

变频控制 多联式空调系统

王志刚 徐秋生 俞炳丰 编著



化学工业出版社



变频控制
多联式空调系统

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



销售分类建议：能源/空调
ISBN 7-5025-9138-9
定价：48.00元

变频控制多联式空调系统

王志刚 徐秋生 俞炳丰 编著

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



化学工业出版社

· 北京 ·

变频多联机具有使用节能、环境舒适、控制灵活等特点,以其自由的组合布置、优良的部分负荷效率及灵活的使用方法,适应了市场的需求,满足了不同规模建筑物的要求。本书以典型的变频多联机产品为例,系统地叙述了变频多联机的原理、技术及应用。分别介绍了制冷原理、空调原理、变频多联机的原理、变频多联机空调系统设计、变频多联机的控制系统和计费系统、变频多联机工程设计中常见问题及分析、家用中央空调设计和变频多联机的安装与调试。不仅阐明了变频多联机空调系统的原理及技术,还提供了一些设计与安装的实例。

从事变频多联机空调系统工作的研发人员、设计人员可通过学习本书掌握变频多联机空调系统的技术并能在此基础上结合本职工作加以创造性地应用。本书的全部内容或部分内容可用于变频多联机空调业的技术人员、维修人员、管理人员和销售人员的培训。本书还可作为制冷、空调专业及相关专业研究生、本科生的教学参考用书和专题讲座教材。

图书在版编目(CIP)数据

变频控制多联式空调系统/王志刚,徐秋生,俞炳丰
编著. —北京:化学工业出版社,2006.7
ISBN 7-5025-9138-9

I. 变… II. ①王… ②徐… ③俞… III. 空气调
节系统-变频调速-控制系统 IV. TU831.3

中国版本图书馆CIP数据核字(2006)第085417号

变频控制多联式空调系统

王志刚 徐秋生 俞炳丰 编著
责任编辑:戴燕红 郑宇印
责任校对:周梦华
封面设计:胡艳玮

*

化学工业出版社出版发行
(北京市朝阳区惠新里3号 邮政编码100029)
购书咨询:(010)64982530
(010)64918013
购书传真:(010)64982630
<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销
北京永鑫印刷有限责任公司印刷
三河市东柳装订厂装订

开本 787mm×1092mm 1/16 印张 18¼ 字数 454 千字

2006年9月第1版 2006年9月北京第1次印刷

ISBN 7-5025-9138-9

定 价:48.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者,本社发行部负责退换

前 言

多联式空调（热泵）机组，简称多联机，20世纪80年代诞生于日本，是我国近年来才发展起来的一种具有集中式空调系统特点的新型空调系统，它集变频、变容等技术于一身，具有使用节能、环境舒适、控制灵活等特点。变频多联机以其自由的组合布置、优良的部分负荷效率及灵活的使用方法，适应了市场的需求，满足了不同规模建筑物的要求，尤其在中小型建筑物中保持了强大的竞争能力。许多从事变频多联机空调系统的设计、制造、安装、运行、维修的专业技术人员和管理人员、销售人员迫切需要了解 and 掌握变频多联机空调系统的设计与使用方面的相关知识，本书便是为适应这一要求而编写的。

本书以典型的变频多联机产品为例，系统地叙述了变频多联机的原理、技术及应用。全书共分8章，分别介绍了制冷原理、空调原理、变频多联机的原理、变频多联机空调系统设计、变频多联机的控制系统和计费系统、变频多联机工程设计中常见问题及分析、家用中央空调设计和变频多联机的安装与调试。本书不仅阐明了变频多联机空调系统的原理及技术，还提供了一些设计与安装的实例。

本书主要由青岛海信日立空调系统有限公司的工程技术人员编写。他们的分工如下：第3章由王志刚博士、孟建军高级工程师完成，第4章由徐秋生高级工程师、周仲行工程师、谢雄兵工程师完成，第5章由王志刚博士、董志强工程师完成，第6章及第7章由徐秋生高级工程师完成，第8章由奚祥富高级工程师完成。第1章及第2章由西安交通大学俞炳丰教授编写。全书由俞炳丰教授、王志刚博士审改定稿。

本书编写工作的立项和完成得到了青岛海信日立空调系统有限公司费立成总经理、朴营国副总经理、范大鹏副总经理、富冈正郎副总经理、吉田康孝技术部长、李明华副部长及綦昌星副部长的支持和关心。西安交通大学博士生陈志不仅参与了初稿的审改工作，而且在文字、插图的录入和处理方面花费了大量的时间。青岛海信日立空调系统有限公司的杨萍、李希志、李亚军、陈启、许爱民、刘莉莉、李海平、肖伟等也参与了本书编写的一些具体工作。对于上述所有人士对本书编写作出的贡献和支持在此深表谢意。

本书是一本实用性很强的专业技术用书，可供从事变频多联机空调技术各层次专业人员阅读与使用。变频多联机空调系统的研发人员、设计人员可通过学习本书掌握变频多联机空调系统的技术并能在此基础上结合本职工作加以创造性地应用。本书的全部内容或部分内容可用于变频多联机空调系统技术人员、维修人员、管理人员和销售人员的培训。本书还可作为制冷、空调专业及相关专业研究生、本科生的教学参考用书和专题讲座教材。

由于编者水平有限，书中错误及疏漏之处在所难免，敬请广大读者批评指正。

王志刚 徐秋生 俞炳丰
2006年7月

目 录

1 制冷原理	1
1.1 制冷剂及其替代	2
1.1.1 制冷剂的种类和符号	2
1.1.2 选择制冷剂的原则	3
1.1.3 ODP 和 GWP	3
1.1.4 制冷剂替代	6
1.2 单级压缩蒸气制冷循环	11
1.2.1 单级压缩蒸气制冷的理论循环	11
1.2.2 单级压缩蒸气制冷的实际循环	21
2 空调原理	25
2.1 湿空气的性质与焓湿图	25
2.1.1 湿空气的组成及基本状态参数	25
2.1.2 湿空气的焓湿图及其应用	28
2.2 空调房间热、湿负荷与送风量的确定	35
2.2.1 室内外空气计算参数的确定	35
2.2.2 空调房间热、湿负荷的计算	37
2.2.3 空调房间送风状态和送风量的确定	41
2.2.4 空调系统新风量的确定	42
2.3 室内空气品质	42
2.3.1 影响室内空气品质的因素	43
2.3.2 生物污染的侵入及传播途径	43
2.3.3 生物污染的防治措施	43
3 变频多联机的原理	50
3.1 变频多联机的发展背景	50
3.1.1 多联机的含义	50
3.1.2 多联机的产生背景	50
3.2 变频多联机的技术特点	51
3.2.1 多个独立循环一拖多	51
3.2.2 传统固定配置的一拖多	51
3.2.3 多联机的基本原理和技术特点	52
3.2.4 热泵型多联机的基本构成	55
3.3 变频多联机的使用范围	70
3.3.1 适用于建筑物功能多变、空调运行时间极不统一的空调系统	71
3.3.2 系统的作用域	71
3.3.3 制热运行时对室外温度的要求	77
3.3.4 变频多联机用作舒适性空调	78

4 变频多联机空调系统设计	80
4.1 基本原则	80
4.2 设计步骤	84
4.2.1 确定空调方案	85
4.2.2 确定新风方案	89
4.2.3 负荷计算（注意新风负荷的承担方式）	97
4.2.4 划分多联机系统，确定室外机的大体位置	98
4.2.5 室内机选择计算	98
4.2.6 室外机选择计算	99
4.2.7 校核各室内机的实际供冷量、供热量	102
4.2.8 检查各系统的室内外机配比	102
4.2.9 新风设备选型计算	102
4.2.10 布置室内机	102
4.2.11 布置新风系统	132
4.2.12 布置室外机	132
4.2.13 连接管路，标注配管管径和分歧管型号规格	136
4.3 变频多联机设计应注意的问题	145
4.3.1 避免按传统水系统空调设计方式设计变频多联机系统	145
4.3.2 负荷计算时计算负荷宜适当放大	145
4.3.3 室外机振动和噪声对周边环境的影响	146
4.3.4 周边环境应满足室外机的要求	146
4.3.5 宜按内外区设置系统	146
4.3.6 避免强季节风直吹室外机换热器	146
4.3.7 设计时应注意室内机噪声处理	146
4.3.8 应考虑室内机容量和处理能力有限	147
4.3.9 新风机处理新风能力、规格有限	147
4.3.10 多联机系统仅适合舒适性空调领域	147
4.3.11 家用变频多联机系统设计应注意的问题	149
4.4 多联机空调系统在实际应用中常见的问题	149
4.5 多联机设计步骤举例	152
5 变频多联机的控制系统和计费系统	165
5.1 变频多联机机组的控制策略	165
5.1.1 变频多联机机组的控制要求	165
5.1.2 变频多联机机组的控制策略	166
5.2 现场总线技术及 H-LINK 通讯配线系统	168
5.3 变频多联机运行控制系统原理及构成	171
5.3.1 个别控制	171
5.3.2 集中控制	172
5.3.3 网络控制	178
5.4 空调电费计量和分配系统	185
5.4.1 电费计量和分摊的原理和系统构成	185

5.4.2	空调电费计量和分配系统连接方式	185
5.4.3	电费计量和分摊的常用方式	186
5.4.4	待机耗电部分的处理	189
5.4.5	按制冷剂流量比例分摊电费(方式1)的计算方法	189
5.4.6	按温控器开启时间分摊电费(方式2)的计算方法	191
6	变频多联机工程设计中常见问题及分析	193
6.1	室内外机连接管长和高差	193
6.2	室内外机的布置	196
6.2.1	室内机的布置	196
6.2.2	室外机的布置	207
6.3	室内外机的容量选择及配比	214
6.4	空调系统分区	216
6.5	制热量的衰减	216
6.6	新风问题	218
6.6.1	全热交换器处理新风的问题	218
6.6.2	应用制冷剂直接蒸发式新风机处理新风易出现的问题	219
6.6.3	风管机,四面出风、两面出风嵌入机,落地式柜机引入部分新风易出现的问题	220
6.6.4	新风冬季加热处理、夏季直接送入室内易出现的问题	220
6.6.5	室外新风由风机直接送入室内易出现的问题	220
6.6.6	机械排风结合自然进风	221
6.6.7	自然通风	221
6.7	室内机的气流组织和高层建筑使用的热压问题	222
6.7.1	室内机的气流组织	222
6.7.2	高层建筑物使用的室外机的热压问题	223
6.8	管道布置问题	229
7	家用中央空调设计	236
7.1	设计注意事项	236
7.2	设备布置	236
7.3	新风供给方式	239
8	变频多联机的安装与调试	241
8.1	多联机安装质量的重要性	241
8.2	安装操作流程图	241
8.3	施工前的准备	241
8.3.1	与施工各专业之间的配合、协调	241
8.3.2	施工图纸的审核	243
8.4	编写施工组织设计	244
8.5	必备工具	245
8.6	空调设备的安装	245
8.6.1	室内机的安装	245
8.6.2	室外机的安装	250
8.6.3	有线遥控器的安装	254

8.7 制冷管道的安装	255
8.7.1 制冷剂配管材料	255
8.7.2 铜管管道内壁的清洗	255
8.7.3 制冷剂配管施工通用要求	256
8.8 电气系统的安装	267
8.8.1 强电电源系统的安装	267
8.8.2 通讯系统的安装	269
8.9 系统调试	274
8.9.1 调试前的检查与准备	274
8.9.2 调试工具和仪表	275
8.9.3 试运行前的确认事项	275
8.9.4 单系统的调试及参数确认	275
8.9.5 多系统联合试运行及调试	276
8.9.6 竣工验收	277
8.10 试运行及故障查找	278
8.10.1 查找方法	278
8.10.2 一般故障分析	280
参考文献	283

获取更多资料

微信搜索 领星球

1 制冷原理

从低于环境温度的空间或物体中吸取热量，并将其转移给环境介质的过程称为制冷。制冷技术是为适应人们对低于环境温度条件的需求而产生和发展起来的。

实现制冷所需的机器和设备，称为制冷机。例如，机械压缩式制冷机包括压缩机、蒸发器、冷凝器和节流机构；吸收式制冷机包括发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器和节流机构等。在制冷机中，除压缩机、泵和风机等机器外，其余是换热器及各种辅助设备，统称为制冷设备。而将制冷机同消耗冷量的设备结合在一起的装置称为制冷装置，例如冰箱、冷库、空调机等。

在常用的液体蒸发式制冷中，制冷机都依靠内部循环流动的工作介质来实现制冷过程。它不断地与外界产生能量交换，即不断地从被冷却对象中吸取热量，向环境介质排放热量。所谓环境介质是指大自然中的空气和水。制冷机使用的工作介质称为制冷剂，制冷剂在制冷系统中所经历的一系列热力过程总称为制冷循环。为了实现制冷循环，必须消耗能量，该能量可以是电能、热能、机械能、太阳能及其他形式的能量。

