调器。这种分体式顶棚嵌入式空调器是薄型设计,立式排水结构,气流方式可用旋转格栅任意调整。立式排水用螺旋漏斗把水抽上、排出。保证排水通畅,浮式开关可用来调节放水比率,若发现溢流,限位开关就可将空调器停机。CS 系列顶棚嵌入型的室内机组遥控器上设有运转开关,风量切换开关、运转模式切换开关、室温调节键等。

(3) 分体吊顶式空调器。分体吊顶式空调器是可以悬挂在顶棚下,由扁平状室内机组的侧前方送风的一种机型。

三菱 PCH 系列吊顶式空调器。PCH 系列空调器室内机组是扁平的,高度只有 178mm,便于悬挂而不占空间,它既可以安装在顶棚下,也可以紧靠墙安装,并将室

内、外机组之间的连接管道隐蔽,外形精致美观

冷热两用型的吊顶式空调器是采用热泵型加热的,为补充热泵型空调器的加热量还设置了电加热作为辅助用加热器。在冬季温度较低时,如热泵运转不能满足房间温度要求时,辅助电加热器在室内温度给定值相差 2°C 时才启动电加热器进行加热

此种空调器与前面所述的嵌入式具有共同的特点,同样可使用远程遥控器进行单独、分组等各种方式控制。

此外,还有松下CS系列,东芝RAV系列、日立RPC系列吊顶式空调器,其结构原理,形式都基本相似,不再逐一介绍。

7. 复合式空调器

在房间面积较大或有数个房间时,往往需设置几台空调器,这样就使耗电量成倍的增长。从节能观点出发,采用复合式空调器是有益的。复合式空调器有以下几种形式:

(1) 复合式空调器有单容量压缩机方式,室内有两台机组,室外机组中只有一台单容量压缩机,称为“一拖二”空调器

(2) 单容量复数式压缩机方式,室外机组设有两台单容量压缩机,室内有两台空调热交换器,称双分体复合式空调器。

(3) 可变容量压缩机方式,室外机组只有一台可变容量压缩机,室内有两台空调换热器。它可根据空调负荷的变化使压缩机的容量发生变化,控制系统能按各房间不同的空调要求,提供给各个房间舒适的空气,此种为一拖二的又一种形式。

复合式空调器使用的可变容量压缩机有三种:

(1) 汽缸旁路型旋转式压缩机,根据旋转式压缩机的汽缸旁路的有无决定压缩机的容量变化。有汽缸旁路的旋转式压缩机可有高、低两个阶段的容量变化,低容量为高容量的80%。

(2) 两速电动机式压缩机。压缩机电动机的极数有二极和四极的切换,因而压缩机的容量也有两个阶段的变化,低容量为高容量的50%,其压缩机电动机为诱导式。

(3) 容量双压缩机。由两台容量不同的单容量压缩机组合而成。总体容量有三个阶段的变化,最小容量是最大容量的43%。

复合式空调器的自动控制方法有以下几种:

(1) 压缩机的容量控制。控制压缩机的容量与各空调房间空调负荷相平衡。

(2) 压缩机容量和风量控制。由于压缩机的容量控制不太容易满足对各空调房间温度控制,因此在对压缩机容量控制的基础上,同时对各房间的风机送风速度进行控制,以实现各房间的不同要求。

(3) 压缩机容量控制和制冷剂分配量控制。在压缩机容量控制的同时,对制冷剂分配量也进行控制,以实现对各房间内温度的调节。制冷剂的分配量主要是由双级电磁阀进行。

在目前国内外市场均有复合式空调器的销售,大都配有遥控装置,可实现自动控制。

23.3.3 房间空调器常见故障与处理

1. 房间空调器运转时技术条件

房间空调器在使用中,运行正常的标志是由其在运转中的有关部位的压力、温度来表示的。也就是说,空调器运转中有关部位的压力、温度不在其规定范围内,则表明其有故障产生,即应检查排除。制冷压缩机运行时的吸、排气压力如表23-31所示。空调器中制冷系统工作时的正常温度如表23-32所示。

表 23-31 制冷压缩机运行时的正常吸气与排气压力

空调器型式	吸气压力	排气压力
风冷式	(kgf/cm ²) 4.2~5.8	18~22
	(Pa) $4.16 \times 10^5 \sim 5.88 \times 10^5$	$1.76 \times 10^6 \sim 2.15 \times 10^6$
水冷式	(kgf/cm ²) 4.2~5.4	14~17
	(Pa) $4.16 \times 10^5 \sim 5.29 \times 10^5$	$1.37 \times 10^6 \sim 1.66 \times 10^6$

表 23-32 空调器中制冷系统工作时的正常温度(°C)

名 称	风冷式	水冷式
压缩机的排气温度	65~120	60~100
制冷剂的冷凝温度	48~55	38~46
毛细管入口处的温度	35~49	27~36
制冷剂的蒸发温度	1.0~9.5	1.0~7.5
压缩机的吸气温度	1.0~17	4.0~19
干燥过滤器前后温度	20~68	
压缩机外壳表面温度	20~68	15~64
当地环境温度	33以上	33以上

2. 窗式空调器常见故障及处理

窗式空调器常见故障及处理见表23-33。

3. 热泵型(冷热两用)空调器常见故障与处理

热泵型(冷热两用)空调器常见故障与处理见表23-34。

4. 分体式空调器常见故障及处理

分体式空调器尽管有挂壁式、立柜式、立柱式、落地式及嵌入式、吊顶式等不同型式,其常见故障不尽相同,但由于它们同属于分体式系列,因此还是有其共性。分体式空调器常见故障及处理方法见表23-35。

5. 电磁阀常见故障与排除方法

电磁阀在使用中常见的故障及排除方法见表23-36。

6. 电磁四通换向阀常见故障及排除方法

热泵型空调器的故障率比单冷式空调器高。其因素有:电磁四通换向阀本身质量差,影响正常换向;压缩机工作不正常,制冷系统中制冷剂不足等,都会影响四通阀的换向。电磁四通阀在使用中常见故障及排除方法如下:

(1) 换向阀不能换向。

产生此类故障的原因大致有以下几种:

1) 电磁线圈产生故障,如线圈的短路或断路,使阀不能换向。

2) 换向阀活塞上的泄气孔被污物所堵塞,气体无法流动,使换向阀无法换向,由于活塞上的泄气孔径只有

表 23-33 窗式空调器常见故障及处理

序号	现象	故障原因	处理方法
1	空调器不能启动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 停电; 2. 电源插头没插好; 3. 专用电路中保险丝熔断或开关接触不良; 4. 电源电压太低; 5. 供电电源无中线; 6. 温度控制器按钮位置不当; 7. 房间温度不在空调器允许使用范围,冷负荷过大; 8. 电源线路中有接触不良脱焊或插片松动等 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 等待供电; 2. 检查插头; 3. 检查保险丝熔断原因并更换,处理开关接触不良; 4. 设置电源稳压器; 5. 引入三相四线制电源; 6. 调整温控器; 7. 根据房间具体情况更换大容量空调器; 8. 处理电源线中的接触不良,脱焊或插片松动
2	空调器运转,但室内温度过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 空调器室外侧受太阳直射; 2. 门窗没关好或开启频繁; 3. 房间内使用电器设备过多; 4. 房间内人员过多; 5. 过滤器堵塞送风量减少; 6. 温控器设定温度过高; 7. 运转方式为通风,而未在制冷位置上 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 采取遮阳措施; 2. 关好门窗,挂上窗帘,减少开窗次数; 3. 减少用电设备或加大空调器容量; 4. 减少室内人员或加大空调器容量; 5. 清洗过滤器; 6. 调整温控器; 7. 转换运转方式
3	空调器运转但无冷气	<ol style="list-style-type: none"> 1. 制冷剂严重泄漏或充灌不足; 2. 蒸发器堵塞; 3. 冷凝器积灰过多,通风不良; 4. 风扇轴或皮带打滑 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检漏,堵漏后充入必要的制冷剂; 2. 清除蒸发器上积灰; 3. 清除冷凝器上的积灰; 4. 检查风扇,修复或更换
4	空调器运转但制冷量偏小	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电源电压过低; 2. 制冷剂有泄漏现象或充注量过小; 3. 室内冷负荷过大; 4. 蒸发器或冷凝器通风不良; 5. 压缩机效率降低; 6. 温度控制器发生故障 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查电源,过低时可采取稳压措施; 2. 检漏,堵漏后补充制冷剂; 3. 减少发热源或配置大容量空调器; 4. 清除蒸发器或冷凝器上的积灰; 5. 检查压缩机,必要时可更换; 6. 检查温控器,必要时更换
5	风扇运转但压缩机不运转	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电压较低,压缩机不能启动; 2. 温度调节器失灵; 3. 电流过载和超温保护继电器跳开; 4. 启动电容器击穿; 5. 电路中有断路现象; 6. 室内温度低于设定值 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查电源电压,必要时可设调压器; 2. 检查温度调节器,修复或更换; 3. 检查过流、过热原因并排除; 4. 检查电容,损坏时应更换同型号、规格电容器; 5. 检查线路并修复; 6. 改变室内温度设定值
6	压缩机不启动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 启动电容器击穿; 2. 启动继电器触点跳开后不能复位闭合; 3. 压缩机损坏; 4. 压缩机电动机损坏; 5. 保护器动作,电路断开 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查电容器,必要时更换; 2. 检查启动继电器,必要时更换; 3. 全面检查压缩机,必要时更换; 4. 可更换压缩机或更换电动机; 5. 检查引起保护器动作的原因,并排除故障
7	压缩机开停频繁	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电源电压太低; 2. 制冷系统压力不正常; 3. 冷凝器散热效果不好; 4. 压缩机内过热; 5. 温度调节器感温包安装位置不恰当 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查电源电压,必要时进行稳压; 2. 检查制冷剂量是否合适; 3. 清除冷凝器表面积灰; 4. 检查有无过载、过流现象并排除故障; 5. 调节感温包安装位置
8	蒸发器结霜	<ol style="list-style-type: none"> 1. 空气过滤器堵塞,通风不良; 2. 风扇发生故障 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 清洗空气过滤器; 2. 检查风扇及电机,修复或更换
9	空调器振动,噪声较大	<ol style="list-style-type: none"> 1. 安装不稳; 2. 排气管或吸气管碰撞; 3. 风扇叶片弯曲或松脱; 4. 压缩机安装不好 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 加防振垫; 2. 在两管之间加设防振橡胶圈; 3. 更换风叶或紧固螺钉; 4. 在压缩机下部加设防振垫或橡胶圈
10	制冷过度,压缩机不停机	<ol style="list-style-type: none"> 1. 接线错误; 2. 温度调节器故障、失控; 3. 启动继电器故障,触点粘连 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更正接线; 2. 更换温度调节器; 3. 更换启动继电器

(续表)

序号	现象	故障原因	处理方法
11	空调器漏水	1. 空调器安装不当,室内侧低于室外侧; 2. 排水盘、排水管堵塞或泄漏	1. 重新安装,调整使室外侧低于室内侧; 2. 检查、清洗排水盘或排水管

表 23-34 热泵型(冷热两用)空调器常见故障与处理

序号	现象	故障原因	处理方法
1	压缩机运转但不制冷	1. 制冷剂不足; 2. 换向四通阀有故障; 3. 空气过滤器积灰较多; 4. 制冷系统内发生堵塞; 5. 制冷系统内有空气	1. 补充制冷剂; 2. 检查四通阀,必要时更换; 3. 清洗过滤器; 4. 排除系统堵塞现象; 5. 设法排除系统内之空气
2	压缩机运转但不制热	1. 制冷剂不足; 2. 电磁四通阀不能进行正常的冷热切换; 3. 压缩机阀片破损; 4. 除霜控制器发生故障	1. 检漏并补足制冷剂; 2. 更换四通阀; 3. 更换压缩机; 4. 更换除霜控制器
3	电磁四通阀故障	1. 电磁线圈烧毁; 2. 四通阀损坏	1. 更换线圈; 2. 更换四通阀
4	化霜运转后,室外盘管上不化霜	1. 制冷剂不足; 2. 除霜控制器调整不当; 3. 除霜控制器、定时器或继电器故障; 4. 除霜控制器感温件接触不良; 5. 室外盘管积灰过多; 6. 室外风扇打滑	1. 检漏,真空后补充制冷剂; 2. 调整除霜控制器; 3. 更换除霜控制器、定时器和继电器; 4. 重新包扎感温包; 5. 清除积灰; 6. 更换皮带
5	除霜运转不会停止	1. 压缩机故障或制冷剂不足; 2. 电磁四通换向阀故障; 3. 除霜控制器失调或损坏	1. 修复压缩机或补充制冷剂; 2. 更换四通阀; 3. 调整或更换除霜控制器

表 23-35 分体式空调器常见故障及处理方法

序号	现象	故障原因	处理方法
1	空调器不运转	1. 停电或电源故障; 2. 室内外机接线断开或错接; 3. 开关发生接线断开等故障; 4. 保险丝熔断; 5. 室外机风扇电机故障; 6. 压缩机电动机故障; 7. 压缩机机械故障; 8. 室内风扇电机故障; 9. 温度调节器调节不当; 10. 启动电容器击穿; 11. 启动继电器故障; 12. 保护器触点处于断开位置	1. 检查是否停电,电源插座是否断线; 2. 检查室内外机接线是否有断开和错接,并进行处理; 3. 检查室内机组开关是否有失灵或接线断开,可更换开关或处理接线; 4. 检查原因,排除后更换保险丝; 5. 检查室外风扇电机绕组是否有短、断路,修复或更换; 6. 检查压缩机电机是否有短、断路现象、碰壳现象,可更换新压缩机; 7. 对压缩机进行修复或更换; 8. 风扇电机如烧毁则应更换; 9. 调整 and 检查温控器,必要时更换; 10. 更换电容器; 11. 检查启动继电器修复或更换; 12. 修复保护器
2	室外机风扇运转但不制冷	1. 压缩机电机烧毁; 2. 部分接线错误; 3. 压缩机启动电容器击穿; 4. 压缩机机械故障	1. 更换压缩机; 2. 检查接线并更正; 3. 检查并更换电容器; 4. 修复或更换压缩机
3	压缩机运转但室外风机不运转	1. 室外风机保险丝熔断; 2. 室外机组配线错误; 3. 室外风机电机烧毁; 4. 风机接线处松动或接触不良	1. 检查并更换保险丝; 2. 检查并整理配线; 3. 更换风机电机; 4. 检查并紧固接线

(续表)

序号	现象	故障原因	处理方法
4	室外机组运转但室内风机不运转	1. 室内外机组配线错误; 2. 室内风扇保险丝熔断; 3. 室内机组电源变压器烧毁; 4. 室内机组风机电机烧毁	1. 检查并纠正配线; 2. 检查处理并更换保险丝; 3. 更换变压器; 4. 更换风机电机
5	空调器开机后马上又停机	1. 高压偏高,高压继电器动作; 2. 低压偏低,低压继电器动作; 3. 过载或过热保护器动作; 4. 电源电压有波动	1. 检查高压偏高原因并处理; 2. 检查低压偏低原因并处理; 3. 检查并处理过载或过热原因; 4. 用稳压器调整电源电压
6	制冷系统高压压力偏高	1. 制冷剂充入过量; 2. 制冷系统内有空气; 3. 制冷系统管路有堵塞; 4. 室外气温过高,或室外机组受阳光直射	1. 排放多余制冷剂; 2. 排除系统空气; 3. 检查并测定管路温差,并消除温差; 4. 室外机组加遮阳措施
7	制冷系统压力偏低	1. 制冷剂不足或有泄漏; 2. 吸气管路有堵塞	1. 补充制冷剂或查漏补漏; 2. 检查并排除吸气管路的堵塞
8	压缩机过热,过热继电器动作	1. 吸气过热度高; 2. 制冷剂管路过细过长; 3. 压缩机电机运转电流过大; 4. 压缩机有较大的运动摩擦阻力; 5. 压缩机排气阀片破损	1. 检查过热度过高的原因并处理; 2. 按有关规定进行配管; 3. 检查电机绝缘低的原因并设法排除; 4. 检查冷冻油的质量必要时可更换冷冻油; 5. 更换压缩机
9	压缩机运转时电机电流过大	1. 电源电压波动厉害; 2. 电源相间不平衡(三相供电); 3. 高压压力过高	1. 检查电源,必要时设法稳压; 2. 消除三相不平衡因素; 3. 排除高压压力高的因素
10	空调器运转,但制冷(或制热)效果差	1. 制冷剂不足; 2. 管路泄漏; 3. 室外机逆止阀破损; 4. 室内机组空气过滤器堵塞; 5. 低压管路堵塞; 6. 低压压力偏低,系统运行不正常; 7. 高压压力偏高,系统运行不正常; 8. 电磁四通阀内部泄漏; 9. 压缩机能力差,效率降低	1. 补充制冷剂; 2. 检漏,修复并补充制冷剂; 3. 检查逆止阀,如破损则应更换; 4. 清洗空气过滤器; 5. 检查毛细管后如发现结霜则说明毛细管堵塞,则应更换同规格的毛细管; 6. 检查测定低压管的温差,若不正常应排除堵塞物或更换新低压管; 7. 检查通过室内换热器空气量是否过少或空气温度过低; 8. 检查并更换新四通阀; 9. 可更换同型号、规格压缩机
11	空调器运转有杂音	1. 室内风机叶轮松动或损坏; 2. 室外风机叶轮与机壳碰撞; 3. 空调器上或内部有异物	1. 检查并紧固叶轮,必要时更换; 2. 检查并调整风机位置,使其避免碰撞; 3. 清除异物
12	空调压缩机声音异常	1. 压缩机安装组合不良引起振动; 2. 发生了液击现象; 3. 压缩机内部磨损	1. 检查后加设防振垫或橡胶圈; 2. 调整吸气温度和压力,保证过热度; 3. 检查确定后,可更换压缩机
13	室内机组漏水	1. 没安装凝水排水管; 2. 室外排水口高于室内凝水排水口; 3. 接水盘、排水孔或排水管堵塞	1. 检查后可安装排水管; 2. 降低室外排水口高度; 3. 检查确认后疏通

表 23-36 电磁阀常见故障及排除方法

序号	现象	故障原因	处理方法
1	通电后阀芯不动作	1. 电磁阀安装错误; 2. 电磁线圈烧毁; 3. 衔铁腐蚀或被污物卡死	1. 拆开电磁阀重新组装,安装时阀体应垂直于管道,并按阀体上箭头所示方向与系统中制冷剂流向一致; 2. 重绕电磁线圈或更换电磁线圈; 3. 清洗阀芯,检查衔铁防锈和重镀防锈层

(续表)

序号	现象	故障原因	处理方法
2	电磁阀芯关闭不严	1. 阀座密封垫损坏,被腐蚀; 2. 衔铁芯不光洁表面粗糙; 3. 阀芯上有污物; 4. 衔铁弹簧变形	1. 更换新的耐腐蚀密封垫; 2. 重新处理衔铁,达到一定的粗糙度要求; 3. 清洗阀体内部过滤器中之过滤网; 4. 更换弹簧
3	制冷剂泄漏	1. 密封圈损坏、密封性能差; 2. 紧固螺钉受力不均匀; 3. 套管上下焊接不严	1. 更换密封圈; 2. 松开紧固螺钉重新均衡紧固; 3. 补焊或更换套管组件
4	断电后阀芯不关闭	1. 衔铁弹簧被卡住; 2. 挡铁或衔铁材料质量不好时,有利磁产生	1. 清洗阀体内部,更换弹簧; 2. 更换挡铁或衔铁
5	电磁阀通电后跳动的“嗒嗒”声	1. 电源电压过低; 2. 短路磁环断裂开路; 3. 电磁阀装反了	1. 可使用稳压器稳压电源; 2. 更换套筒组件; 3. 重新安装

Φ0.3mm,尽管孔前有过滤网,如果制冷系统中的制冷剂排污较差,仍会产生此种现象。

3) 控制阀右气孔关闭不严,由于漏气而无法换向。如电磁换向阀正常换向后,空调器将处于制热状态运行,此时换向阀右侧的毛细管应该是较冷的,左侧的高压毛细管应该是较热的。如果右侧低压毛细管手感也较热,则说明控制阀右气孔不能关闭,故换向阀不能换向。

4) 换向阀体上的毛细管堵塞,制冷剂流动困难,因此使之无法换向。

5) 制冷压缩机故障,如冷凝器出风温度低,电磁换向阀上的高压毛细管手感不热,则说明换向阀不能换向。

6) 制冷系统中有泄漏,使系统中的高、低压差太小,因而使换向阀换向困难,同样压缩机中进、排气相通,高低压接近或相同,换向阀已无法换向。

7) 电磁四通阀的电源电压太低,产生的磁力太小,引启动作失灵,换向阀也较难换向。

鉴于以上情况,可采用以下方法处理:

1) 测量线圈的电阻值,当电压为220V时,四通阀线圈的电阻值约为700Ω(20℃),如线圈电阻很小或为零,则说明线圈已短路,如线圈电阻无限大,则说明线圈已断路,此时要更换线圈。

2) 可采用多次接通和断开电磁线圈电源,使换向阀连续换向,用制冷剂的冲力来冲除污物,如污物冲不掉时,可卸下换向阀进行清洗,洗净后可用氮气加压检查阀体是否能正常换向,如仍不能,则应更换新阀。

3) 采用多次通电连续动作,检查右气孔是否关闭严密,如通电后,换向阀右侧低压毛细管仍然不冷,手感发热,则应拆下检修或更换。

4) 拆下毛细管并冲洗干净,再用氮气吹干装上。

5) 检查压缩机故障并进行修理。

6) 检查制冷系统的泄漏部位后,进行修理,真空、干燥后充灌制冷剂。

7) 可采取稳压措施。

(2) 换向阀不能完全换向。产生此类故障的主要原因是换向阀内的滑块停留在阀体的中间位置,这种故障是由于滑块换向行程开始后,没有足够的压差或流量使其终止换向,其原因为换向阀的阀体损坏,或控制阀左、

右两个气孔均被打开所致。

出现此故障时,压缩机回气管发热,蒸发器出口不凉,换向阀上高低压毛细管内发热,此时可拆下修理或更换。

(3) 换向阀内部泄漏。换向阀的内部泄漏主要是换向阀内聚四氟乙烯活塞上的顶针与阀体上的阀座不密封造成高压制冷剂流向低压侧,如果泄漏量大,制冷剂进入冷凝器中的量就少,从而使空调器的制冷量或制热量下降,此时低压毛细管有发热现象,因此可拆下检修或更换。

(4) 控制阀内部泄漏。此种故障的主要原因是控制阀内阀针与阀座不密封,造成泄漏,低压毛细管有发热现象。产生此种情况大多为材质较差造成。此时可拆下检修或更换。

(5) 空调器只能制热不能制冷。此种故障亦为电磁四通换向阀失灵,更换即可。

7. 毛细管常见故障与排除

毛细管在使用过程种常见故障有:

(1) 因毛细管弯曲过度,造成制冷剂的泄漏。

(2) 毛细管因受碰撞而发生压扁或变形,使制冷剂流动阻力增大。

(3) 毛细管内部堵塞。如冰塞、脏堵等。

故障的处理方法为:

(1) 毛细管不宜弯曲过大,应按技术要求进行。

(2) 毛细管在工作时应避免受其他物体的碰撞和挤压。

(3) 为防止毛细管堵塞,一是要安装干燥过滤器,滤除制冷剂中的污物和水分,二是做好制冷系统的排污。

8. 干燥过滤器常见故障及处理

(1) 干燥过滤器发生污物堵塞。产生此故障的主要原因为制冷系统中的污物没有排净,它们随着制冷剂的流动,进入过滤器而沉积下来,从而发生堵塞使制冷剂无法通过,发生此种故障时,干燥过滤器的一端发热而另一端发冷。此时可拆下过滤器清洗。

(2) 干燥过滤器的冰堵。我们知道干燥过滤器中装有如硅胶、无水氯化钙、分子筛等干燥剂,当这些干燥剂吸水过多时会产生凝块或粉状,堵塞通道,进而形成制冷

剂的节流或不通,使其中的水分结冰。如果干燥过滤器出现低温和结霜,则说明干燥剂已失去其作用,此时则应拆下干燥过滤器进行清洗,干燥后重新装上新干燥剂。

9. 制冷压缩机启动时,过载保护跳开或保险丝熔断
制冷压缩机在启动时,过载保护跳开或保险丝熔断可能有以下几种原因:

- (1) 供电电源缺相或电源线搭接脱落烧毁。
- (2) 封闭式制冷压缩机钢壳内的电机线圈烧毁。
- (3) 压缩机内的运转零部件损坏而造成卡死故障。
- (4) 电源电压偏低。

排除此故障的方法如下:

(1) 可使用万用表检查电源是否缺相,电压是否在规定的范围内,检查空调电气控制部分的接线有无松动和脱落现象,并予以处理。

(2) 使用兆欧表检查封闭在钢壳内的制冷压缩机电机线圈和风机电机线圈的对地绝缘,应在 $1.2\text{M}\Omega$ 以上,如对地短路一般是电机线圈烧毁,但在检查压缩机电机对地绝缘时应注意封闭钢壳上接线柱底部是否有水珠、赃物等。

用万用表检查压缩机三相绕组的直流电阻值是否合适,如压缩机电动机为 1.7kW ,其三相绕组间的直流电阻值约为 7Ω ,如果实测数相差较大(如分别为 7Ω 、 5Ω 和 5Ω),则说明线匝间已短路。

(3) 如果通过检查电气部分没有问题,而过载保护跳开或保险丝熔断的原因可能是由于压缩机内的零部件发生卡住所致,此时则需打开机壳进行检修排除。

10. 房间内温度也较低,但制冷压缩机却不停转
造成此种故障的原因可能有:

(1) 感温包安装位置不当,离开空调器进风口过远,起不到传感温度的作用。

(2) 感温包损坏,其中的制冷剂已全部挥发,失去了传感温度的作用。

(3) 温度控制器上的电接触点(两金属片)发生粘连,造成常闭状态,因此电路始终处于接通状态,所以制冷压缩机无法停转。

(4) 制冷系统制冷剂太少,制冷量太低,室内温度长时间达不到整定值,因而造成制冷压缩机长时间运转。

(5) 制冷系统中制冷剂太多,造成制冷系统中冷凝压力和冷凝温度偏高,从而造成蒸发压力的提高,降低了制冷剂蒸发时的吸热能力,即降低了压缩机的制冷能力,因此延长了制冷压缩机的运转时间。

(6) 制冷系统中可能有堵塞现象,如毛细管或干燥过滤器中的局部阻塞,都会影响制冷剂的循环和蒸发吸热,导致压缩机的长时间运转。

(7) 风机转速过低而造成风量太小,从而导致蒸发器表面风速太低,影响了蒸发器的换热效果,因而房间内降温速度过慢,从而使压缩机长时间运转。

(8) 冷凝器表面灰尘和污物过多或空气流动速度太小,均影响制冷剂的冷凝效果,造成制冷剂温度高,制冷量降低,因而要达到整定温度值,压缩机势必长时间运转。

解决此故障的方法一般为:

(1) 可将感温包牢固地安装在空调器进风口的中央位置,使其感温灵敏、准确。

(2) 更换已损坏的感温包,并充灌制冷剂。

(3) 检修温度控制器。

(4) 按规定充灌一定量的制冷剂。

(5) 排放过多的制冷剂。

(6) 检查系统并对堵塞部位进行处理。

(7) 清除蒸发器外表面灰尘和污物,检查风机转速过慢的原因并处理。

(8) 清除冷凝器外表面灰尘和污物,检查风机转速过低的原因并处理。

11. 温度控制器常见故障与排除

(1) 感温和传递信号动力系统中的液体制冷剂泄漏。

制冷剂泄漏后,控制器的触头处在常开状态,即使感温包温度很高,触头也不闭合,从而使压缩机处于停转状态,此时可将温控器拆下来进行检修或更换新的温度控制器。

(2) 温度控制器中的触头烧毁。

触头烧毁后,当压缩机处于停转或运转状态时,接触器跳动频繁,或触头闭合后不能分离,制冷压缩机一直处于运转状态。此时可检查控制器中触头表面是否平整,如果触头表面高低不平,说明触头已烧毁,则需更换触头;如果触头较毛糙或表面有烧黑现象,可用砂纸擦平后,再继续使用。

12. 压力继电器常见故障与排除方法

在空调器内的制冷系统运转过程中,一旦高压压力超过正常压力时,为保护压缩机不受损坏,压力继电器将跳开,制冷压缩机将停止运转。要解决压力继电器常跳开的问题,则必须排除制冷压缩机在运行中引起高压(即冷凝压力)过高的因素。

23.3.4 房间空调器的一般检修

1. 空调器制冷系统运转中高、低压力的测定

我们知道,对于压缩式制冷系统,在系统运转中,由于制冷剂量的偏少,冷负荷降低,膨胀阀开度不够,冷凝压力低及干燥过滤器的堵塞等都会造成吸气压力的过低;如果制冷剂充注量过多,冷负荷较大,膨胀阀开度过大,冷凝压力高及压缩机效率低等又会造成吸气压力的过高;如果冷却介质(如空气、水)流量的过小或其温度过高,制冷剂的充注量过多,冷负荷大或膨胀阀开度过大等会导致排气压力的过高;如果压缩机效率差,制冷剂量少,冷负荷小,膨胀阀开度不够,以及膨胀阀及过滤器的堵塞等又会使排气压力过低。吸、排气压力的过低和过高均表示制冷系统中存在着一定的故障,它直接造成系统制冷量的降低,耗电量的增加。

在房间空调器内的制冷压缩机均为全封闭式,而不像使用开启式和半封闭式压缩机的制冷系统中,在压缩机的吸、排气口处安装有监测其压力及运行状况的压力表。如果房间空调器内的制冷系统处于正常运行状态则可不测定其吸排气压力值,只有在运转中系统存在一定故障而又怀疑吸、排气压力不正常时,才对其进行测定。测定时常使用复式压力计(复式检修阀),如图 23-32 所示。

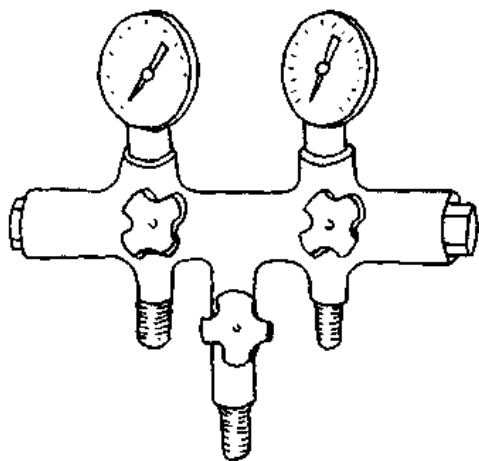


图 23-32 复式检修阀

复式压力计有两个压力表,左边是一个低压连程表,右边是一个高压连程压力表。有三个阀门和三个连接口,左边为低压连接口,右边为高压连接口,在高、低压连接口中间的连接口可作为抽真空用(连真空泵),也可以作为试压时氮气的进入和排出口。三个阀门分别控制各自接口的开、闭。