制冷、制热与空调技术是相互独立而又密切相关的学科。为使某一物体或空间达到或维持一定的低温，就要有一温度更低的冷源来吸收该物体或空间的热量，并把这一热量转移到外界环境中去。冷源的制取有两种方法：一种是利用天然冷源，如天然冰或地下水（冬灌夏用的深井水）；另一种是人工制冷，利用热力学中的制冷循环方法制取冷源。制热的意义是使某一物体或空间的温度高于环境介质的温度，这就要有一温度更高的热源向该物体或空间放出热量，以使该物体或空间达到或维持一定的高温。热源的产生也有两种方法：常见的是将燃料燃烧产生的高温火焰或烟气等直接用作热源，或通过锅炉产生蒸汽、热水等作为间接的热源；另一种方法是利用热泵将废热热源或自然界的低温热源转变为高温热源。空调是空气调节的简称，就是把经过处理的空气，以一定的方式送至某一空间，使该空间内空气的温度、湿度、气流速度、洁净度和噪声等控制在需要的范围内。为此，空气必须经过加热、加湿、冷却、减湿等处理过程。换言之，空调技术以制冷、制热技术作为基础，产生冷、热源的设备是空调系统的重要组成部分。

几乎每一个提供冷却作用的空调系统都依赖于一套制冷系统来提供冷的液体，如水或盐水，或者直接从空气流中移去显热和潜热。向空调系统也提供热量的制冷系统常被称为热泵。由于制冷系统的性能对空调系统的控制和性能有重要影响，因此那些涉足于空调系统的人们需要有一些基本的制冷知识。对于制冷知识的领会有助于空调工程师理智地选择制冷设备并将设备适当地匹配到整个系统。

当前，制冷空调工程中用得最广泛的是蒸气压缩式制冷循环和吸收式制冷循环。前者利用制冷剂产生的潜热，通过压缩、冷凝、节流、蒸发4个过程组成的封闭循环实现制冷，是现在应用最广泛的一种制冷循环；后者由吸收剂和制冷剂组成工质对溶液，利用热能驱动，实现发生、冷凝、节流、蒸发、吸收几个过程组成的封闭循环。目前最普遍的是水-溴化锂吸收式制冷机，大量应用于空调工程中。本章将主要介绍采用替代制冷剂的动向、蒸气压缩式制冷的原理与系统。

1.1 制冷剂及其替代

制冷剂是制冷装置中的工作流体，它在制冷系统中循环流动，通过自身热力状态的循环变化不断与外界发生能量交换，达到制冷的目的。习惯上又称制冷剂为制冷工质或简称工质。

制冷剂是随着制冷技术的发展而发展的。1834年，美国人珀金斯发明了世界上第一台制冷机，采用的制冷剂为乙醚（ CH_3OCH_3 ）。1866年，二氧化碳（ CO_2 ）被用作制冷剂。1872年，玻义耳发明以氨（ NH_3 ）为制冷剂的压缩机。1876年，使用二氧化硫（ SO_2 ）为制冷剂。氯甲烷（ CH_3Cl ）在1878年开始使用。到20世纪30年代，一系列的卤代烃（美国杜邦公司称其为氟里昂的）制冷剂相继问世。这些热力性能优良、无毒、不燃、能适用不同温度区域的工作流体，显著地改善了制冷机的性能，大大促进了制冷与空调行业的发展。随后于20世纪50年代，开始使用共沸制冷剂。20世纪60年代开始使用非共沸制冷剂，此时，卤代烃制冷剂几乎达到了相当完善的地步。

20世纪80年代，科学家们指出，一些氟里昂制冷剂（CFCs、HCFCs）对臭氧层有损耗作用，进而对人类健康和人类所依赖的生态环境造成巨大有害影响。随之而来的制冷剂替代技术的发展，使制冷剂的选择进入一个主要以节省能源和保护环境为宗旨的新时代。

1.1.1 制冷剂的种类和符号

常用制冷剂按化学成分区分，主要有无机物、氟里昂和碳氢化合物三类，按组成区分，有单一制冷剂和混合物制冷剂。

根据ISO817制冷剂编号规定，制冷剂符号由字母“R”和跟随其后的一组数字与字母组成。“R”表示制冷剂，后面的数字与字母是根据制冷剂的化学组成按一定规则编写的。下面简述各类制冷剂符号的编写规则。

(1) 单一制冷剂

① 氟里昂和烷烃类 烷烃化合物的分子通式为 $\text{C}_m\text{H}_{2m+2}$ ，氟里昂的分子通式为 $\text{C}_m\text{H}_n\text{F}_x\text{Cl}_y\text{Br}_z$ ($n+x+y+z=2m+2$)。它们的符号为 $\text{R}(m-1)(n+1)(x)\text{B}(z)$ ，如二氟二氯甲烷（ CCl_2F_2 ）为 R12，五氟乙烷（ CF_3CHF_2 ）为 R125，丙烷（ $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$ ）为 R290。600系列被指定用于一些有机制冷剂，如丁烷为 R600，异丁烷为 R600a。

对于环状衍生物，在制冷剂符号的数字前加字母“C”，如八氟环丁烷（ C_4F_8 ）的符号为 RC318。链烯烃及链烯烃的卤代物，在“R”后面先写1，其后的数字编写方式与氟里昂及烷烃类符号表示中的数字编写方式相同，例如，丙烯（ C_3H_6 ）符号为 R1270。当乙烷系列有异构体时，每一种异构体都有相同的编号，最对称的只用编号表示。当异构体变得越来越不对称时，附加连续的小写字母（例如 a, b, c）。当丙烷系列有异构体时，每一种异构体都有相同的编号，异构体由两个附加的小写字母来区分。

如上所述，在单一氟里昂和烷烃类制冷剂所规定的编号前一般加字母“R”。但近年来由于涉及臭氧层的损耗情况，为了能从符号上显示制冷剂元素的组成，从而了解是否含有氯或溴等消耗臭氧的元素，也可以在规定的符号中不用“R”而用组成元素符号：用字母“C”表示碳，如存在溴、氯、氟，则分别用字母“B”、“C”、“F”表示；含有氢的制冷剂，字母“H”放在更前面。这样分子中含氯、氟、碳的完全卤代烃写作“CFC”，如 CFC-12；分子中含有氢、氟、氯、碳的不完全卤代烃写作“HCFC”，如 HCFC-22；分子中含有氢、氟、碳的无氯卤代烃写作“HFC”，如 HFC-134a；碳氢化合物则写作“HC”，如 HC-170。

② 无机物 无机物的符号中编号首位为 7，7 后面的数字是该无机物的相对分子质量（取整数部分），例如，R717 表示 NH_3 ，R718 表示 H_2O ，R744 表示 CO_2 ，R764 表示 SO_2 。注意，因为 N_2O 和 CO_2 的相对分子质量的整数部分相同，为区别起见，用 R744a 表示 N_2O 。

(2) 混合物制冷剂 混合物制冷剂是由两种或多种化合物组成的，按其特性分为共沸混合物制冷剂和共沸混合物制冷剂。

共沸混合物制冷剂呈现单一制冷剂的特性，起单一制冷剂的作用。共沸混合物制冷剂用“5”开始的 3 位数字编号，如 R500、R502。

混合物制冷剂还保持组分物质某些特性的称为非共沸混合物制冷剂。例如，不像单一制冷剂和共沸混合物制冷剂那样在某一个温度下沸腾，各组分物质的沸点决定了非共沸混合物制冷剂在一个温度区间内沸腾。非共沸混合物制冷剂的编号由数字“4”开始的三位数表示，并以一个字母结尾，以区分相同组分物质的不同质量分数，如 R410A、R407C。

混合物制冷剂由它们各自的制冷剂编号和质量分数作标识。制冷剂根据其组分的标准沸点由低到高排列。例如，R501 用 R22/12 (75/25) 表示，R407C 则标识为 R32/125/134a (23/25/52)。

1.1.2 选择制冷剂的原则

通常在选用制冷剂时应考虑下面一些重要性质：a. 热力学性质（高汽化潜热、低凝结温度、相对高的临界温度、正的蒸发压力、相对低的冷凝压力）；b. 物理性质和化学性质（高蒸气介电强度、良好的传热性能、令人满意的溶油性、低溶水性、惰性和稳定性）；c. 安全性（不易燃、无毒性、无刺激性）；d. 对环境的作用（臭氧损耗潜能低、全球变暖潜能小）。另外，制冷剂应有较低的成本，发生泄漏时易被探测。

原则上，制冷剂的选择必须考虑制冷剂对当地环境可能产生的作用，更应考虑对全球环境的潜在影响，还要考虑制冷剂对特定制冷系统的适用性。

(1) 具有环境可接受性 所选制冷剂的 ODP 值与 GWP 值必须是零或尽可能小。如果有必要采用 ODP 值或 GWP 值大于零的制冷剂，则必须尽量减少其充灌量，并使系统的设计和安装能防止泄漏。所选制冷剂不危害水，不形成雾，能重新使用或易于处置。

(2) 热力学性质满足指定的要求，能量效率高 制冷剂在给定的工况下进行制冷循环时有令人满意的循环特性，包括单位容积制冷量和单位质量制冷量较大、压力和压力比适中、排气温度不过高、等熵压缩的比功小、制冷系数较大、制冷机的传热性能和流动性能好。需要强调的是，如果制冷剂对环境的影响仅仅是全球变暖效应，在能量效率与低充灌量不能同时满足的情况下，必须优先考虑能量效率。

(3) 制冷系统的运行安全可靠 制冷剂的化学稳定性（高温高压时）和热稳定性好，对钢或其他金属不腐蚀，与润滑油相容，无毒、无刺激性气味，不燃、不爆或燃爆性很小，使用安全。

(4) 价格适当，可在市场上购买。

事实上，很难找到完全符合上述要求的制冷剂。所选的制冷剂是否合适，应根据使用要求、使用条件、系统容量和装置种类来进行综合评价。然而，为了保护和改善人类生存环境，对于任何所选制冷剂，其 ODP 值和 GWP 值等于零或接近零的条件是无论如何必须满足的。

1.1.3 ODP 和 GWP

(1) 臭氧损耗潜能 (ODP) 臭氧层是地球的保护伞，它对波长为 280~315nm 的太阳

辐射 B 种紫外线 (UV-B) 有很强的吸收能力, 起到过滤的作用。若臭氧层浓度的减少使到达地表的 UV-B 增加, 则会对我们产生下列不利影响: a. 免疫系统受到破坏及皮肤癌罹患率增加; b. 白内障罹患率增加; c. 海洋食物网会受到严重干扰; d. 干扰陆地生态系统; e. 加剧空气污染; f. 加速户外塑胶材料的老化。

舍伍德·罗兰 (S. Rowland) 和马里奥·莫利纳 (M. Molina) 于 1974 年提出, 包括常用的 CFCs 制冷剂在内的许多人工合成的含氯物质可以与臭氧反应, 使之变成氧分子 (O_2), 导致臭氧层浓度降低, 即臭氧层损耗。臭氧层损耗使过多的 UV-B 穿过大气层到达地球表面。

一些制冷剂非常稳定, 在对流层中不易分解, 它们通过大气环流最终扩散到平流层。在平流层里, 强烈的太阳紫外线促使这些制冷剂化学分子破裂, 释放出氯原子。这些氯原子与臭氧发生化学反应, 生成氧分子。在化学反应中氯原子只起催化剂的作用, 本身并没有消耗。因此, 一个氯原子可以通过成千上万次的上述化学反应把臭氧转变成氧分子。

臭氧损耗潜能 (ODP) 是用来评价化合物破坏臭氧层能力的指标。对于某一给定的化合物, 其 ODP 值是 1kg 该化合物释放到大气中损耗臭氧的程度。但该值是在相对的基础上计算得到的, 即将 CFC-11 的 ODP 值定为 1, 所有其他化合物就定出相对于 CFC-11 的 ODP 值。表 1-1 给出了一些典型制冷剂的 ODP 值及其大气寿命。

表 1-1 制冷剂有关数据汇总

分类	制冷剂编号	分子式或组成	相对分子质量	标准沸点 ^① /°C	临界点		(TLV ^② TWA) /ppm ^⑥	LFL ^③ /%	HOC ^④ /(MJ/kg)	安全类别 ^⑤	大气中寿命/年	ODP	GWP (按 100 年计)
					T _c /°C	P _c /MPa							
HCFC	R22	CHClF ₂	86.47	-40.8	96.2	4.99	1000	无	2.2	A1	11.9	0.004	1700
	R123	CHCl ₂ CF ₃	152.93	27.8	183.8	3.66	50	无	2.1	B1	1.4	0.012	120
	R141b	CH ₃ CCl ₂ F	116.95	32.0	204.2	4.25	500	5.8	8.6	—	9.3	0.086	700
	R411A	R1270/22/152a (1.5/87.5/11.0)	82.36	-39.7	99.1	4.95	1000	无	—	A1/A2	—	0.30	1500
	R411B	(3.0/94.0/3.0)	83.07	-41.6	96.0	4.95	1000	无	6.5	A1/A2	—	0.32	1600
	R411C	(3.0/95.5/1.5)	83.44	-41.8	95.5	4.95	—	无	—	A1	—	0.032	1600
HFC	R134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	-26.1	101.1	4.06	1000	无	4.2	A1	13.8	0	1300
	R404A	R125/143a/134a (44.0/52.0./4.0)	97.6	-46.6	72.1	3.74	无	无	-6.6	A1/A1	—	0	3800
	R407C	R32/125/134a (23.0/25.0./52.0)	86.2	-43.8	87.3	4.63	无	无	-4.9	A1/A1	—	0	1700
	R410A	R32/125 (50.0/50.0)	72.58	-60.9	72.5	4.95	无	无	-4.4	A1/A1	—	0	2000
	R507A	R125/143a (50.0/50.0)	98.86	-47.1	70.9	3.79	无	无	-5.5	A1	—	0	3900
天然 制冷剂 HC	R290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44.10	-42.2	96.7	4.25	2500	2.1	50.3	A3	—	0	3
	R600	C ₄ H ₁₀	58.12	-0.5	152.0	3.80	800	1.5	49.5	A3	—	0	3
	R600a	CH(CH ₃) ₃	58.12	-11.7	134.7	3.64	800	1.7	49.4	A3	—	0	3
	R4(11)0	CH ₂ (CH ₂) ₃ CH ₂	73.14	49.3	—	—	—	1.4	—	A3	—	0	11
	R717	NH ₃	17.03	-33.3	132.3	11.3	25	15.0	22.5	B2	—	0	<1