复式压力计的用法很多,见图 23-33 所示。根据其在系统中的接法不同,可用于空调器正常压力的测定(a)、抽真空(b)、由低压侧充注制冷剂气体(c)和由高压侧充入制冷剂液体(d)。

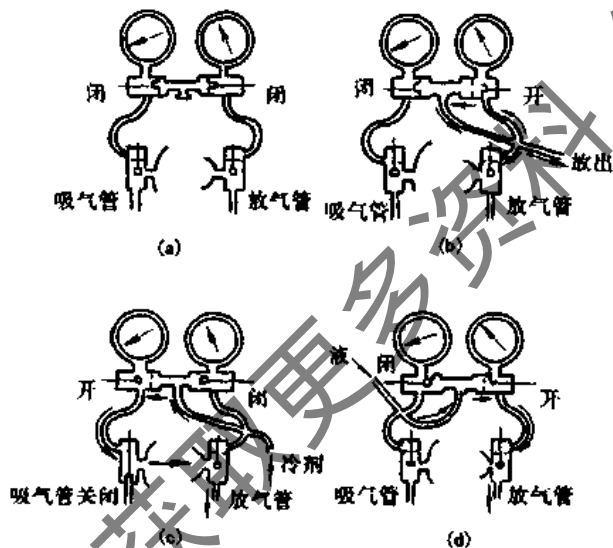


图 23-33 复合式压力计的使用方法

对于空调器内制冷系统中高、低压力的测定,可将复合式压力计的高、低压接口分别连接于压缩机的排气管和吸气管上即可。

2. 空调系统中制冷剂不足的检查

空调器在运转中,如果制冷系统中的制冷剂不足时,则可通过下面一些现象来判断。

- (1) 压缩机吸气压力低于正常压力。
- (2) 压缩机吸气管温度高于正常温度,触摸时没有

凉的感觉

(3) 空调器吹出的风温较高,高于正常温度,正常吹出风的温度为 $5 \sim 15^{\circ}\text{C}$ 。

(4) 制冷压缩机的排气温度过高,风冷式空调器压缩机的正常温度为 $65 \sim 120^{\circ}\text{C}$,水冷式为 $60 \sim 100^{\circ}\text{C}$ 。

3. 空调器内制冷系统的检修

(1) 系统的检漏和修补 在空调器内制冷系统中,制冷剂的泄漏是最常遇到的故障之一。由于制冷系统的泄漏而导致制冷量的下降,甚至使其无法运转。因此对于这种故障应及时进行排除。

1) 泄漏的检查。制冷系统中的泄漏多发生在管路的焊接部位,喇叭口连接部分或弯头部分。由于焊接质量上的缺陷,喇叭口制做的毛病,安装不当等均可引起泄漏。

常用的检漏方法有:

① 外观检查。由于制冷剂的泄漏部位往往会有冷冻机油渗出,因此如发现某处有油污渗出时,则可判断此处肯定有泄漏产生。

② 肥皂水检查。

③ 卤素灯检查。使用卤素灯检漏时,可将检漏塑料管对准被检处,如火焰变绿则表明此处有泄漏,制冷剂泄漏越多,火焰的颜色变化就越大。

④ 压力表检漏。使用低压压力表或复合式压力表低压部分检查制冷系统中的低压压力,如表压力在 0.4MPa ($4\text{kgf}/\text{cm}^2$) 以下,则表明系统内制冷剂的不足(R22),因 R22 在表压力为 0.4MPa ($4\text{kgf}/\text{cm}^2$) 时,其饱和温度为 $+5^{\circ}\text{C}$,如低压压力(表压)低于 0.4MPa ,也就是制冷剂的饱和温度低于 5°C ,则说明系统中制冷剂已不足;对于使用 R12 制冷剂的空调器,其低压表压力应不低于 0.266MPa ($2.66\text{kgf}/\text{cm}^2$),如果其低压压力(表压)低于 0.266MPa 也同样说明系统内制冷剂的不足。如果空调器原来运转正常,此时低压表压力较低,则可能是由于制冷系统的泄漏所造成的。

⑤ 测试运转电流。用钳形电流表检查和测定空调器运转时制冷压缩机线路中的电流大小,如测得电流值小于正常运转时的电流,则表明制冷剂的不足。

通过上述方法查出泄漏处后,可采取相应的措施(如补焊、更换喇叭口、重新安装等)进行补漏。补漏时必须首先将系统内制冷剂排空,然后打开旁通孔,使系统与大气相通,以免系统内受热而产生正压。

2) 气密性试验。系统经过补漏后必须进行压力检漏。其方法为:向系统充入氮气,对于以 R22 为制冷剂的制冷系统,其高压部分的试验压力应为 1.96MPa ($20\text{kgf}/\text{cm}^2$ 表压),低压部分的试验压力应为 0.98MPa ($10\text{kgf}/\text{cm}^2$ 表压),对于以 R12 为制冷剂的制冷系统,其高压部分的试验压力为 1.568MPa ($16\text{kgf}/\text{cm}^2$ 表压),低压部分应为 0.98MPa ($10\text{kgf}/\text{cm}^2$ 表压)。充氮加压检漏的管道连接如图 23-34 所示。

当制冷系统中达到上述压力后,停止氮气的充入,卸下氮气瓶及充气管接头。在充氮后的最初 6h 内,由于环境温度的变化,允许压力降为 $2.94 \times 10^4\text{Pa}$ ($0.3\text{kgf}/\text{cm}^2$),在以后的 18h 内无压力降为合格。如果压力降超

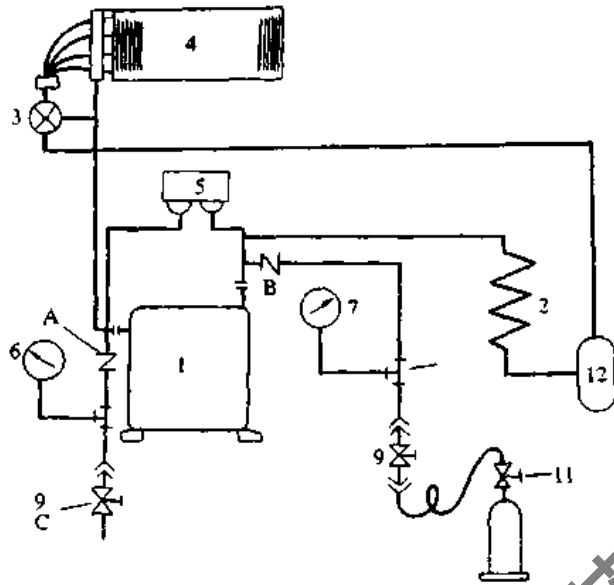


图 23-34 充氮加压检漏连接(单冷型空调器)
 1-压缩机;2-冷凝器;3-膨胀阀(毛细管);4-蒸发器;5-高低压开关;6-低压力表;7-高压表;8-三通接头;9-阀;10-氮气瓶;11-减压阀;12-贮液器

过规定限度,则说明系统中仍有漏点,应继续查漏、补漏,直到达到规定标准为止。

(2) 制冷系统的真空试验。制冷系统在充氮试压检漏、补漏后同样还必须进行真空试验。真空试验的目的为:抽出试压后残留于系统内的氮气及其他不凝性气体和进一步检查系统的气密性。

抽真空时使用真空泵(一般使用 2XZ-1 或 2XL-4 型真空泵或日本 ROBINAIR150/O 型真空泵),利用复式压力表抽真空时的管路连接如图 23-35 所示。利用三通修理阀抽真空时的管路连接如图 23-36 所示。三通阀(又称修理阀)如图 23-37 所示。

1) 使用复式压力表抽真空时的操作方法:关闭截止阀 10;启动真空泵;打开阀 7 和复合式压力计上高、低压方阀,则复合式压力计的压力指示值逐渐向负压方向偏转。真空泵运转在 30min 以上,当压力表的指针达到 -0.1MPa 时,可关闭复合式压力计上的两个阀门后停真空泵。

为保证必要的真空度,停泵 20min 后再启动真空泵抽一次。

2) 使用三通修理阀的抽真空方法与上述基本相同,其操作方法为:启动真空泵,打开三通阀进行抽真空。

3) 复式真空法(即三倍真空法)。为保证系统内的

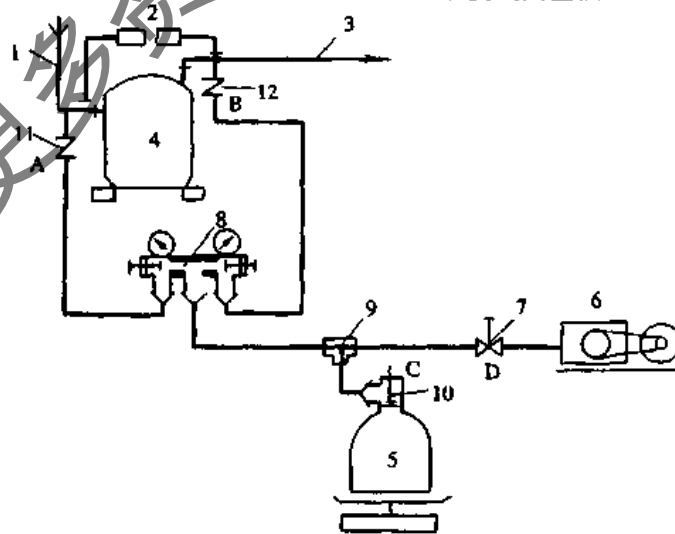


图 23-35 抽真空管路(复式压力计)
 1-从冷却器来管;2-高低压开关;3-至冷凝器管;4-压缩机;5-氟利昂 R22 钢瓶;6-真空泵;7-截止阀 D;8-复合式压力计;9-三通接头;10-截止阀;11-检查连接点 A;12-检查连接点 B

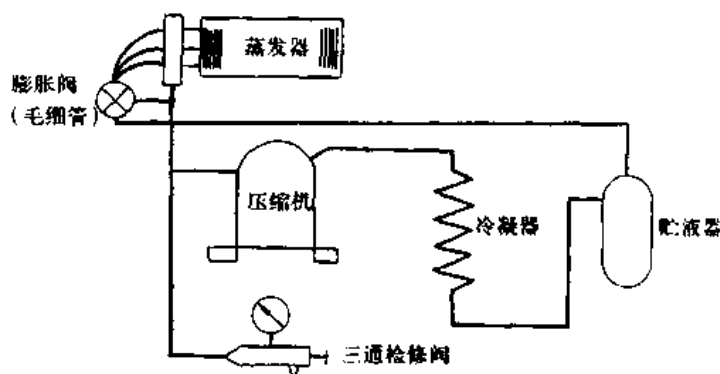


图 23-36 抽真空管路(使用三通修理阀)