① 标准沸点中混合物则存在温度滑移;

② TLV-TWA 为最高允许浓度时间加权平均值;

③ LFL 为燃烧最小浓度值;

④ HOC 为燃烧热量;

⑤ 安全类别为根据 GB/T 7778—2001 和 ASHRAE 34—1997 的分类;

⑥ 1ppm=1μg/g, 下同。

(2) 全球变暖潜能 (GWP) 天然温室气体二氧化碳和水蒸气存在于地球周围的大气中。二氧化碳和水蒸气能让太阳短波光不受阻碍地通过,使地球加热。而长波热辐射被地球反射,地球得以冷却。二氧化碳和水蒸气拦截反射的长波热辐射,使地表气温达到入射到地球上的太阳能和被地球向空间辐射回去的能量处于平衡的温度,大气的这种保温作用被称为温室效应。适当的温室效应对地球来说是必需的。如果没有温室效应,地球表面平均气温仅为 -18°C ,而实际地表平均气温为 15°C 。即地球大气的温室效应可使地球表面的气温增加 33°C 。温室气体还包括甲烷、近地面的臭氧、氧化二氮(N_2O)、制冷剂等。

近百年来,由于大量燃烧矿物燃料和砍伐树木等人类活动,地球大气中的二氧化碳等温室气体过度增长,例如大气中的二氧化碳浓度已增加了25%。尽管大气成分的变化对全球气候的影响目前还难做出精确预测,然而可以认定人为的温室效应会给人类的生存空间带来负面影响:全球气温升高,两极的冰溶化,海平面上升,中纬度地区气候干旱化等一系列问题。科学家估计,如果大气中二氧化碳浓度增加的趋势保持下去,那么接下来的100年内,地球气温会提高 $1.5\sim 4.5^{\circ}\text{C}$ 。因此,1992年6月在巴西里约热内卢召开的联合国环境与发展大会上,有160多个国家元首、政府首脑签署了《气候变化框架公约》,最终目的是将大气中温室气体的浓度稳定在防止气候系统受到危险的人为干扰的水平上。

氯氟烃(CFC)、氢氯氟烃(HCFC)和氢氟烃(HFC)制冷剂都被京都协议书规定为温室气体,它们如被排放到大气中,将增强地球温室效应,并对全球变暖产生作用。值得指出的是,如果一定量的温室气体释放到大气中,存留在大气中的量会随着时间持续减少。因此,一种温室气体对全球变暖的累积影响将持续增加,直至该气体从大气中消失。

对于一种给定的化合物,可用“全球变暖潜能”(GWP)来反应该化合物对全球变暖作用的能力。和ODP值一样,GWP值也是在一个相对的基础上计算出来的。二氧化碳的GWP值为1,且不必考虑累积时间水平(ITH)。所有其他温室气体都有一个相对二氧化碳的值。对于同一种化合物,所用的ITH不同,GWP值会发生变化。一些典型制冷剂的GWP值列于表1-1中。

制冷和空调系统运行时需要能量,在大部分情况下,能量来自于电力或矿物燃烧的直接消耗。煤、石油和天然气燃料生产电力时都产生二氧化碳并将它排放到大气中。制冷和空调系统运行时这种消耗能量的形式也对全球变暖起作用。

总当量变暖效应(TEWI)概念被用来对制冷空调应用造成温室效应的总量值进行评估。它考虑了对全球变暖起作用的两种方式,即制冷剂排放的直接效应和能源利用的间接效应。直接效应由泄漏损失效应和回收损失效应组成,它取决于制冷剂的GWP值、气体泄漏量和考虑的时间长度,间接效应取决于制冷和空调系统运行的效率。TEWI的计算公式为

$$TEWI = GWP \times L \times n + GWP \times m \times (1 - \alpha) + n \times E \times \beta \quad (1-1)$$

式中 GWP——全球变暖潜能值,按100年水平计;

L——制冷剂泄漏量,kg/年;

n——有效使用期,年;

m——制冷剂充灌量,kg;

α ——制冷剂回收系数,其值为 $0\sim 1$;

E——能量消耗,kW·h/年;

β ——二氧化碳排放量,kg/kW·h。

制冷剂泄漏量不仅包括系统运行过程和维护过程的泄漏量,而且还包括停机期间的泄漏

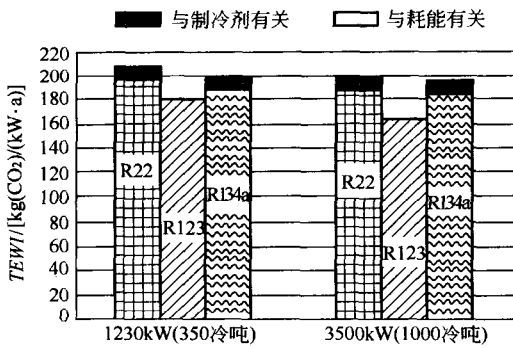


图 1-1 总当量变暖效应 TEWI 的比较

剂本身有关的直接效应相比，间接效应（与能量有关的部分）对全球变暖造成的影响要大得多，如图 1-1 所示。

寿命期气候性能 LCCP (Life Cycle Climate Performance) 是在 TEWI 基础上补充了制冷机和制冷剂生产过程中的能耗引起的温室效应。若用 LCCP 衡量和分析，其直接温室效应均很小，间接温室效应占主要部分。

1.1.4 制冷剂替代

(1) 背景介绍 保护臭氧层的全球合作始于 1985 年保护臭氧层维也纳公约的协商与缔结。在联合国环境规划署 (UNEP) 的倡议下，1987 年 9 月签署了关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书，该议定书于 1989 年 1 月 1 日起生效。之后还实施了伦敦修正案 (1990 年)、哥本哈根修正案 (1992 年)、维也纳修正案 (1995 年) 和北京修正案 (1999 年)。为防止全球气候变暖，联合国环境规划署 1988 年设立了 IPCC (国际间有关气候变化政府协商组织)，1992 年联合国通过了“气候变化框架条约”，1995 年在德国柏林召开了第一届气候变化框架条约缔约国会议，1997 年 12 月在日本召开第三届缔约国京都会议，形成了削减温室气体的决议案。表 1-2 为各议案的汇总表。

表 1-2 国际条约对 CFCs、HCFCs 及 HFCs 的规定

国际规定	CFCs	HCFCs	HFCs
	蒙特利尔议定书	蒙特利尔议定书	
发达国家 ^②	1996 年 1 月 1 日禁止生产和消费	2004 年削减 35%；2010 年削减 65%；2015 年削减 90%；2020 年禁止。2030 年前作为补充用，可生产基准年的 0.5% 以下	
发展中国家	2010 年 1 月 1 日禁止生产和消费	2016 年 1 月 1 日消费冻结在 2015 年水平上，2040 年 1 月 1 日禁止消费	
美国	1996 年 1 月 1 日禁止生产和消费	2003 年 1 月 1 日禁止 R141b 用于发泡；2010 年 1 月 1 日冻结 R22 和 R142b 生产、禁止生产 R22 新设备；2015 年 1 月 1 日冻结 R123 和 R124 生产；2020 年 1 月 1 日禁用 R22 和 R141b、禁止生产 R123 和 R124 新设备；2030 年 1 月 1 日禁用 R123 和 R124	
欧共体	1996 年 1 月 1 日禁止生产和消费	2000 年 1 月 1 日削减 50%；2004 年 1 月 1 日削减 75%；2007 年 1 月 1 日削减 90%；2015 年 1 月 1 日削减 100%	

① 京都议定书应在 2000 年开始实施，温室气体为 CO₂、CH₄、N₂O、HFC、PFC、SF₆ 等 6 类；

② 发达国家在京都议定书中指 38 个工业化国家，基准以本国 1989 年 HCFCs 消费量+1989 年 CFCs 消费量的 3.1%，其中 3.1% CFCs 消费量，1995 年修订为 2.8%。

从表 1-2 可以看出，发达国家从 2004 年就要开始消减 R22 的生产和消费量，我国将在 2016 年消费冻结在 2015 年水平上。所以，我国在 2015 年以前不但可以继续消费 HCFCs（包括 R22、R123、R141b 等），而且还可以扩大 HCFCs 的生产与消费。这里应该弄清楚发达国家与发展中国家淘汰和限制 R22、R123 等 HCFCs 制冷剂的时间表是不同的。

值得注意的是，一些欧洲国家在环保组织鼓动下，将淘汰 HCFCs 的时间表大大提前，例如瑞士、意大利 2000 年 1 月 1 日禁用 HCFCs，德国 2000 年 1 月 1 日禁用 R22，瑞典、加拿大 2010 年 1 月 1 日禁用 HCFCs。同时也要求发展中国家调整和加速淘汰 HCFCs 的时间表，但遭到包括中国在内的一些发展中国家的强烈反对。另一方面，在蒙特利尔议定书中最有发展前途且 ODP 为零的 HFCs——R134a、R404A、R407C、R410A 等物质，其全球变暖潜能值 (GWP) 往往较大 (见表 1-1)，已成为温室气体。因此，在欧洲一些国家，例如挪威、丹麦等对使用 HFCs 苛以重税。这表明人们对制冷剂替代有一个逐步走向理性的过程，即寻找全面评估制冷剂对大气候和人类生态环境产生影响的科学方法，过早淘汰 R22、R123 等 HCFCs 和限制使用 HFCs 都是错误的。

20 世纪 30 年代以后，卤代烃 (俗称氟里昂) 类制冷剂逐步替代了氨、SO₂、CO₂ 等制冷剂，它们属于甲烷系 (R11、R12、R22 等) 和乙烷系 (R114、R115 等) 卤代烃。丙烷系以上卤代烃由于价格高和工艺复杂而不为人们所采用。由于氯氟烃的淘汰以及毒性和燃烧性等缘故，在甲烷系和乙烷系卤代烃类物质中 (图 1-2)，能用作制冷剂尤其是性能优良的物质更是难觅。由图 1-2 可看出，甲烷系仅有 R23 (HFC)，而乙烷系只剩 R134 和 R125 (HFC)，除了 R134 的同分异构体 R134a 外，R23 和 R125 都缺少作为制冷剂的优良性能。因此，人们将具有一定燃烧性，但在某方面有优良性能的物质混在一起，使其形成在一定工作范围内具有优良性能的制冷剂。因而甲烷系选择了 R32，乙烷系选择了 R152a、R143a 和 R125 等。根据要求，采用不同物质和混合比就形成了庞大的混合制冷剂 (包括共沸和非共沸) 类物质。目前这类物质还在扩大。

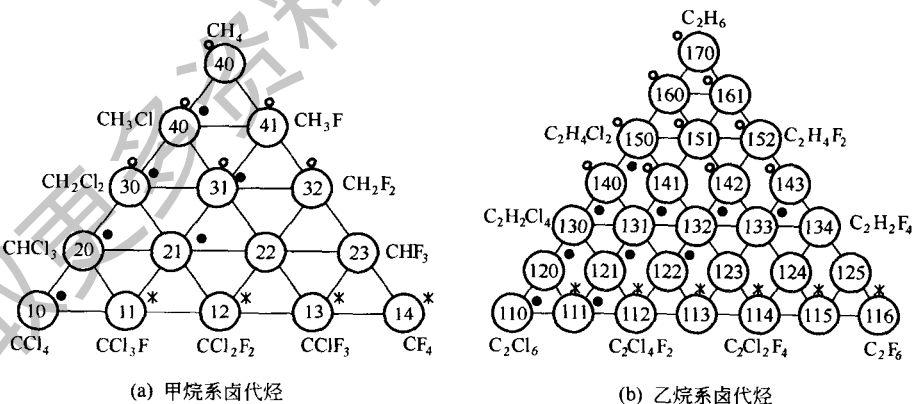


图 1-2 甲烷系和乙烷系卤代烃

○—可燃性；●—毒性；*—大气中寿命长

但混合物一般适用于某一范围，例如空调领域为 R404A (RAC)、R407C (PAC、HVAC)，低温为 R404A 和 R507A。另外，该类物质最大缺点是，系统一旦产生泄漏，则原来组分发生变化，影响机组性能，补充制冷剂时需将剩余成分抽出后，再完全补充新的制冷剂，显然成本增高，工序复杂。

另外，图 1-2 中的卤代烃（三角形左侧腰上的物质除外）均可称为“氟里昂”，它们是一个大家族（还有丙烷系、丁烷系等），目前暖通空调与制冷设备中采用 R22、R134a、R407C、R410A 等是它们中的一种或数种之混合物。

有人认为，未来 30 年的制冷剂将属于 ODP 和 GWP 都是零的天然制冷剂。然而，除了环境参数，我们也应当考虑制冷剂的热力学和安全特性。这些特性对产品开发和运行尤其重要。

丁烷、异丁烷和丙烷的可燃性较高，氨的可燃性和毒性处于中等。以后的建筑物规范修正本可能会不允许在建筑物内安装使用易燃制冷剂的冷水机组。近几年来，CO₂ 也吸引了很多注意，但和大型空调设备中所使用的其他制冷剂相比，它的压力非常高。高压容器不仅增加制造成本，也增加了运行中的安全隐患。CO₂ 作为制冷剂的最根本缺点是效率很低，其相应的间接效应对环境造成的负面影响大。所以，CO₂ 仅限在小型系统中使用，通常不适用于空调系统中采用的离心式冷水机组在内的大型制冷场合。

无论从哪个角度来说水都是一种安全的天然制冷剂，它的效率和热交换性能都很合理，一些机构已经在实验室中建立并测试了水作为制冷剂的样机。水用作制冷剂的一个巨大挑战是如何处理低压及高容积流量的问题，压缩机和机组的体积都比现有机组大很多，因此，安装时的占地面积和机组材料成本都很高。第二个缺点是水不能制取 0℃ 以下低温。

(2) 冷水机组中的替代制冷剂

① 环境影响评估 目前，我国使用的单一类制冷剂对大气环境的影响可以从表 1-3 中得出结论。CFCs 类物质的 ODP 和 GWP 值普遍较高，HCFCs 类物质的 ODP 与 GWP 值一般低得多，HFC 类物质的 ODP 值等于零，但 GWP 值相对较高，虽然 HC 类物质的 ODP

表 1-3 制冷剂的大气环境影响特性

类别	编号	分子式	大气中寿命 /年	ODP	GWP (按 100 年计)	(TLV-TWA) /ppm	LFL /%	安全性 类别
CFCs	R11	CCl ₃ F	45	1.0	4600	1000	无	A1
	R12	CClF ₂	100	0.82	10600	1000	无	A1
	R113	CCl ₂ FCClF ₂	85	0.90	6000	1000	无	A1
	R114	CClF ₂ CClF ₂	300	0.85	9800	1000	无	A1
	R115	CClF ₂ CF ₃	1700	0.40	7200	1000	无	A1
HCFCs	R22	CHClF ₂	11.9	0.034	1700	1000	无	A1
	R123	CHCl ₂ CF ₃	1.4	0.012	120	50	无	B1
	R124	CHClFCF ₃	6.1	0.026	620	1000	无	A1
	R141b	CH ₃ CCl ₂ F	9.3	0.086	700	500	5.8	A2
	R142b	CH ₃ CClF ₂	19	0.043	2400	1000	6.0	A2
HFCs	R23	CHF ₃	260	0	12000	1000	无	A1
	R32	CH ₃ F ₂	5.0	0	550	1000	12.7	A2
	R125	CHF ₂ CF ₃	29	0	3400	1000	无	A1
	R134a	CH ₂ FCF ₃	13.8	0	1300	1000	无	A1
	R143a	CH ₃ CF ₃	52	0	4300	1000	7.0	A2
	R152a	CH ₃ CHF ₂	1.4	0	120	1000	3.7	A2
	R227ea	CH ₃ CHF ₂ CF ₃	33	0	3500	1000	无	—
	R236fa	CF ₃ CH ₂ CF ₃	220	0	9400	1000	无	A1
	R245fa	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	7.2	0	950	300	无	B1
HCs	R170	CH ₃ CH ₃	—	0	3	1000	2.9	A3
	R290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	—	0	3	2500	2.1	A3
	R600	C ₄ H ₁₀	—	0	3	800	1.5	A3
	R600a	CH(CH ₃) ₃	—	0	3	800	1.2	A3
	R1270	C ₃ H ₆	—	0	3	660	2.0	A3
	R4(11)0	CH ₂ (CH ₂) ₃ CH ₂	—	0	11	—	1.4	A3

和 GWP 值接近零，但它们是易燃易爆物质。作为冷水机组使用 HCFC 类物质的 R22 和 R123 有着综合环保优点。尤其是 R123 的环保性能较为突出。

另外，当采用总当量变暖效应 (TEWI) 值和较为严格的全球变暖影响评价指标，即寿命期气候性能 (LCCP) 值对上述制冷剂评估时，在 RAC、PAC 和冷水机组中 R22 有着综合优势，仅在与混合物 R407C、R410A 比较中处于相当的地位或者稍稍劣势。R123 在大型离心式冷水机组中 (350~1000 冷吨) 比较 R134a 则 TEWI 将低 14%~20%，即 CO₂ 排放量将减少，而且 R123 目前看来是其他任何单一制冷剂所无法替代的。

② 安全性评估 制冷剂安全性主要反映在毒性和燃烧性两个方面。在 GB/T 7778 和 ASHRAE34 中，毒性分为低毒性 (A 类) 和高毒性 (B 类)。燃烧性分为三级，即 1 类不可燃、2 类具有燃烧性、3 类易燃易爆。由 A 或 B 和 1、2、3 中的一个数字组成综合等级用于反映制冷剂的毒性和燃烧性。

由表 1-3 可知，CFCs 均为 A1 类，HCFCs 的 R123 属于 B1 类，HFCs 的组成混合物组成的 R32、R143a、R152a 属于 A2 类，HCs 全部为 A3 类。

表 1-4 为由 PAFT (替代物氟碳烃毒性试验计划) 公布的主要单一制冷剂的毒性试验数据。从表 1-4 可知，PAFT 机构暂定 R123 制冷剂 8h 工作时间加权平均暴露浓度限值为 10~30ppm，J. M. Calm 与 G. C. Hourahan 指出，R123 的 TLV-TWA 为 50ppm (Refrigerant Data Summary. Engineered System, 2001. 11)。欧洲标准 PrEN378—1999 规定，R123 占用人员暴露浓度极限 (OEL) 为 100g/m³，美国 ASHRAE15—1994 规定，R123 的立即危及生命或健康浓度 (IDLE) 为 6.3g/m³。虽然 R123 具有优良的热工性能，但终究具有一定的毒性，故在大型离心式冷水机组中一方面要有优异的排气设备 (年泄漏量小于 1%)，使机房保持 R123 浓度低于 10~30ppm，同时根据 GB 9237—2001 《制冷和供热用机械制冷系统安全要求》中 5.8.3 的规定，机房应装设制冷剂浓度探测仪，其报警浓度应设在 10ppm，并设置排风机。

另外，在“特灵”1993 年 9 月第四期的《如何面对 CFC 问题》文章中刊登了美国杜邦公司发表的关于部分 CFCs、HCFCs 和 HFCs 的毒性试验结果，如表 1-5 所示。

表 1-4 PAFT 公布的主要单一制冷剂的毒性试验数据

项 目	HCFCs				HFCs				
	R22	R123	R124	R142b	R134a	R125	R32	R143a	R152a
急性毒性/ppm									
吸入白鼠 LC50(4h)		>350000	300000		>500000	>800000			
白鼠 ALC(4h)	220000			128000			>760000	>540000	>383000
经口白鼠 LD ₅₀		9000mg/kg							
狗诱发心脏病/ppm	50000	25000	25000		75000	350000	300000	300000	150000
遗传毒性									
Ames 试验		阴性	阴性		阴性				
染色体异常		阴性	阴性		阴性				
小核试验		阴性	阴性	2%, 15 周	阴性				
优性致死试验				阴性					
恶性毒性(吸入)/ppm									2 周
白鼠 28 日 NOEL								10000	100000
白鼠 90 日 NOEL					50000		50000	40000	
白鼠 90 日 NOAEL			50000			50000			

续表

项 目	HCFCs				HFCs				
	R22	R123	R124	R142b	R134a	R125	R32	R143a	R152a
奇异形成/ppm 白鼠		1000 暴露 无异常	50000 暴露无 异常	1~15 日 无异常	300000 暴露无 异常	50000 暴露无 异常	50000 暴露无 异常	40000 阴性	
兔子	6~15 日, 50000 阴性	5000 暴 露无异常	50000 暴露无 异常		40000 暴露无 异常	50000 暴露无 异常			
代谢试验		检查出 醋酸			0.5% 以下	没检出代 谢物质	0.5% 以下		
慢性毒性/发病性(吸 入)/ppm 白鼠 2 年 NOEL	老鼠 50000 阴性	300 以下		20000	10000	50000			2 年期间 不产生 癌变
白鼠 2 年 NOAEL			50000						
允许浓度/ppm AIHAWHEEL 8h-TWA	ACGIH TLV- TWA 1000	PAFT 暂定 AEL8h- TWA 10~30	1000	暂定 AEL8h- TWA 1000	1000	1000	1000	暂定 AEL8h- TWA 1000	1000

注: LC50/ALC (4h) 为在所示浓度下, 经过 4h 出现麻痹征兆; AIHA 为美国工业卫生协会; WELL 为工作环境暴露浓度极限; 8h-TWA-8h 工作时间加权平均暴露浓度极限; ACGIH 为美国政府工业卫生协会。

表 1-5 部分 CFCs、HCFCs 和 HFCs 的毒性试验结果

试验项目	CFCs			HCFCs		HFCs
	R11	R12	R114	R22	R123	R134a
ACL/LCSO(4h) ^①	26000	760000	>600000	>300000	32000	>500000
诱发心脏病允许极限浓度 ^②	5000	50000	45000	50000	20000	75000
麻醉效应允许浓度(10min) ^③	35000	254000	250000	140000	40000	205000(4h)
次慢性作用浓度 NOEL/NOEL ^④	10000	10000	10000	10000	<300	50000
慢性作用浓度	不致癌	不致癌	不致癌 ^⑤	轻度致癌	出现良性瘤	出现良性瘤
	1000	1000		1000	300	2500
	5000	5000		100000	1000	10000
				55000 ^⑥	5000 ^⑦	50000 ^⑧
AEL/TLV ^⑨	1000	1000	1000	1000	10	11
	(极限)				1000(1h) ^⑩	1000
					2500(1min) ^⑪	(WEEL-1000) ^⑪

① 在所示浓度下, 经过 4h 出现麻醉征兆, 说明制冷剂大量泄漏时, 由于缺氧, 都可使人窒息致死;

② 诱发心脏病的允许浓度 R11 为 5000ppm, 而 R123 为 20000ppm, R11 比 R123 更危险;

③ 在所示浓度下产生麻醉作用, R11 为 35000ppm, R123 为 40000ppm;

④ 经 90 天呼吸所示浓度空气时, 没有觉察到有什么征兆反应或副作用的征兆反应, 但 R123 作用浓度最低, 较为危险 (<300ppm);

⑤ 采用 R11、R12、R123 和 R114 的混合物, 每种各占 25% 的试验结果;

⑥ 只有在 50000ppm 时, 老鼠中出现涎液腺肿瘤, 通常在 105~130 周内出现;

⑦ 在浓度是其他制冷剂的 1/10 时, 胰脏、肝和睾丸出现良性肿瘤;

⑧ 50000ppm 时, 出现睾丸良性肿瘤;

⑨ 允许暴露浓度 (在 45 年内, 每周 5 天, 每天 8h 工作);

⑩ 杜邦公司规定的紧急状态下的允许暴露浓度极限;

⑪ WEEL 工作区域内的允许暴露浓度极限, 该文献总结说明, 在 R123 机房内制冷剂浓度完全可以控制在 1ppm 以下, 原因是 R123 是一种低压制冷剂, 一般是空气漏入机组内; 该公司研制出新一代不凝性气体排出设备可使排出的制冷剂接近于零, 即每排出 1kg 空气, 所排出的 R123 仅 4.9g; 机房设计应满足 ASHRAE15 标准的安全要求。

欧洲、日本和美国的十几个实验室做了各种试验来检验制冷剂毒性。这些试验包括麻醉（实验动物的睡意）， LC_{50} （致命的浓度）和心脏的感受。结果显示，R123（短期）剧烈吸入时毒性很低。同时针对人类从生物学角度调查了对肿瘤的影响，发现可忽略不计。结果显示 R123 不是具有致癌、影响发育和含有遗传毒素的毒物。基于这些广泛的实验，发现 R123 的毒性很低。