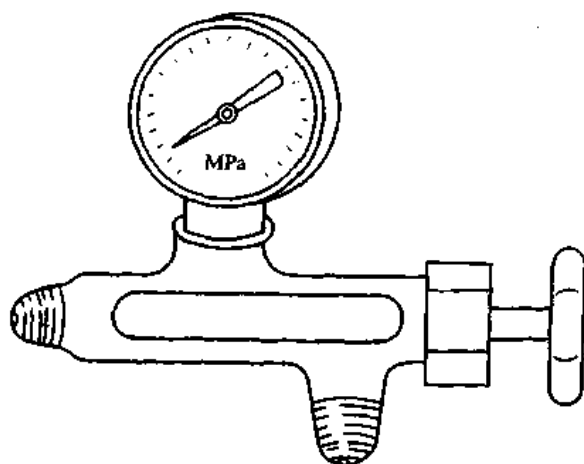


图 23-37 三通修理阀

真空度,可采用复式真空法。此种方法是往制冷系统内充注少量制冷剂,然后再抽出以形成真空。充、抽在三次以上即可达到理想的真空度,具体操作程序为:

① 开动真空泵。打开三通阀;抽真空 30min 以上,使压力达 -0.1MPa (表压),关闭、停泵,充入制冷剂(直至系统内压力达 0.1MPa 表压);放置 20min 后,放出系统内制冷剂气体,直至压力为 0MPa (表压)。

② 启动真空泵,开阀再抽真空 30min 以上(使系统内压力达 -0.1MPa 表压);停泵、关闭,再次充入制冷剂(使系统内压力达 0.1MPa 表压);放置 20min 后再次放出系统内制冷剂气体,直至压力为 0MPa (表压)。

③ 第三次启动真空泵,开阀再抽真空 30min 以上,使系统内压力(表压)达 -0.1MPa 即可。

(3) 制冷剂的充灌。空调器内的制冷系统在经过压力检漏、补漏和真空试验合格后,即可充入规定的制冷剂及数量。制冷剂充入的过多和过少都会影响空调器的制冷量。房间空调器内制冷系统中制冷剂充入量与制冷量的关系见图 23-38 所示。

制冷剂充入量过多,可能会产生:

1) 高湿度运转时,易出现结露异常现象,甚至会出现活塞式压缩机外壳结露,旋转式压缩机在气、液分离器上结露等。

2) 压缩机负荷加重,温度升高较快,在超负荷情况

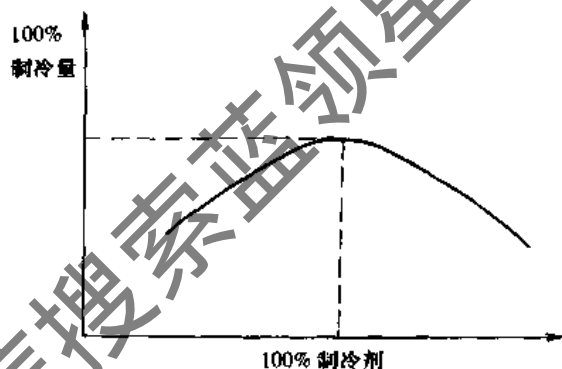


图 23-38 制冷剂充入量与制冷量的关系

下运转,过一会压缩机在保护作用下自动停止运转。

3) 运转耗电量增加。如果制冷剂充注量不足时,可能会出现以下情况:

- ① 压缩机排气温度升高,导致冷冻机油变质劣化。
- ② 制冷量偏低。
- ③ 压缩机电动机绕组温度升高,易发生绕组烧毁事故。

制冷系统内制冷剂的充灌一般在抽真空后 10min 内进行,以防止其真空度降低。制冷剂的充灌方法有三种:即气体充灌法、液体充灌法和加压充灌法。

1) 气体充灌法。气体充入的特点是制冷剂钢瓶直立,制冷剂气体从充气阀排出,以气体状态从关闭的吸气阀的旁通孔进入空调器制冷系统。此时贮液罐的出口在上面,如图 23-39 中虚线所示。这是空调器维修中最常用的方法。此种方法充注时可使系统启动运转进行。

2) 液体充灌法。采用液体充灌法时,使用复式压力计,其高压接口接至输液管的关闭阀,复式压力计的中间接口接至制冷剂钢瓶的充液阀处。此时制冷剂钢瓶应倒立、出口在下,制冷剂以液体状态从关闭的充液阀旁通口进入制冷系统中。同时应注意制冷剂液体充注时,制冷压缩机不得启动,以防止发生液压缩,其管路连接如图 23-39。

3) 加压充灌法。此种充灌方法多在环境温度低或钢瓶内制冷剂较少时使用。其特点是将制冷剂钢瓶正立于温度在 40°C 左右的水中,使钢瓶内的制冷剂气体压力升高,通过充气阀的气体流量增大(但应注意水温不可高

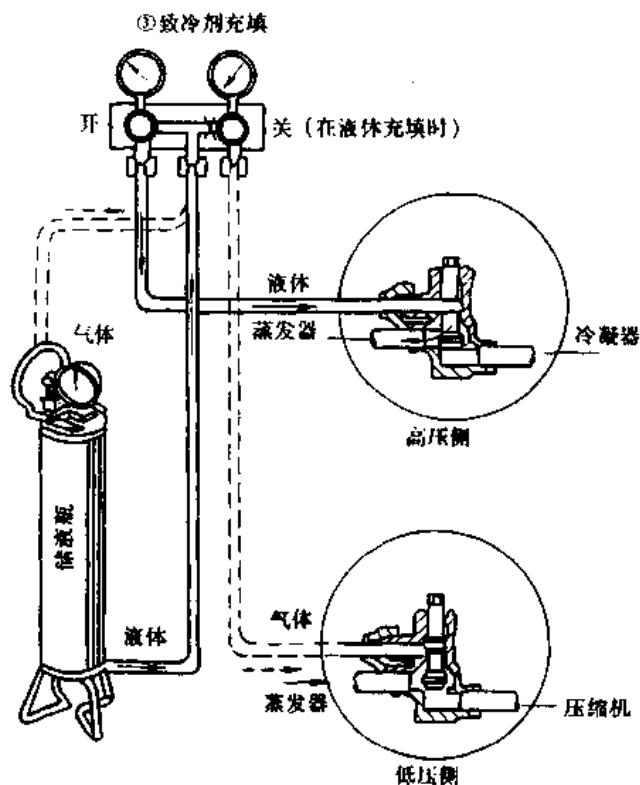


图 23-39 充注制冷剂

注:1.充注液体时,开H阀,关L阀;2.充注气体时,开L阀,关H阀。

于40℃)。

空调器内制冷系统中制冷剂的充注量必须按其产品说明书中所规定或实际情况而定。所加入的制冷剂是否合适,可由下面四个方面来判定。

1) 称重量。将制冷剂钢瓶置于磅秤(或台秤)上。在充灌前记下钢瓶及其内制冷剂的总重量,在充灌过程中注意观察钢瓶及其制冷剂总重量的减少量,如此减少量等于所需充灌量即可停止充灌。

2) 观察蒸发器的结霜情况。空调器内制冷系统中的蒸发器在制冷剂的充灌量正确情况下工作是不会挂霜的。只有在制冷剂充注量不足时才会出现结霜情况。但

空调蒸发器表面温度应比环境温度低,当其表面温度低于环境空气的露点温度时,蒸发器表面会出现凝结水。

在充灌制冷剂时可观察空调器的蒸发器与毛细管的连接处,在开始充灌制冷剂时会出现结霜,当制冷剂充灌到一定量时所结霜又会化掉,此时则表示制冷剂充灌量合适,即可停止充加工作。采用气体充入时,一般是启动压缩机使空调器处于工作状态。

3) 测压力。我们知道,制冷剂饱和蒸气的温度与压力呈一一对应关系,因此在充灌时可使用复合式压力表或低压表测定系统内制冷剂气体的压力,并注意充灌时压力的变化是否达到正常条件下的压力值,如房间空调器以R22为制冷剂,蒸发温度为5℃时,其低压的表压力应为0.49MPa,蒸发温度为7.2℃时,低压的表压力应为0.55MPa。如果以R12为制冷剂,在蒸发温度为5℃时,其低压的表压力应为0.27MPa,当所测出的低压值与所规定压力值相等时则表明制冷剂的充灌量合适。

采用此种方法,必须使压缩机处于工作状态,且充灌时要缓缓进行,不宜过快。

4) 测定压缩机电动机的运转电流。在制冷剂的充灌过程中,用钳形电流表测定压缩机电动机的运转电流,若测出的电流值达到压缩机满负荷运转时其电动机的电流则表示制冷剂的充灌量合适。

(4) 全封闭式制冷压缩机润滑油的充注。在房间空调器内制冷系统中的全封闭式制冷压缩机中,都注有一定量的冷冻机油,以实现对其运转部件摩擦的润滑和冷却,但它对压缩机电动机的线圈和密封垫并不造成腐蚀。向压缩机所充注冷冻机油的牌号及数量则应严格按照空调器生产厂家所提供的说明书中的规定进行。如果缺乏这方面的资料,则可参照表23-37所列量充注。前面已经提到,房间空调器压缩机润滑所使用的润滑油一般为18#冷冻油(SY1220-65代号:HD18)或25#冷冻机油(SY1219-65代号:HD25)。在注入润滑油时一定要确认所要注入的润滑油是否符合要求,在所注入的润滑油无法确定其牌号时,应送有关部门进行分析确认。

表 23-37 压缩机注油量参考值

压缩机(FHP)	0.16	0.25	0.50	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0
功率(W)	122	183	367	551	735	1102	1470	2205
注油量(L)	0.20	0.35	0.50	0.75	1.5	2.0	2.0	2.5

但应该说明的是:一般房间空调器内的制冷压缩机在使用中是不必进行润滑油补充的,因为在空调器出厂之前已经注入了足够量的冷冻机油,且在正常运转中所消耗的润滑油也是很少的。只有在压缩机内的润滑油中含有水分而变质或进行压缩机的修理时才更换其润滑油。

1) 往复式压缩机的注油方法:往复式压缩机最简单的注油方法是用干净的量杯和玻璃漏斗,从压缩机的工艺管处将冷冻机油慢慢注入。其具体操作方法如下:

① 将冷冻机油倒入一清洁而干燥的量杯内,且使量杯位置高于压缩机的吸气管。

② 用清洁干燥的塑料管,将其内充满冷冻机油,且接在压缩机低压管上,并将软塑料管的另一端插入盛油的量杯中。

③ 利用虹吸原理即可将冷冻机油从吸气管注入压缩机内。

切记,制冷压缩机在修理中,如果压缩机外壳在没有对焊之前禁止加油,否则将会由于内部空气在焊接时受热而膨胀爆裂。

2) 旋转式制冷压缩机的注油。由于旋转式制冷压缩机的结构特点与往复式不同,因此旋转式压缩机的注油量是从高压侧进行的。具体方法如下:

① 将冷冻机油倒入清洁、干燥的量杯中,将压缩机低压管封死。

② 将压缩机的高压管上接一复合式压力表,按图 23-40 所示方式连接。

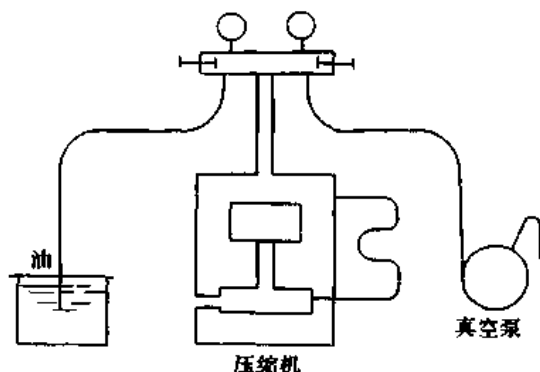


图 23-40 旋转式压缩机注油

③ 启动真空泵将压缩机内抽成真空。

④ 关闭复合式压力表的高压阀。

⑤ 开启复合式压力表的低压阀。冷冻油在内、外压差作用下进入压缩机内至需要量。

在全封闭式压缩机充注冷冻机油时,如果高压管喷出雾状油滴,可将高压管插入事先准备好的盛水杯中。

(5) 制冷剂的收集。对于分体式空调器,可能会由于各种原因需要拆装移位,此时就需将制冷系统中的制冷剂收集到室外机组内,以减少拆装时制冷剂的损失。这种方法称为收气。

当需进行制冷剂收集时,应使空调器处于制冷运转状态,启动压缩机,并按下述方法进行。

1) 将分体式空调器室外机组的液管上的阀门关闭。

2) 压缩机继续工作 20min 左右后,此时室内机组中的制冷剂大概已抽空,即关闭室外机组上气管上的阀门。

3) 关闭电源,停压缩机。

此时即可进行空调器移位的拆卸。但由于采用此种方法不可能将室内机组中的制冷剂全部收回,总要残存一些,因此在拆卸管道时应慢慢松开连接螺母,待残存在其内的制冷剂全部放完后,再将螺母全部松开。此过程中应注意切不可让制冷剂喷到皮肤上,尤其是不能溅入眼内而造成伤害。

(6) 全封闭式制冷压缩机制冷系统中空气的排除。全封闭式制冷压缩机在充灌制冷剂后,使压缩机运转一段时间后停机,将高压排气阀开启,空气即可从中排出,初时会有少量制冷剂液体喷出,而后才是空气,如感觉有凉气排出时则可关闭排气阀,然后再使压缩机继续运转,同时可适量补足制冷剂。

(7) 电磁四通阀的更换。电磁四通阀的线圈在加上 220V 电压后,电磁阀内的滑动阀体运动时会发出运动的响声,如果无此响声则说明滑动阀在四通阀内被卡死而无法运动,此时则必须更换四通阀。但有的电磁四通阀

的滑动阀体被卡死在制冷位置时空调器仍能制冷,但无法转换到制热状态。也有的热泵型空调器的电磁四通阀虽能转换,但滑动阀密封不严,造成压缩机排出的高压气体经四通阀又回到压缩机的吸气管处,此时空调器既无法制冷,也无法制热,则必须更换电磁四通阀。

更换电磁四通阀时,应先将制冷管路中的制冷剂放出,之后卸下固定电磁四通阀的固定螺钉,取出电磁线圈,再将四通阀连同配管一起拿下来,此时应注意配管的方向、角度并做标记。

核对将要安装的新电磁四通阀的型号、规格是否与原四通阀相同。将原四通阀上的配管取下按原来的方向、角度焊在新四通阀上,最后将四通阀与配管一起焊在原来位置上即可。

在焊接时,为了防止四通阀内部的聚四氟乙烯密封件及阀受到损伤,因此必须防止四通阀过热。此时可用湿毛巾或棉布将四通阀包裹,并边浇水边焊接。同时为了防止在焊接时管内产生氧化膜进入四通阀,影响滑块的运动,最好从管路中充入氮气做无氧焊接。当四通阀及配管焊接好后,将电磁线圈及连接线装入原位。

四通阀更换后也应检漏,经真空检查无异后方可投入使用。

(8) 全封闭式制冷压缩机的更换。空调器中的制冷压缩机在不能修理或无修理价值时,则须进行更换。更换压缩机时必须注意以下几点:

1) 更换的新压缩机必须与原压缩机的型号、规格、排气量、吸/排气管径的大小及启动、保护装置完全相通,其他不得代用。

2) 安装新压缩机时应考虑位置合适,吸、排气管连接方式可因地制宜,但管道的弯曲应尽可能少,相邻两管间应有一定的间距。否则将会使制冷剂的流动阻力增加,或产生过多的振动和噪声。

4. 空调器电器及控制部分的检修

(1) 单相电动机的检查及处理。在房间空调器中所使用的电动机(包括风机电动机、压缩机电动机等)一般为单相电动机,压缩机的单相电动机一般有三个接线柱,但也有五个接线柱的。其中三个成一组,它是电动机的接线柱(R、S、C),另外两个成一组,它是压缩机机壳内部埋入式过热保护器的接线柱,一般空调器内压缩机电动机多为三个接线柱。单相分相电动机的接线柱一般都以标识符号来区分,国际通用的标识符为:R、S、C,常用的符号是 M、S、C。

R(M) 为电动机的运转端,它是运转绕组的接线柱。

S 为电动机的启动端,它是启动绕组的接线柱。

C 为公用端。

1) 单相电动机接线柱的判别。判定单相电动机接线柱的目的主要是为检查电动机故障做好准备。

单相电动机接线柱常用识别的方法是:用万用表测量绕组的电阻值。测量时可将万用表旋钮(或转换开关)调 R×1 或 R×10Ω 电阻挡测量接线柱间的电阻值,测得电阻值最小的是运转绕组(C-R),电阻值最大的是两个绕组电阻值之和(R-S),电阻值居中的是启动绕组(S-

C)、如果从线径的大小来分,一般为启动绕组的电阻值大,导线细;运转绕组电阻小,导线较粗。总电阻等于运转绕组的电阻值加上启动绕组的电阻值,如果测出的结果符合上述关系,则说明电动机绕组没有问题。如果在测量接线柱的电阻时,三个绕组的阻值都相等时,则说明此电动机为三相电动机。

2) 单相电动机的断路和短路检查。用万用表的两个表笔接单相电动机的任何两个绕组的接线端,测量其电阻值,如果所测得的电阻值为无穷大时,则说明此绕组是断路,此时,从任何一个接线端到电动机外壳应是不导通的。

用万用表的两个表笔测绕组两个接线柱的电阻时,若测得的电阻值小于正常值时,说明此绕组是短路的。产生电动机绕组短路的原因是电动机的绕组绝缘破坏使绕组的匝间发生短路,短路时相邻两根线导通。绕组的局部匝间短路时,有时电动机还会运转,但运转电流明显较大。

3) 电动机碰壳通地的检查方法。电动机碰壳接地是最常见的故障,它是绕组或内部接线与压缩机的外壳相碰,而产生短路。产生电动机碰壳接地时往往使供电回路中保险丝熔断,电路保护器断路,且电动机不会转动。检查外壳通地的方法为:使用万用表的电阻挡,测量每个绕组与机壳之间的电阻,如测得电阻值很低,则说明绕组已碰壳。为检查准确,可将外壳的局部油漆刮掉,清除油污后再测量。

4) 电动机只要发生断路,短路和碰壳通地时,均需进行修理。对于空调器内的压缩机电动机只要产生上述故障,一般须更换新压缩机,在条件具备时也可考虑修理。关于电动机的修理可参照有关资料进行。

(2) 空调器电器的检查。在对电器进行检查时,一般采用置换法和跨接法。

置换法就是在分析电路故障时,使用一个全新完好

的型号及规格相同的电器代替所检查的器件。如果原来的器件有故障时,换上新器件后空调器应能恢复正常运行。如果换上新的器件后,空调器仍不能恢复正常运行,则说明故障不在此器件上,要对其他元器件进行检查。

跨接法是在短时间内(3~5s)对接通电源而又不能正常运行的空调器内某器件进行跨接,即可判断该器件是否有故障。具体办法是使用一段绝缘导线(其长度应能够跨接为宜)在所检查的器件两端做短暂的跨接。如果跨接后空调器立即恢复正常运行,则说明所检查的器件存在故障,否则说明空调器的故障不在其上。使用跨接法时要做到迅速、准确和时间尽量短。

1) 温度控制器的修复和更换。温控器在空调器中一般为易损件,其故障原因主要是感温元件的漏气和动作机构的失灵。感温元件中的感温剂蒸气压力大于大气压力,在一般的室温条件下温控器的触点受感温剂蒸气压力的作用,保持闭合状态。如果感温剂发生泄漏,蒸气压力减小或消失则导致温控器触点的不能闭合而形成断路状态,机械传动机构的失灵也会使触点断开而出现失灵。

当空调器运转不正常时,且怀疑温控器有故障,可将温控器旋钮转动几次进行反复而缓慢的调整,如果触点仍不能闭合,压缩机不启动(或触点粘连而使压缩机不能停机),则说明温控器失灵。也可使用万用表测试温控器上两个接线端子之间是否导通,如导通则说明温控器没问题,如不通或电阻值在 $0\sim\infty$ 之间,表明触点不能闭合或烧毁而造成接触不良。