综上所述，完美理想的制冷剂是不存在的，必须有所折中。Xia Peter 认为，在短期内天然制冷剂很难广泛应用于商业空调设备中。与应用天然制冷剂相比，目前折中于采用较佳的 HCFCs、HFCs 及它们的混合物作为制冷剂。对折中采用的较佳制冷剂的评估表明，R152 和 R245fa 具有零 ODP 和高效能，看上去很有吸引力。但是，两者都被分类为 A2 类易燃制冷剂，其易燃性和高 GWP 减少了将来应用的可行性。混合工质 R407C、R410A 和 R404A 都是高压制冷剂，即使不考虑它们的高 GWP 值，也不适合用于大型离心式冷水机组。因此，最好的选择是 R123，因为它高效、低 GWP 值和短的大气层寿命；其次是 ODP 值为零和安全的 R134a。J. M. Calm 进一步指出，R134a 主要用在冷量超过 15MW 的冷水机组。对于 R123 的替代将是困难的过渡，因为它所有的替代物都在性能或安全性能上有所欠缺。明确的解决方案是从蒙特利尔议定书规定的淘汰物质中剔除 R123，这种剔除应仅限于作为冷水机组的制冷剂。剔除的科学依据是很有力的，因为 R123 对同温层中臭氧的损耗作用并不明显，而在减少全球变暖方面的好处是明显的，而且它是生存寿命最短的几种制冷剂之一。同时必须指出，不应混淆发达国家与发展中国家的淘汰时间表，HCFC 类制冷剂 R22 和 R123 在发展中国家今后还可以生产和消费到 2040 年。当然，在使用中应对机组的密封性严加管理，以减少对臭氧层的损耗。

1.2 单级压缩蒸气制冷循环

压缩式蒸气制冷机（简称蒸气制冷机）是目前应用最广泛的一种制冷机。这类制冷机设备比较紧凑，可以制成大、中、小型，以适应不同场合的需要，能达到的制冷温度范围比较宽，且在普通制冷温度范围内具有较高的循环效率。由于中央空调系统中的冷水机组常采用单级压缩蒸气制冷循环，所以本节仅介绍单级压缩蒸气制冷的理论循环和实际循环。

1.2.1 单级压缩蒸气制冷的理论循环

单级压缩蒸气制冷循环是指将制冷剂经过一级压缩、从蒸发压力压缩到冷凝压力的制冷循环。

1.2.1.1 理论循环

为了能应用热力学理论对蒸气制冷机的实际过程进行分析，通常先提出一种简化的循环，称为理论循环。理论循环忽略了制冷机在实际运转中的一些复杂因素，将循环加以抽象，以便于分析一些基本参数对循环的影响。这样的循环也将作为以后研究制冷机实际循环的基础。

单级理论循环是建立在以下一些假设的基础上的：a. 压缩过程为等熵过程，即在压缩过程中不存在任何不可逆损失；b. 在冷凝器和蒸发器中，制冷剂的冷凝温度等于冷却介质的温度，蒸发温度等于被冷却介质的温度，且冷凝温度和蒸发温度都是定值；c. 离开蒸发器和进入压缩机的制冷剂蒸气为蒸发压力下的饱和蒸气，离开冷凝器和进入节流装置的液体为冷凝压力下的饱和液体；d. 制冷剂在管道内流动时，没有流动阻力损失，忽略动能变化，除了蒸发器和冷凝器内的管子外，制冷剂与管外介质之间没有热交换；e. 制冷剂在流经节

流装置时，流速变化很小，可以忽略不计，且与外界环境没有热交换。

图 1-3 为上述理论循环在温-熵 ($T-s$) 图和压-焓 ($\lg p-h$) 图上的表示。压缩机吸入的是以点 1 表示的饱和蒸气，1→2 表示制冷剂在压缩机中的等熵压缩过程，2→3→4 表示制冷剂在冷凝器中的冷却和凝结过程。在冷却过程 2→3 中，制冷剂与环境介质有温差，在凝结过程 3→4 中，制冷剂与环境介质无温差，在冷却和凝结过程中制冷剂压力保持不变，且等于冷凝温度 T_k 下的饱和蒸气压力 p_k 。4→5 表示节流过程，制冷剂在节流过程中压力和温度都降低，但焓值保持不变，且进入两相区。5→1 表示制冷剂在蒸发器中的蒸发过程，制冷剂在温度 T_0 、饱和压力 p_0 保持不变的情况下蒸发，而被冷却物体或载冷剂的热量被制冷剂带走。制冷剂的蒸发温度与被冷却物体间无温差。

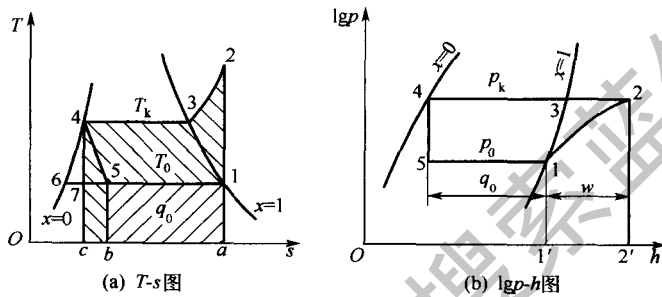


图 1-3 理论循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

按照热力学第一定律，对于在控制容积中进行的状态变化存在如下关系

$$dq = dh - dw \quad (1-2)$$

这里，把自外界传入的功作为负值。对上式积分可以得到整个过程的表达式

$$q = \Delta h - w \quad (1-3)$$

按照式(1-2)和式(1-3)，单级压缩蒸气制冷机循环的各个过程有如下关系。

(1) 压缩过程

$$dq = 0$$

因而

$$dw = dh$$

$$w = h_2 - h_1 \quad (1-4)$$

w 称为单位理论功，在 $T-s$ 图上用面积 1-2-3-4-c-b-5-1 表示，而在 $\lg p-h$ 图上以横坐标轴上的线段 1'-2' 的长度来表示。

(2) 冷凝过程

$$dw = 0$$

因而

$$dq = dh$$

$$q_k = h_2 - h_1 \quad (1-5)$$

q_k 称为单位冷凝热，在 $T-s$ 图上用面积 a-2-3-4-c-a 表示，而在 $\lg p-h$ 图上是以线段长度 2-4 表示。

(3) 节流过程 节流过程为一不可逆过程。对整个节流过程前后可用积分式表示，即

$$w = 0, q = 0$$

因而

$$\Delta h = 0$$

$$h_4 = h_5 \quad (1-6)$$

即节流过程前后焓值相等，4、5 两点在等焓线上。

(4) 蒸发过程

$$dw = 0$$

因而

$$dq = dh$$

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4 \quad (1-7)$$

q_0 称为单位制冷量, 习惯上取为正值, 在 $T-s$ 图上用面积 1-5-b-a-1 表示, 而在 $\lg p-h$ 图上则用线段 5-1 表示。

1.2.1.2 性能指标

为了说明单级压缩蒸气制冷理论循环的性能, 采用下列一些性能指标, 这些性能指标均可通过循环各点的状态参数计算出来。

(1) 单位制冷量 q_0 压缩蒸气制冷循环单位制冷量可按式(1-7) 计算。单位制冷量也可以表示成汽化潜热 r_0 和节流后的干度 x_5 的函数

$$q_0 = r_0 (1 - x_5) \quad (1-8)$$

由式(1-8) 可知, 制冷剂的汽化潜热越大, 或节流所形成的蒸气越少 (x_5 越小), 则循环的单位制冷量就越大。

(2) 单位容积制冷量 q_v 单位容积制冷量可按下式计算

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (1-9)$$

为了制取一定的制冷量, 若选用 q_v 大的制冷剂, 则压缩机需要提供的输气量就小。单位容积制冷量不仅随制冷剂的种类而变, 而且还随压缩机的吸气状态而变。对某一具体的制冷剂来说, 理论循环的蒸气比体积随蒸发温度 (或蒸发压力) 的降低而增大, 若冷凝温度已经确定, 则 q_v 将随蒸发温度的降低而变小。

(3) 理论比功 w_0 理论循环中制冷压缩机输送单位 (1kg) 制冷剂所消耗的功称为理论比功。由于制冷剂在节流过程中不做外功, 因此, 压缩机所消耗的理论比功即等于循环的理论比功。对于单级压缩蒸气制冷理论循环来说, 理论比功可表示为

$$w_0 = h_2 - h_1 \quad (1-10)$$

单级压缩蒸气制冷循环的理论比功也是随制冷剂的种类和制冷循环的工作温度而变的。

(4) 单位冷凝热 q_k 单位 (1kg) 制冷剂蒸气在冷凝器中放出的热量, 称为单位冷凝热。单位冷凝热包括显热和潜热两部分

$$q_k = (h_2 - h_3) + (h_3 - h_4) = h_2 - h_4 \quad (1-11)$$

比较式(1-7)、式(1-10) 和式(1-11) 可以看出, 对于单级压缩式蒸气制冷理论循环, 存在着下列关系

$$q_k = q_0 + w_0 \quad (1-12)$$

这和用热力学第一定律分析循环时得出的结论完全一致。

(5) 制冷系数 ϵ_0 对于单级压缩蒸气制冷的理论循环, 制冷系数为

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1-13)$$

在冷凝温度和蒸发温度给定的情况下, 制冷系数越大, 表示循环的经济性越好。

(6) 热力完善度 η 单级压缩蒸气制冷的理论循环的热力完善度按定义可表示为

$$\eta = \frac{\epsilon_0}{\epsilon_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \times \frac{T_k - T_0}{T_0} \quad (1-14)$$

这里, ϵ_c 为在蒸发温度 (T_0) 和冷凝温度 (T_k) 之间工作的逆卡诺循环的制冷系数。热力完善度越大, 说明该循环接近可逆循环的程度越大。

制冷系数和热力完善度都是用来评价循环经济性的指标，但是它们的意义是不同的。制冷系数是随循环的工作温度而变的，因此只能用来评定相同热源温度下循环的热力学经济性；而对于在不同温度下工作的制冷循环，需要通过热力完善度的数值大小（接近 1 的程度）来判断循环的热力学经济性。

1.2.1.3 液体过冷、吸气过热及回热循环

前面所述的循环是单级压缩蒸气制冷的的基本循环，也是最简单的循环。在实用上，根据实际条件对循环往往要做一些改进，以提高循环的热力完善度。在单级制冷循环中，这一改进主要有液体过冷、吸气过热及由此而产生的回热循环。

(1) 液体过冷 将节流前的制冷剂液体冷却到低于冷凝压力对应的饱和温度的状态，称为液体过冷。带有液体过冷过程的循环，叫做液体过冷循环。

由制冷剂的 $\lg p-h$ 图可知，节流前液体的过冷度越大，则节流后的干度 x 就越小，循环的单位制冷量就越大。因此，采用液体过冷对提高制冷量和制冷系数都是有利的。图 1-4 表示了过冷循环 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 4' \rightarrow 5' \rightarrow 1$ 的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图中 $4 \rightarrow 4'$ 为制冷剂液体在过热器中的过冷过程。过热器实际上就是一个换热器，来自冷凝器的饱和液体经过过热器再放出热量给冷却介质，使自己成为过冷状态。 $4' \rightarrow 5'$ 为节流过程，其余过程与基本循环相同。

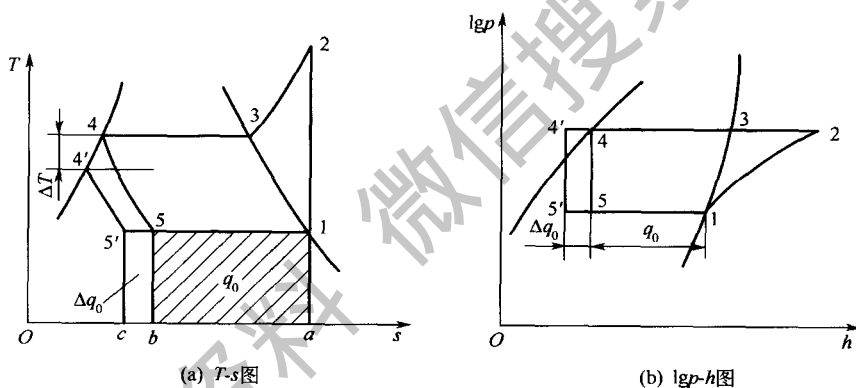


图 1-4 过冷循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

与无过冷的循环 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 1$ 相比，过冷循环的单位制冷量的增加量为

$$\Delta q_0 = h_5 - h'_5 = h_4 - h'_4 \quad (1-15)$$

在图 1-4(a) 中， Δq_0 以面积 $5'-5-b-c$ 表示，在图 1-4(b) 中， Δq_0 以线段 $5'-5$ 表示。因两个循环的理论比功 w_0 相同，过冷循环的制冷系数 ϵ' 比无过冷循环的制冷系数 ϵ 要大。

$$\epsilon' = \frac{(h_1 - h_4) + (h_4 - h'_4)}{h_2 - h_1} = \epsilon_0 + \frac{c' \Delta t}{h_2 - h_1} \quad (1-16)$$

式中， c' 为液体的平均比热容； Δt 为过冷度。

由式(1-16)可知，采用过冷循环可以使循环的制冷系数提高，提高的数值等于 $\frac{c'}{h_2 - h_1}$ 和 Δt 的乘积。因此，过冷度越大，循环的制冷系数提高得越多。此外，一定的过冷度还可以防止进入节流机构前制冷剂处于两相状态，使节流机构工作稳定。