温控器在发生感温剂泄漏或机件失灵时一般不做修理而作更换处理。对于触点烧毁不太严重的可用砂布打磨光亮后重新使用。

国产WK系列恒温控制器主要技术性能见表23-38。

表 23-38 WK 系列恒温控制器主要技术性能数据

型 号	凸轮形式	触点状态	常 开	冷 端	热 端
动作温度特性	I	接通	8℃以下	(19.8℃)	30±2.5℃
		断开			
		差动			
	II	接通	8℃以下	(18℃)	30±2.5℃
		断开			
		差动			
WK-1s WK-2s WK-3s	I	接通	8℃以下	17±2℃	28±2.5℃
		断开			
		差动			
	II	接通	8℃以下	(18℃)	28±2.5℃
		断开			
		差动			
接点开关	WK-1 WK-2 WK-3	SPST			箭头表示 温度上升
		单刀单掷(开关)			
		WK-1s WK-2s WK-3s	SPDT		
	单刀双掷(开关)				

(续表)

电 气 参 数	型 号	额定电压(V)		功率因数	250V(交流)
		额定电流(A)		$\cos \varphi$	
	WK-1	有感负	正常电流	0.75	15
	WK-1s		瞬时电流	0.45	60
	WK-2		正常电流	0.75	20
	WK-2s	荷电流	瞬时电流	0.45	80
	WK-3		正常电流	0.75	6
	WK-3s		瞬时电流	0.45	30
接触电阻	< 50mΩ				
绝缘电阻	500V 100MΩ以上				
耐 压	AC1500V1分钟,耐久次数10万次				
凸轮转角	I 型	调温范围 270°			
	II 型	调温范围 315°			
感温灵敏度	WK-1~3型 每分钟1℃以上				
	WK-1s~3s型 每3分钟1℃				
感温部分 装配条件	WK-1~3型 毛细管工作长度不小于150mm				
	WK-1s~3s型 全部感温				
最高容许温度	70℃				

2) 启动继电器的检查与更换。空调器中的电压式启动继电器如果发生故障,也会使压缩机的运转失调,启动电容器在压缩机启动后不能从电路上切断,或一常闭触点断开而使压缩机不能启动。

如果压缩机不能启动而估计启动继电器产生故障时,可采用跨接法进行试验。如果确认启动继电器已损坏时可采用同型号、同规格的启动继电器进行更换。

3) 过载保护器的检查与更换。空调器中的过载保护器是压缩机的保护装置,电机在运转中如有过载、过热时将会导致绕组的烧毁,因而必须设置过载保护器。常用的过载保护器有过流、过热保护继电器,水银式过流继电器等。

前面已介绍过,在房间空调器中常使用电流温度保护器和埋置式温度保护器。

电流温度保护器兼有过流保护及过热保护两种功能。这种保护器紧压在压缩机的外壳上。功率较大的全封闭式压缩机大多采用内埋式过热保护继电器,直接控制绕组的温度,不论什么原因只要绕组的温度超出允许范围即可切断电源,因此比较安全可靠。

过载保护器的断路故障主要是电热丝的烧毁或触点的烧损,也有的是质量不太好,如双金属片稳定性差,内应力发生变化,致使触点断开后不能复原。

过载保护器出现故障时除接触不良可修复外,其他故障均采用更换的办法。内埋式过载保护器经常出现的故障为绝缘破坏,触点失灵。一般无法修复也无法更换。只有连同压缩机一起进行更换。过载保护继电器技术参数见表23-39。

表23-39 过载保护继电器技术参数

型 号	断开温度(℃)	闭合温度(℃)	断开电流(A)25℃	断开电流(A)90℃	电流(V/Hz)
MRP410	120±5	78±9	4.7	1~1.3	220/50
MRP410	135±5	92±9	4.2	1.1~1.35	220/50
MRA988	105	61	5.3	1.75	220/50
MRP379	120±5	78±9	5.5	1.3~1.57	220/50
MRP345	120±5	78±9	6.7	1.35~1.85	220/50
MRP60A	120±5	69±9	8.8	2.9~3.65	220/50
MRP61H	120±5	61±9	7.5	1.8~2.3	220/50
MRP40A	120±5	78±9	10.0	2.5~3.5	220/50
LYDP76	150±0	80±10	3.6	0.96~1.32	220/50
LYDP96	150±0	80±10	3.4	0.8~1.18	220/50
LYDP97	150±0	80±10	3.8	1.0~1.35	220/50

4) 电容器的检查。空调器中的电容器是用来帮助电动机的正常启动和运行。用于压缩机电动机的电容器与启动绕组或运转绕组串联后接于电源上。如果电容器发生故障将会使压缩机无法启动。在空调器接通电源,将风机及压缩机启动时,如果只有“嗡嗡”声而不能启动,

电容器可能发生故障,则必须予以更换。

判断电容器的好坏有两种方法:

- ① 可使用带绝缘把的螺丝刀,将电容器的两个接点短接,如电容器能正常放电则说明该电容器还没有损坏。
- ② 用万用表的电阻挡测试电容器可先将万用表调

至 $R \times 100\Omega$ 或 $R \times 1k\Omega$ 挡,然后用万用表的两只表笔接触电容器的两极,如果表针先指低阻并逐渐退回高阻,则表明电容器仍具有放电能力;如表针指示在低阻上而不能退回时,则表明此电容器已极间短路,如表针一开始就指示高阻值或表针不动,则表明已发生极间断路。

被击穿的电容器是不修复的,只有更换新的电容器。

5) 电加热器的检查。电加热器常见的故障为电热丝被烧断,丝间短路或绝缘损坏等。电加热器的工作是温度控制开关进行控制的,当将选择开关置于“热”挡,仍不见有热风吹出时,则可能是电热丝发生故障或转换开关故障,此时可用万用表对转换开关进行检查。同时要检查其触头有无磨损、粘连或接线错误、端子脱落等,必要时进行更换。电热丝的烧断,丝间短路也可用万用表进行测试和判断。如需要可进行更换。

6) 主令开关的检查。空调器主令开关的作用是进行空调器工作状态的选择。它是一个多触头多位开关,在工作中若在某挡上空调器无法工作时可选择在其他

挡位上以观察其能否工作。也可使用万用表的电阻挡对各触头进行测量,应该接通的挡位如阻值很大或根本不通,则说明其有问题。

主令开关的故障多为触点烧坏、弹簧片断裂等,若无法修复要更换相同型号、规格的开关。

(3) 空调器风机的检查。空调器内的风机检查包括电器零部件和机械零件两部分。

风机电器零部件的检查主要是电动机开关及电动机的检查。可使用万用表电阻挡检查电动机绕组有无断路、短路,以及检查低速、高速转换开关是否失灵,发现故障应及时排除。


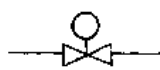



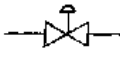

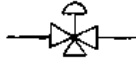

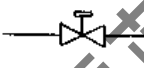


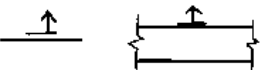
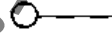
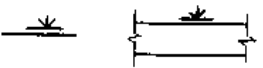
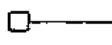
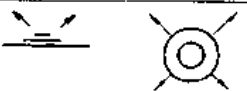

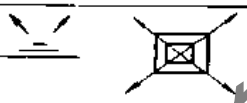





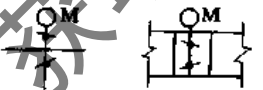
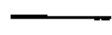

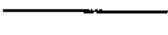

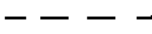

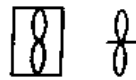
风机的机械检查主要是针对风叶、轴承。如果风机有振动,可能是由于风机叶片的变形、平衡失调、轴承破损、风叶碰撞机壳及固定螺钉松动等造成。对于此类故障可根据不同情况采取不同的处理方法,必要时可更换风机叶片及轴承或紧固螺钉和调整位置等,如果因缺油而造成噪声过大时,在注油孔中加入适量润滑油即可。

获取更多资料 微信搜索 蓝球



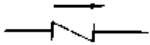
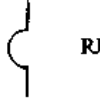
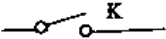

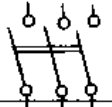
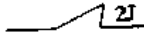
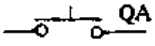

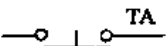

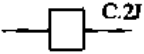

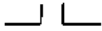

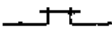

附录 1 常用符号表

B	传热单元数	Q_0	制冷机制冷量
C	空气含尘浓度 回风混合状态点	Q_r	热量
C	比热	Q_{r1}	空调系统中的一次加热量
C_p	定压比热	Q_{r2}	空调系统中的二次加热量
D	直径	R	热阻、电阻、单位长度摩擦阻力
DN	公称直径	r	汽化潜热
d	直径	s	焓、制冷压缩机活塞行程、电动机转差率
F	面积、设备修理复杂系数	T	绝对温度、自动调节系统的时间常数、周期
$F_{热}$	动力设备修理复杂系数	t	温度、重量(吨)
$F_{电}$	电气设备修理复杂系统	t_k	制冷系统冷凝温度
f	面积	t_l	露点温度
G	空气质量流量	t_0	空调系统送风温度、蒸发温度
H	水泵扬程	t_p	平均温度
h	空气焓	t_s	空气湿球温度
I	电流	Δt_0	空调系统送风温度
K	传热系数、自动调节环节放大系数、过滤器穿透率	V	容积、体积
L	空气的体积流量、系统机器露点	v	风速、比容
L_1	声强级	v_v	空气的迎面风速
L_w	声功率级	v_p	空气的质量流速
l	长度	W	水量、加湿量、室外状态点
M	力矩	W_d	冬季室外空气状态点
M_e	电动机额定转矩	W_x	夏季室外空气状态点
M_{st}	电动机的堵转转矩	w	水流速
N	空调房间室内状态点	X	阻抗
N_2	轴功率	d	空气含湿量
n	转速、室内、螺杆式制冷压缩机级数	Z	局部阻力
n_0	诱导空调器的诱导比	α	换热系数、肋通系数
n_s	比转数	τ	滞后时间 肋化系数
O	空调系统送风状态点	γ	水当量比
O_l	风机盘管出口空气状态点	ϵ	热湿比、接触系数、制冷系数、粗糙度
O_x	新风机组出口空气状态点	λ	摩擦阻力系数、导热系数
P	压力、风机压头	λ_{st}	电动机启动能力
P_m	风管摩擦阻力	λ_v	制冷压缩机的余隙容积
p_0	制冷系统中的蒸发压力	ν	运动粘滞系数
p_k	制冷系统中的冷凝压力	μ	喷水系数
p_a	空气中水蒸气分压力	η_1	换热效率系数
Q	冷(热)量	η_2	接触系数
Q_k	冷凝器热负荷	η	效率
Q_L	冷量	ξ	析湿系数、溶液浓度
		ρ	物质密度
		ζ	局部阻力系数

附录 2 常用图例

1		空气加热器	17		电动双通调节阀
2		空气冷却器	18		电动三通调节阀
3		电加热器	19		气动薄膜双通调节阀
4		蒸汽加湿器	20		气动薄膜三通调节阀
5		空气过滤器	21		安全阀
6		喷水室	22		膨胀阀
7		送风口	23		温度传感器
8		回风口	24		湿度或温度传感器
9		圆形散流器	25		就地安装仪表
10		方形散流器	26		盘上安装仪表 及控制装置
11		蝶 阀	27		压力表
12		对开多叶调节阀	28		温度计
13		电动对开多叶调节阀	29		风、水、蒸汽管线
14		消声器	30		电信号线
15		离心风机	31		凝结水管线
16		离心水泵	32		轴流风机

(续表)

33		疏水器	42		带灭弧装置的常开触头
34		止回阀	43		热继电器元件
35		单极开关	44		热继电器常闭触头
36		三极开关	45		继电器常开触头
37		启动按钮	46		继电器常闭触头
38		停止按钮	47		熔断器
39		继电器 交流接触器线圈	48		指示信号灯
40		常开触头	49		温度继电器常开触头
41		常闭触头	50		三相电机

附录 3 图例中常用文字符号说明

序号	文字代号	第一位字母意义	后继字母意义及功能
1	QA	新风	变送器 指示 传感器、检测元件 调节(控制) 连锁、开关 调节阀、风阀、电动(磁)阀
2	SA	送风	
3	RA	回风	
4	RA1	一次回风	
5	RA2	二次回风	
6	EXA	排风	
7	T	温度	
8	M	湿度	
9	P	压力	
10	Δp	压差	
11	I	电压	
12	E	选择器	
13	C		
14	S		
15	V		

主要参考资料

1. 西安冶金建筑学院马仁民编著. 空气调节. 北京: 科学出版社, 1980
2. 清华大学, 同济大学, 西安冶金建筑学院, 重庆建筑工程学院合编. 空气调节. 第1版, 第2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1981, 1986
3. 薛殿华编. 空气调节. 北京: 清华大学出版社, 1991
4. 陈沛霖, 岳孝方编著. 空调与制冷技术手册. 上海: 同济大学出版社, 1990
5. 天津大学等七院校编. 供热通风热工理论基础. 北京: 中国建筑工业出版社, 1978
6. 邱信立等编. 工程热力学. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985
7. 章熙民等编. 传热学. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985
8. 周谟仁主编. 流体力学、泵与风机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1979
9. 长春冶金建筑学校等编. 通风工程. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
10. 第四机械工业部第十设计研究院主编. 空气调节设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983
11. 电子工业部第十设计研究院主编. 第2版. 空气调节设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
12. 钱以明编著. 高层建筑空调与节能. 上海: 同济大学出版社, 1994
13. 李中兴编著. 空调运行与管理. 北京: 中国建筑工业出版社, 1982
14. 采暖通风与空气调节设计规范. GBJ19-87. 北京: 中国计划出版社, 1989
15. 中国建筑科学研究院, 建筑设计研究所, 建筑标准设计研究所. 民用建筑采暖通风设计技术措施. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983
16. 手册编写组编. 采暖通风设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1969
17. 陆耀庆主编. 暖通空调设计指南. 北京: 中国建筑工业出版社, 1996
18. 陆耀庆主编. 供暖通风设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1987
19. 陆耀庆主编. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
20. 陈耀宗等主编. 建筑给水排水设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1992
21. 龚崇实, 王福祥编著. 通风空调安装工程手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1989
22. 陕西省第一设备安装工程公司等编. 空调试调. 北京: 中国建筑工业出版社, 1977
23. 湖南大学, 合肥工业大学编. 电工学. 北京: 人民教育出版社, 1978
24. 机械工人培训教材中级本. 维修电工工艺学. 北京: 科学普及出版社, 1986
25. 河南省电力局. 电气设备运行维护规程.
26. 许第斌, 董盛川编著. 空调与冷冻设备的使用与维修. 北京: 机械工业出版社, 1994
27. 手册编写组编. 地下建筑暖通空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983
28. 施俊良编著. 室温自动调节原理与应用. 中国建筑工业出版社, 1983
29. 西安冶金建筑学院, 同济大学编. 热工测量与自动调节. 北京: 中国建筑工业出版社, 1987
30. 西安冶金建筑学院张子慧编著. 供热空调自动控制与仪表. 西安: 陕西人民教育出版社, 1991
31. 西安冶金建筑学院张子慧编著. 空气调节自动化. 北京: 科学出版社, 1979
32. 施俊良著. 调节阀的选择. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986
33. 哈尔滨建筑工程学院等编. 供热工程. 北京: 中国建筑工业出版社, 1980
34. 张汉超编著. 通风机的使用与维修. 北京: 机械工业出版社, 1985
35. 方丹群, 王文奇, 孙家麒编著. 噪声控制. 北京: 北京出版社, 1986
36. 张桢, 周治湖编著. 空调自控设计基础及图例集. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
37. 董晋兴编. 现代建筑设备管理. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
38. 洁净厂房设计规范. GBJ73-84
39. 洁净厂房设计规范. GBJ73-84 条文说明. 1985
40. 电子工业部第十设计研究院符齐湘, 俞渭雄编著. 洁净技术与建筑设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986
41. [日] 铃木等著. 陈衡等译. 大规模集成电路工厂洁净技术. 北京: 电子工业出版社, 1990
42. 美国联邦标准 FED-SID-209E(米制). 洁净室和洁净区内空气浮游粒子洁净等级
43. 美国环境科学院 IEJ-RP-CC-006-84-T. 测试洁净室的实施细则
44. 冯佩明译. 美国 100 级垂直层流洁净室技术要求. 电子部十院(内部资料)
45. 沈晋明, 许钟麟译. 日本工业标准 JISB9220 修订草案. 洁净室中浮游粒子测定方法和洁净室的评价方法. 1988

46. 日本空气清净协会标准. 洁净室性能评价指南. (内部资料)
47. [日]吉泽 晋主编. 空气净化技术手册. 许明搞, 张利群等译. 北京: 电子工业出版社, 1985
48. 上海大学王兆义编. 可编程控制器教程. 北京: 机械工业出版社, 1993
49. 杨士元等编著. 可编程序控制器(PC)编程、应用和维修. 北京: 清华大学出版社, 1995
50. 上海工业自动化研究所. 三菱超小型 F₂ 系列可编程序控制器(PC)编程指导及使用手册. 1986
51. 上海交通大学谢剑英编著. 微型计算机控制技术. 北京: 国防工业出版社, 1991
52. 柳金海编. 管道工程安装维修手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994
53. 电子工业部生产司. 设备和动能管理. 1982
54. 机械电子工业部生产司, 中国机械工程学会设备维修专业委员会. 设备管理与维修手册
55. 上海工业建筑设计院. 暖通空调自动化仪表简介. 暖通空调, 1979(3)
56. 航天工业部第七设计研究院宋宏光, 雷秉春. 侧送变风量末端装置及气流组织. 暖通空调, 1985(6)
57. 中国建筑东北设计院赵东. 风机盘管加新风系统空气处理方法剖析和合理选择. 暖通空调, 1990(4)
58. 北京农业工程大学杜林瑛, 中国建筑科学研究院空调所廖传善. 湿度环境的重要性及其实施方法. 暖通空调, 1991(5), 1991(6)
59. 中国建筑科学研究院空调所许钟麟. 洁净室净化空调系统的节能. 暖通空调, 1992(3)
60. 北京青云仪器厂刘宗源. 风机盘管的集中控制和遥控. 暖通空调, 1994(2)
61. 北京建筑工程设计公司张腊求. 贴附射流房间内工作区合理空气流速的计算方法. 暖通空调, 1995(1)
62. ASHRAE HANDBOOK. Systems and Applications. 1987
63. 西安冶金建筑学院杨磊编著. 制冷技术. 北京: 科学出版社, 1980
64. 西安冶金建筑学院杨磊编著. 制冷原理与技术. 北京: 科学出版社, 1988
65. 周邦宁, 周颖, 刘宪英编著. 空调用离心式制冷机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
66. 何耀东主编. 空调用溴化锂吸收式制冷机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
67. 中国制冷学会科普工作委员会编. 制冷系统. 北京: 宇航出版社, 1988
68. 北京制冷学会手册编委会编. 制冷与空调设备手册. 北京: 国防工业出版社, 1987
69. 戴永庆, 郑玉清编著. 溴化锂吸收式制冷机. 北京: 国防工业出版社, 1980
70. 朱瑞琪编著. 制冷装置自动化. 西安: 西安交通大学出版社, 1993
71. 制冷设备安装工程施工及验收规范. GBJ66-84
72. 通风与空调工程施工及验收规范. GBJ243-82
73. 洁净室施工及验收规范. JGJ71-90
74. 天津国棉三厂康虹. 溴化锂吸收式制冷机溶液的再生与机组清洗技术. 暖通空调, 1992(5)
75. 苏州手表厂动力设备科. 冷冻机油自动加入简介. 暖通空调, 1983(4)
76. 中南电力设计院程军. 国产螺杆冷水机组几种故障分析. 暖通空调, 1995(6)
77. 长沙铁道学院沈裕浩, 湖南郴州空调设备总厂谢树清. 溴化锂吸收式冷水机组冷量衰减分析. 暖通空调, 1996(1)
78. 江苏双良集团公司底世涛. 溴化锂吸收式制冷机的运行管理与维护. 暖通空调, 1996(2)
79. 武汉冷冻机厂. 螺杆式制冷压缩机组使用说明书
80. 武汉冷冻机厂. 螺杆式冷水机组使用说明书
81. 上海第一冷冻机厂. FLZ-1000A, FLZ-500 离心式冷水机组使用说明书
82. 江苏双良集团公司. 蒸汽型双效溴化锂吸收式冷水机组使用说明书
83. 冯玉琪, 卢道卿编. 实用空调、制冷设备大全. 北京: 电子工业出版社, 1990
84. 冯玉琪, 白惠南编. 新编空调制冷设备安装、使用、维修手册. 北京: 宇航出版社, 1994
85. 白夫, 张俊编著. 空调器原理、选用与维修. 北京: 新时代出版社, 1994
86. 余有水编著. 家用空调器原理、安装与维修. 北京: 人民邮电出版社, 1993
87. 邱兴东编著. 怎样修理空调器. 北京: 人民邮电出版社, 1994