制冷剂液体的过冷过程一般是在过冷器中实现的。过冷器的冷却介质温度通常要比冷凝器的冷却介质温度低。冷凝器如果采用蛇管式或逆流套管式，冷凝器的尾部（即充满液体的部分）也可起过冷器的作用。当过冷器单独设置时，要增加冷却水或深井水设施，水泵还要

消耗功，在这种情况下采用过冷循环在经济上是否有利，需经技术经济分析才能确定。

(2) 吸气过热 压缩机吸入前的制冷剂蒸气的温度高于吸气压力下制冷剂的饱和温度时，称为吸气过热。具有吸气过热过程的循环，称为吸气过热循环。

图 1-5 是吸气过热循环 $1 \rightarrow 1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 1$ 的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图中 $1 \rightarrow 1'$ 是吸气的过热过程，其余与基本循环相同。

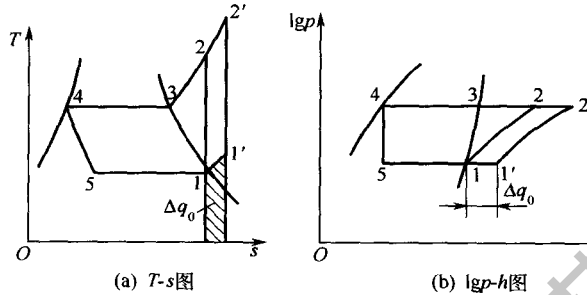


图 1-5 过热循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

如果吸入蒸气的过热发生在蒸发器的后部，或者发生在安装于被冷却空间内的吸气管道上，或者发生在两者皆有的情况下，那么由于过热而吸收的热量来自被冷却的空间，因而产生了有用的制冷效果，这种过热称为有效过热。与无过热基本循环相比，有效过热循环的单位制冷量增大了 Δq_0 ，即

$$\Delta q_0 = h_{1'} - h_1 \quad (1-17)$$

循环的理论比功也增大了 Δw_0 ，即

$$\Delta w_0 = (h_{2'} - h_{1'}) - (h_2 - h_1) \quad (1-18)$$

因而有效过热循环的制冷系数可表示为

$$\epsilon' = \frac{q_0'}{w'} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0} \quad (1-19)$$

由制冷剂的 $\lg p-h$ 图可得，在过热度区，过热度越大，等熵线的斜率越小。根据式(1-18)得

$$\Delta w_0 > 0 \quad (1-20)$$

因此，虽然有效过热的循环制冷量增大了，但耗功量也增大了。有效过热循环的制冷系数 ϵ' 是大于还是小于无过热循环的制冷系数 ϵ_0 ，取决于比值 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0}$ 是大于还是小于 ϵ_0 。如果 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} >$

ϵ_0 ，则过热有利。如果 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} < \epsilon_0$ ，则过热不利。可以通过计算不同制冷剂在不同过热度条件下

制冷系数的变化情况来定量分析上述结论。图 1-6 是蒸发温度为 0°C 、冷凝温度为 40°C 时计算得到的结果。由该图可知，制冷系数的增加还是减少仅仅与制冷剂的种类有关，而改变量的绝对值几乎与过热度成正比。用同样的方法分析有效过热对容积制冷量的影响，会得到与图 1-6 非常相似的结果。

上述分析是将吸气过热时所吸收的热量 Δq_0 作为可利用的制冷量，即有效过

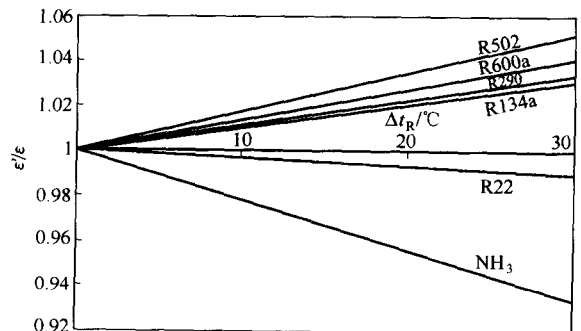


图 1-6 有效过热的过热度对制冷系数的影响

热。但也有另一种形式的蒸气过热，即制冷剂蒸气在被冷却空间以外吸取环境空气的热量而过热，这种过热称为无效过热。这时蒸气所吸收的热量不属于制冷量，由式(1-17)~式(1-20)可知，过热循环的制冷系数必然降低，因此无效过热也称作有害过热。制冷剂蒸气在吸气管中的过热一般为无效过热。蒸发温度越低，则无效过热的影响越大。为了减轻无效过热，吸气管需包绝热材料。

此外，不管是有效过热还是无效过热，虽然一定的过热度对容积式压缩机的吸气效果会有所改善，也可避免吸入气体可能带液所导致的不利后果，但是，过热都将引起压缩机排气温度 ($t_{2'}$) 的增加，这一点对压缩机的工作不利。在实际操作过程中，即使采用 R502 制冷剂，也不要使过热度太大。表 1-6 给出了蒸发温度为 0°C 、冷凝温度为 40°C 时，不同制冷剂在过热度分别为 0°C 和 30°C 时压缩机的排气温度计算结果。

表 1-6 过热度对排气温度的影响

过热度/ $^{\circ}\text{C}$	排气温度/ $^{\circ}\text{C}$					
	R502	R600a	R290	R134a	R22	NH_3
0	45.3	37.4	44.4	44.1	55.9	93.0
30	73.9	65.7	72.1	72.9	86.3	131.5

(3) 回热循环 由前述分析可知，液体过冷对提高循环性能有好处，但要实现液体过冷需要有温度更低的冷却介质。利用回热使节流前的制冷剂液体与压缩机吸入前的制冷剂蒸气进行热交换，使液体过冷、蒸气过热，称之为回热。具有回热的制冷循环，称为回热循环。

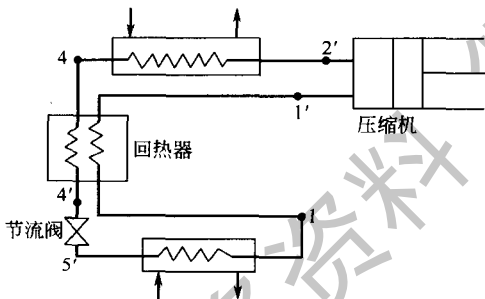


图 1-7 单级压缩蒸气制冷回热循环流程

回热循环的流程见图 1-7，制冷剂液体在回热器中被低压蒸气冷却，然后经节流阀进入蒸发器。从蒸发器流出的低压蒸气进入回热器，在其中被加热后再进入压缩机压缩，压缩后的制冷剂气体进入冷凝器中冷凝。

图 1-8 是回热循环 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 4' \rightarrow 5' \rightarrow 1 \rightarrow 1'$ 的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图中 $1 \rightarrow 1'$ 是蒸气的过热过程， $4 \rightarrow 4'$ 是液体的过冷过程，过热和过冷是在回热器内进行的。若不计回热器与外界环境之间的热交换，则液体过冷的热量等于使蒸气

过热的热量，其热平衡关系为

$$h_4 - h_{4'} = h_{1'} - h_1 \quad (1-21)$$

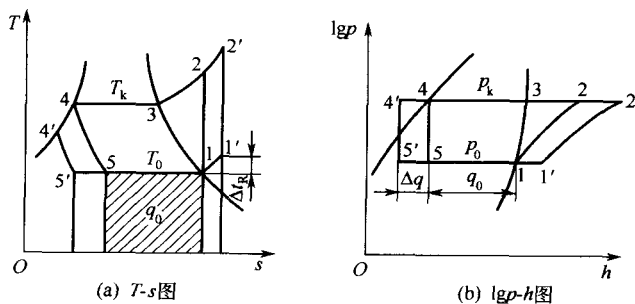


图 1-8 回热循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

或

$$c'(t_k - t_4') = c_{p0}(t_1' - t_0) \quad (1-22)$$

式中, c' 是液体的比热容; c_{p0} 是低压蒸气的比定压热容。

由式 (1-22) 可得

$$t_4' = t_k - \frac{c_{p0}}{c'}(t_1' - t_0) \quad (1-23)$$

由于 c_{p0} 总是小于 c' , 因此永远是 $t_4' > t_0$, 即液体通过回热器不可能冷却到蒸发温度 t_0 。当选定 t_1' 之后即可由式 (1-23) 求出 t_4' 。

回热循环的性能指标如下

单位制冷量 $q'_0 = h_1 - h_4' = h_1' - h_4 \quad (1-24)$

单位容积制冷量 $q'_v = \frac{q'_0}{v_1'} \quad (1-25)$

单位功 $w' = h_2' - h_1' \quad (1-26)$

制冷系数 $\epsilon' = \frac{q'_0}{w'} = \frac{h_1 - h_4'}{h_2' - h_1'} \quad (1-27)$

由图 1-8 可知, 与无回热循环 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 1$ 相比较, 回热循环的单位制冷量增大了 Δq_0 。

$$\Delta q_0 = h_4 - h_4' = h_1' - h_1 = c_{p0} \Delta t_R \quad (1-28)$$

单位功也增大了 Δw_0 , 即

$$\Delta w_0 = w' - w_0 = (h_2' - h_1') - (h_2 - h_1) \quad (1-29)$$

比体积增大到 v_1' 。制冷系数及单位容积制冷量是增大还是减小, 需要具体加以分析才能作出回答。

回热循环的单位制冷量可表示为

$$q'_0 = q_0 + c_{p0} \Delta t_R$$

循环的单位功可近似地表示为

$$w' = w_0 \frac{T_1'}{T_0} = w_0 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0} \right) \quad (1-30)$$

单位容积制冷量和制冷系数可表示为

$$q'_v = \frac{q'_0}{v_1'} = \frac{q_0 + c_{p0} \Delta t_R}{v_1 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0} \right)} = q_v \frac{1 + \frac{c_{p0}}{q_0} \Delta t_R}{1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}} \quad (1-31)$$

$$\epsilon' = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0} \right)} = \epsilon_0 \frac{1 + \frac{c_{p0}}{q_0} \Delta t_R}{1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}} \quad (1-32)$$

由式(1-31)和式(1-32)可看出, 回热循环的单位容积制冷量和制冷系数, 相对于无回热循环变化的程度是相同的。如果要使回热循环的单位容积制冷量及制冷系数比无回热循环高, 其条件应是

$$1 + \frac{c_{p0}}{q_0} \Delta t_R > 1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}$$

即

$$c_{p0} T_0 > q_0 \quad (1-33)$$

显然，对于一定的蒸发温度来说，式(1-33)是否成立，只取决于制冷剂的物性。凡是满足式(1-33)条件的制冷剂，采用回热循环后制冷系数可以提高，单位容积制冷量可以增大，因此是有利的，在实际应用中宜采用回热循环。而对于不满足式(1-33)条件的制冷剂，回热循环的制冷系数及单位容积制冷量比无回热循环的低。

实际上，也可以通过与过热循环的比较来得到一些有用的结论。比较式(1-17)与式(1-28)以及式(1-18)与式(1-29)可知，回热循环制冷量以及制冷系数的改变量与有效过热循环一样，因此由图 1-6 和表 1-7 得出的结论同样适合于回热循环，即从单位容积制冷量和制冷系数角度看，R502、R290、R600a、R134a 等制冷剂采用回热循环有利，而 R717 采用回热循环不利。此外，回热循环还具有过冷循环由于制冷剂液体过冷所带来的优点。

因此，在实用上是否采用回热循环，除了考虑制冷系数及单位容积制冷量是否提高以外，还应考虑下列一些因素：a. 采用回热后，使节流前制冷剂成为过冷状态，可以在节流过程中减少汽化，使节流机构工作稳定；b. 采用回热后，自蒸发器出来的气体流过回热器时压力有所降低，因而增大了压缩机的压比，引起压缩功的增大。因此，究竟在什么情况下采用回热循环，要综合上述因素，具体分析后做出抉择。

1.2.1.4 非共沸混合制冷剂循环

对于变温热源，洛伦兹循环具有最高的效率。在工程应用中，大部分冷却介质和载冷剂（如空气、水、乙二醇等）都是利用显热携带热量。这种载冷剂的特点是，随着携带热量的变化，它们的温度要发生变化。这就是说，制冷系统的高低温热源大部分为变温热源。因此，如何在工程实际中实现洛伦兹循环，对于节约能源具有非常重要的意义。

当然，可以利用制冷剂的显热来吸收或释放热量，如空气制冷机。但是，一般说来，显热比潜热要小得多，即用显热制冷的制冷机其容积制冷量都很小，难以满足实际应用的要求。要实现相变制冷，同时又要实现定压吸热或放热时制冷剂温度要发生变化，来满足洛伦兹循环的要求，单一制冷剂和共沸制冷剂都不行，人们自然想到了非共沸混合制冷剂，用非共沸混合制冷剂来近似实现洛伦兹循环是非共沸混合制冷剂的一大优点。很多研究表明，利用非共沸混合制冷剂的特点，结合逆流式热交换器的采用，可以在制冷或热泵装置中取得显著的节能效果。

此外，用非共沸混合制冷剂还可以实现用单级压缩获得较低的蒸发温度。下面分别讨论非共沸混合制冷剂的这两种循环。除非特别指明，有关理论循环的假设同样适用于这里的分析。

(1) 单级压缩基本循环 图 1-9 和图 1-10 分别为非共沸混合制冷剂基本循环的系统图和 $T-s$ 图。它同单一制冷剂循环基本一样，只是由于非共沸混合制冷剂在定压相变时温度会发生变化，为了充分利用这一优势，将蒸发器和冷凝器做成逆流。

非共沸混合制冷剂循环的工作参数选择较单一制冷剂要复杂些，制冷剂的冷却冷凝过程如图 1-11 所示。压缩机出来的高压制冷剂气体组成为 ξ ，温度为 T_2 ，进入冷却器被冷却成饱和和蒸气（即露点，温度为 T_3 ），然后再进入冷凝器，制冷剂在冷凝器里放热凝结成为饱和液体（即泡点，温度为 T_4 ），然后进入节流阀节流降压。 T_3 和 T_4 的选择是根据冷却介质的温度变化情况并考虑一定的传热温差而确定的。选定 T_3 和 T_4 后，根据压缩机的排气压力实际情况来确定混合制冷剂的组成 ξ 。这里的混合制冷剂组成确定仅考虑凝结过程的泡、露点温度匹配因素，实际上，还必须考虑蒸发过程的温度匹配问题。蒸发过程的 $T-\xi$ 图如图 1-12

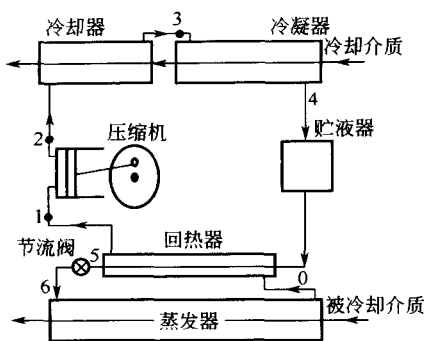


图 1-9 带回热非共沸混合制冷剂基本循环的系统图

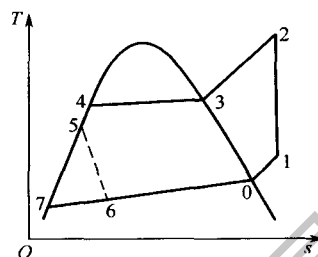


图 1-10 非共沸混合制冷剂循环的 T-s 图

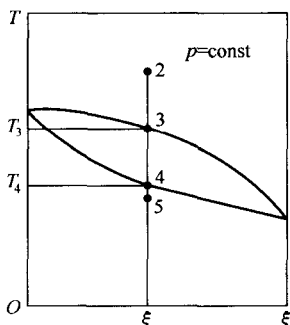


图 1-11 冷凝过程的 T-ξ 图

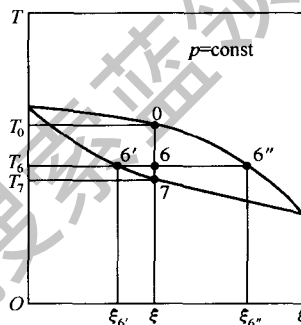


图 1-12 蒸发过程的 T-ξ 图

所示，从节流阀里出来的制冷剂为两相状态（点 6），压力为蒸发压力，温度为 T_6 ，对应的液相组成为 ξ_6' ，气相组成为 ξ_6'' 。这些两相的制冷剂在蒸发器里吸热蒸发到露点状态（点 0），此时温度为蒸发压力下的露点温度 T_0 。然后，它们经回热器回热后，回到制冷压缩机。 T_0 和 T_6 的选择是根据被冷却介质的温度变化情况同时考虑一定的传热温差而确定的。在 T_0 和 T_6 确定后，再根据蒸发压力来决定混合制冷剂的组成 ξ 。这里得到的 ξ 仅考虑蒸发温度的匹配情况，它与根据冷凝过程温度匹配得到的 ξ 通常是不一样的。最终是选择哪一个 ξ 要综合考虑各方面的因素而最后确定。

用于确定混合制冷剂的最佳组成的方法很多，最好的方法应该用综合经济指标作目标函数，用最优化的方法确定混合制冷剂的最佳组成。

混合制冷剂成分确定以后，接下来就要计算混合制冷剂状态参数。混合制冷剂状态参数计算比单一制冷剂要复杂，牵涉到混合物以及溶液热力学的有关知识，由于篇幅限制，不能对它们进行详细的介绍。但作为一种近似，这里简单介绍理想气体和理想溶液的模型，即把混合制冷剂气体看成是理想气体，把混合制冷剂液体看成是理想溶液。这样，混合制冷剂的比体积就可以通过下式计算

$$v = \sum_{i=1}^n v_i^0 \xi_i \quad (1-34)$$

式中， v_i^0 是第 i 组分单一制冷剂在系统压力和温度下的比体积，它们可以用一定的方法进行计算或查图表得到； ξ_i 是第 i 组分单一制冷剂的质量分数。

混合制冷剂的比焓和比熵可用下式计算

$$h = \sum_{i=1}^n h_i^0 \xi_i \quad (1-35)$$

$$s = \sum_{i=1}^n s_i^0 \xi_i \quad (1-36)$$

同 v_i^0 一样, h_i^0 和 s_i^0 分别是第 i 组分单一制冷剂在系统压力和温度下的比焓和比熵, 它们可以用一定的方法进行计算或查图表得到; ξ_i 是第 i 组分单一制冷剂的质量分数。

若处于相平衡时, 混合制冷剂的饱和和蒸气压可以由下式计算

$$p = \sum_{i=1}^n p_i^0 x_i \quad (1-37)$$

式中, p_i^0 是第 i 组分单一制冷剂在系统温度下的饱和蒸气压, 它们可以用一定的方法进行计算或查图表得到; x_i 是第 i 组分单一制冷剂的物质的量分数。

在确定了各状态点的热力参数之后, 就可对循环进行热力计算, 计算方法与单一制冷剂制冷循环相同, 即使用式(1-8)~式(1-14) 等进行计算。

(2) 单级压缩分凝循环 混合制冷剂单级压缩不仅可用于常规制冷, 而且还可用于获取制冷温度较低的场合。这时, 混合制冷剂中高沸点组分和低沸点组分的沸点差要足够大; 其次, 要采用分凝循环。图 1-13 是这种循环的流程示意图。

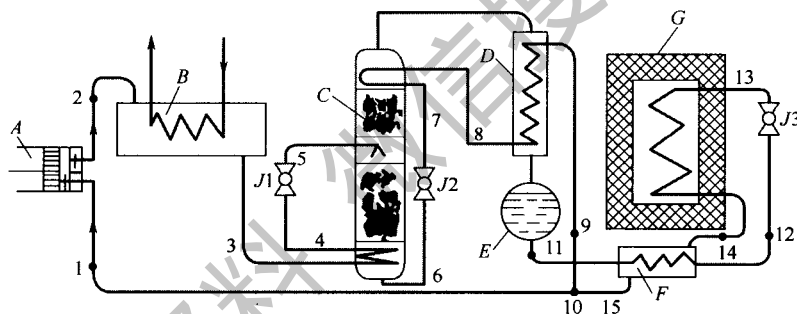


图 1-13 单级压缩分凝循环流程

A—压缩机; B—冷凝器; C—精馏塔; D—冷凝蒸发器; E—气液分离器;
F—回热器; G—蒸发器; J1、J2、J3—节流器

分凝循环工作原理为: 压缩机 A 将气态混合制冷剂压缩为高压状态, 经冷凝器 B 冷却凝结后在精馏塔 C 底部进一步放热, 在节流阀 J1 中稍微降压后进入精馏塔。在精馏塔中, 混合制冷剂经热质交换分离成高沸点组分和低沸点组分两部分。在塔底的高沸点组分液体经 J2 节流降压降温后进入精馏塔顶部, 在这里少量制冷剂液体吸热蒸发使管外的低沸点制冷剂少量冷凝成为液体, 作为精馏塔的回流液。大部分高沸点制冷剂在冷凝蒸发器 D 中吸热蒸发成为气态。另一方面, 从精馏塔顶部出来的低沸点制冷剂蒸气在冷凝蒸发器 D 中被冷凝, 经气液分离器 E、回热器 F 后进入节流阀 J3, 在这里降压降温后进入蒸发器 G 吸热蒸发, 从而产生制冷效果。从蒸发器出来的低温蒸气在回热器 F 中吸热后, 与高沸点制冷剂蒸气汇合后回到压缩机, 从而完成一个循环。

从上述原理可以看出, 在蒸发器里蒸发的是低沸点制冷剂液体, 在相同的蒸发压力下, 低沸点制冷剂将具有更低的蒸发温度, 从而实现较低的制冷温度。如果采用单一低沸点制冷剂单级压缩循环, 则所需的冷凝压力将非常高, 通常难以实现。在分凝循环中, 低沸点制

剂的冷凝是由高沸点制冷剂的蒸发来实现的，因而无须很高的压力。分凝循环的这一优点为单级压缩实现较低的制冷温度提供了一条有效的途径。

1.2.2 单级压缩蒸气制冷的实际循环

1.2.2.1 实际循环的特性

实际循环和理论循环有许多不同之处。

① 压缩机的压缩过程不是等熵过程。

② 流动过程阻力产生压力损失。

③ 制冷剂流经管道及阀门时同环境介质间有热交换，尤其是自节流阀以后，制冷剂温度降低，热量便会从环境介质传给制冷剂，导致漏热，引起冷量损失。

④ 热交换器中存在温差，例如冷却水或空气的温度 T 低于冷凝温度 T_k ，且 T 是变化的（进口温度低，出口温度高）；载冷剂或被冷却物的温度 T'_0 低于蒸发温度 T_0 ，通常载冷剂的温度也是变化的（进口温度高，出口温度低）。

热交换器中存在温差对系统性能的影响，在这里不加讨论。下面分别讨论非等熵压缩、阻力和漏热对循环特性的影响。

(1) 非等熵压缩的影响 在理论循环中，曾假设压缩机的压缩过程为等熵过程。实际上，在压缩的开始阶段，由于汽缸壁温度高于吸入蒸气的温度，因而存在着由汽缸壁向蒸气传递热量的过程，压缩到某一阶段后，由于气体被压缩后温度升高，当气体温度高于汽缸壁面温度时，热量又由蒸气传向汽缸壁面，因此整个压缩过程是一个压缩指数在不断变化的多方过程。另外，由于压缩机汽缸有余隙容积的存在，气体经过吸、排气阀及通道处有热量交换及流动阻力，气体通过活塞与汽缸壁面间隙处会产生泄漏等，这些因素都会使压缩机的输气量减少、制冷量下降、消耗的功率增大。

(2) 流动过程阻力的影响

① 吸气管道 从蒸发器出口到压缩机吸气入口之间的管道称为吸气管道。制冷剂从吸气管道中流过时必定存在流动阻力，这一阻力损失引起的压力降，直接造成压缩机吸气压力的降低，对实际循环的性能有重大影响。这种影响表现为压缩机吸入口的吸气比体积增大，压缩机的压比增大，单位容积制冷量减小，压缩机容积效率降低，比压缩功增大，制冷系数下降。

在实际工程中，可以通过降低流速的办法来降低阻力，即通过增大管径来降低压力降。但考虑到有些场合，为了确保润滑油能顺利地由蒸发器返回压缩机，这一流速又不能太低。此外，应尽量减少设置在吸气管道上的阀门、弯头等阻力部件，以减少吸气管道的阻力。

② 排气管道 从压缩机出口到冷凝器入口之间的管道称为排气管道。同样，排气管道上的压力降会导致压缩机的排气压力升高，从而使压缩机的压比增大、容积效率降低、制冷系数下降。在实际中，由于这一阻力降相对于压缩机的吸排气压力差要小得多，因此，它对系统性能的影响要比吸气管道阻力的影响小。

③ 液体管道 从冷凝器出口到节流装置入口之间的管路称为液体管道。由于液体流速较气体要小得多，因而阻力相对较小。但在许多场合下，冷凝器出口与节流装置入口不在同一高度上，若前者的位置比后者低，由于静液柱的存在，高度差会导致压力降。该压力降对于具有足够过冷度的制冷系统，则系统性能不会受其影响。但如果从冷凝器里出来的制冷剂为饱和状态或过冷度不大，则液体管道的压力降将导致管路内部的制冷剂汽化，从而使进入节流装置的制冷剂处于两相状态，这将增加节流过程的压力降，对系统性能产生不利的影

响，同时，对系统的稳定运行也产生不利影响。为了避免这些影响，在设计制冷系统时要注意冷凝器与节流装置的相对位置，同时，要降低节流前管路的阻力损失。

④ 两相管道 从节流装置到蒸发器之间的管道中流动着两相的制冷剂，称之为两相管道。通常这一两相管道的距离较短，而且，由它引起的阻力降对系统性能几乎没有影响。因为对于给定的蒸发温度而言，制冷剂进蒸发器之前压力必须降低到蒸发压力，这一压力的降低不管是发生在节流装置内还是发生在两相管道上都是无关紧要的。但是，如果系统中有多个蒸发器共用一个节流装置，则要尽量保证从液体分配器到各个蒸发器之间的阻力降相等，否则将出现分液不均匀现象，影响制冷效果。

⑤ 蒸发器 在讨论蒸发器中的压降对循环性能的影响时，必须注意到它的比较条件。如果假定不改变制冷剂出蒸发器时的状态，为了克服蒸发器中的流动阻力，必须提高制冷剂进蒸发器时的压力，即提高开始蒸发时的温度。由于节流前后焓值相等，又因为压缩机的吸入状态没有变化，故制冷系统的性能没受到什么影响。它仅使蒸发器中的传热温差减小，要求传热面积增大而已。如果假定不改变蒸发过程中的平均传热温差，那么出蒸发器时的制冷剂压力稍有降低，其结果与吸入管道阻力引起的结果一样。

⑥ 冷凝器 假定出冷凝器的压力不变，为克服冷凝器中的流动阻力，必须提高进冷凝器时的压力，其结果与排气管道阻力引起的结果一样。

(3) 漏热的影响 无论是制冷系统的高温部分还是低温部分，它们与环境之间总存在温差，因而不可避免地要与环境进行热交换，产生漏热。除压缩机、排气管道、冷凝器和液体管道这些高温部分的漏热对制冷系统无不利的影响外（对于热泵系统，这些漏热也是损失），其余漏热对系统性能都将产生不利的影响。显然，两相管道和蒸发器的漏热是制冷量的直接损失，使系统的制冷量降低，能耗提高，而吸入管道的漏热产生的后果与前面讨论过的无效过热的后果一样。因此，在实际系统中，应该尽量减小这些漏热。

图 1-14 是实际循环的 $\lg p-h$ 图。图中 $2 \rightarrow 3'$ 为实际蒸发过程，它与被冷却物质之间存在温差。同时，由于热交换器中有流动损失，使制冷剂在蒸发器内有压力降，因此， $2 \rightarrow 3'$ 是一条向右下方倾斜的直线。 $3' \rightarrow b$ 是蒸发器至压缩机开始压缩前这一过程中的压力和温度变化。为了表示清楚起见，把 $3' \rightarrow b$ 过程看做制冷剂先由点 $3'$ 过热至状态点 3 ，然后等焓节流至 a ， $a \rightarrow b$ 为进一步的过热过程。压缩过程 $b \rightarrow c$ 是在汽缸内进行的，压缩终了的气体状态为 c 。由汽缸内的点 c 排到冷凝器时的过程也是一个有压力降低和温度降低的过程，图中 $c \rightarrow 4'$ 表示排气过程及在排气管道的压降及冷却情况。 $4' \rightarrow 1$ 表示在冷凝器中的冷却、凝结及过冷过程，在这一过程中由于有流动阻力损失，因此压力是渐渐降低的，冷凝温度 T_k 也是

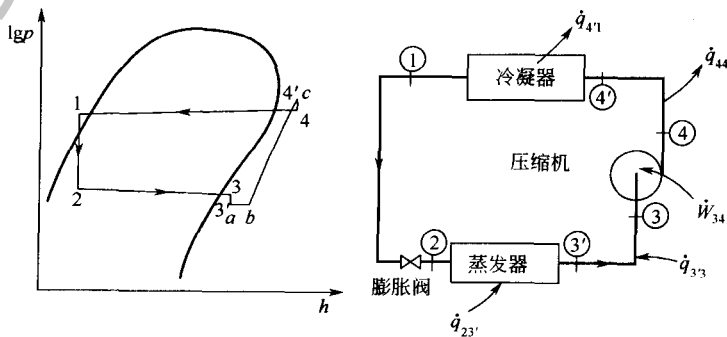


图 1-14 实际循环的 $\lg p-h$ 图

变化的，同时，与冷却介质（如水、空气）之间存在着变化的温差 ΔT 。1→2 是实际的节流过程，它也是一个同环境介质有热交换的过程，过程前后焓值也稍有变化。

1.2.2.2 实际循环的性能指标及热力计算

图 1-14 所示的循环仍然很难用手算法进行热力计算，因此，在工程设计中常常对它作一些简化。简化的途径是：a. 忽略冷凝器及蒸发器中的微小压力变化，即以压缩机出口压力作为冷凝压力（在大型装置中，压缩机排气管道较长，应从排气压力减去这一段管道压力损失后作为冷凝压力），以压缩机进口压力作为蒸发压力（在大型装置中尚需加上吸气管道的压力损失），同时认为冷凝温度和蒸发温度均为定值；b. 将压缩机内部过程简化成一个从吸气压力到排气压力的有损失的简单压缩过程；c. 节流过程仍认为是前后焓相等过程。经过上述简化，则实际循环可表示为图 1-15 中的 0→1→2→3→4→5→0，其中 1→2 是实际的压缩过程。经过这样的简化之后，即可直接利用 $\lg p-h$ 图进行循环的性能指标的计算，且由此而产生的误差也不会很大。

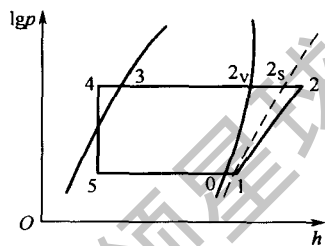


图 1-15 简化后的实际循环的 $\lg p-h$ 图

下面是按照这样简化后的循环的性能指标的表达式，各下标对应于图 1-15 所示的状态点。

(1) 单位制冷量 q_0 、单位容积制冷量 q_v 及单位理论功 w_0

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4 \quad (1-38)$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}$$

$$w_0 = h_{2s} - h_1$$

这些同理论循环的计算完全一样。

(2) 单位冷凝热 q_k

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (1-39)$$

上式中点 2 状态的比焓值用下式计算

$$h_2 = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_i} + h_1 \quad (1-40)$$

式中， η_i 为压缩机的指示效率，它被定义为等熵压缩过程的耗功与压缩气体指示功之比。

(3) 制冷剂的循环流量

$$q_m = \frac{Q_0}{q_0} \quad (1-41)$$

式中， Q_0 为制冷量，通常由设计任务给出。

(4) 压缩机的理论功率 P_0 和指示功率 P_i 则分别为

$$P_0 = q_m w_0 \quad (1-42)$$

$$P_i = \frac{P_0}{\eta_i} \quad (1-43)$$

(5) 压缩机实际消耗的功率 P_s

$$P_s = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{P_0}{\eta_k} \quad (1-44)$$

式中， η_m 为压缩机的机械效率； η_k 为压缩机的轴效率。

(6) 实际制冷系数 ϵ_s

$$\epsilon_s = \frac{Q_0}{P_s} \quad (1-45)$$

(7) 冷凝器的热负荷 Q_k

$$Q_k = q_m q_k \quad (1-46)$$

2 空调原理

空气调节的任务是创造满足人类生产、生活和科学实验所要求的空气环境。具体地说，所要求的空气环境一般是指在某一特定的空间内，对空气的温度、湿度、空气流动速度及清洁度进行人工调节，以满足人体舒适感、工艺生产过程及科学实验中人工气候环境的要求。广义地讲，除上述要求外，有时还要求对空气的压力、成分、气味及噪声等进行调节与人为的控制。

一定空间内的空气环境一般要受到空间内部和空间外部两方面的干扰。空间内部的干扰来自于内部各种生产工艺设备、电气设备、照明设备、人体等所产生的热、湿和其他有害物质；空间外部的干扰来自于由于太阳辐射进入的热量和室内外空气温差经围护结构传入的热量。这些干扰因素有些是稳定的，有些是不稳定的，有些随季节而变化。空气调节所采用的技术手段是，采用换气的方法保证内部环境空气的新鲜度，采用热、湿交换的方法保证内部环境的温湿度，采用净化的方法保证空气的清洁度。具体方法是，一定量的、经过净化和热、湿处理的空气，由送风口送入被调节的区域、空间或房间，在与周围空气进行扩散与混合的过程中，均匀地消除室内的余热和余湿，并以不同的方式从被调节对象排出等量空气，从而使被调区域形成比较均匀而稳定的温度、湿度、气流速度和清洁度，以满足生产工艺和人体舒适的要求。

工程上，将只实现内部环境空气温度的调节技术称为降温或供暖；将为保持内部环境有害物质浓度在一定卫生要求范围内的技术称为工业通风。

空气调节应用于工业生产及科学实验过程一般称为“工艺性空调”，而应用于以人为主的空气环境调节则称为“舒适性空调”。

2.1 湿空气的性质与焓湿图

2.1.1 湿空气的组成及基本状态参数

(1) 湿空气的组成 地球被厚厚的空气层所包围，空气层又称大气层。由于地球表面大部分被江、湖、河、海所覆盖，必然有大量的水分蒸发，形成水蒸气进入大气中，所以自然界中空气都是干空气和水蒸气的混合物，称为湿空气，简称空气。

干空气的成分主要是氮、氧、氩、二氧化碳和微量的稀有气体，多数成分比较稳定，组成比例基本固定不变，因而可将组成干空气的混合物作为一个整体，并看做是理想气体。海平面高度的清洁干空气的成分见表 2-1。

表 2-1 干空气的组成

气体名称	质量分数/%	体积分数/%
氮(N ₂)	75.55	78.08
氧(O ₂)	23.10	20.90
二氧化碳(CO ₂ ^①)	1.30	0.03
稀有气体(Ar, Ne, Kr, He, H ₂ 等)	0.05	0.99

① 该组分在不同的时间和地点有较大变化。

湿空气中的水蒸气含量很少。由于空气的温度高于水蒸气分压下的饱和温度，所以空气中的水蒸气通常处于过热状态，也可近似看做理想气体。湿空气中水蒸气的含量随气候、季节、地理位置和产生水蒸气的来源不同而经常变化，尽管含量较少，但它的数量多少却直接影响到人们的工作、生活和许多工业生产过程，直接影响到湿空气的物理性质。

(2) 湿空气的状态参数 表征湿空气性质的一些物理量称为状态参数。在空气调节技术中，常用的基本状态参数有压力、温度、湿度、密度和比焓。

① 压力 湿空气的压力即所谓的大气压力。湿空气由干空气和水蒸气组成，所以湿空气的压力应等于干空气的分压力与水蒸气的分压力之和，即

$$p = p_g + p_q \quad (2-1)$$

式中 p ——湿空气压力，亦即大气压力，Pa；

p_g ——干空气分压力，Pa；

p_q ——水蒸气分压力，Pa。

大气压力随各个地区海拔高度的升高而有所降低。例如上海地区，夏季的平均大气压为 100.54kPa，而拉萨夏季则为 65.23kPa。我国各主要城市冬、夏季的大气压力值可从 GBJ19—87《采暖通风与空气调节设计规范》中查得。由于大气压力不同，湿空气的性质也会有差异。

水蒸气分压力的大小反映了湿空气中水蒸气含量的多少。水蒸气含量越多，其分压力也越大，反之亦然。在一定温度条件下，一定量的湿空气中能够容纳水蒸气的数量是有限度的。湿空气的温度越高，它允许的最大含水蒸气量也越大。当空气中水蒸气含量超过最大允许值时，多余的水蒸气会以水珠形式析出，即出现结露现象，此时水蒸气达饱和状态。水蒸气处于饱和状态下的湿空气称为饱和湿空气，相应的水蒸气分压力称为该温度下的饱和水蒸气分压力。湿空气温度越高，空气中饱和水蒸气分压力也就越大，说明该空气能容纳的水蒸气数量越多。水蒸气分压力是衡量湿空气干燥与潮湿的基本指标，是一个重要的参数。在未饱和空气中，水蒸气含量没有达到最大允许值，因而还具有吸收水蒸气的能力。我们周围的大气通常都是未饱和空气。

② 温度 它是表示湿空气冷热程度的指标。湿空气中干空气的温度与水蒸气的温度相等，在空气调节中采用摄氏温度 $t(^{\circ}\text{C})$ 表示，有时也用热力学温标（绝对温度） $T(\text{K})$ 表示。两者的关系是： $T = 273.15 + t \approx 273 + t$ 。

空气温度的高低对人体的舒适感和某些生产过程影响较大，因此温度是衡量空气环境对人和生产是否合适的一个非常重要的参数。

③ 湿度 湿度是表示湿空气中水蒸气含量多少的物理量，一般有三种表示方法。

a. 绝对湿度。单位容积湿空气中含有水蒸气的质量，称为湿空气的绝对湿度 z ，即

$$z = \frac{m_q}{V} \quad (2-2)$$

式中 m_q ——水蒸气的质量，kg；

V ——水蒸气占有的容积，即湿空气的容积， m^3 。

从上式可见，绝对湿度 z 即为该温度和水蒸气分压力下的水蒸气的密度 ρ_q 。饱和空气的绝对湿度称为饱和绝对湿度，用符号 z_b 表示。

绝对湿度是表示单位容积中所含的水蒸气量多少。由于容积随温度变化而变化，即使 m_q 不变， z 也随温度的变化而变化。所以，在计算中用 z 表示空气的湿度不方便，因而需

定义下面称为含湿量的参数。

b. 含湿量。含湿量 d 是指 1kg 干空气所带有的水蒸气质量，其单位是 g/kg 干空气。它是表示湿空气湿度大小的重要参数之一，并用下式表示

$$d = \frac{m_q}{m_g} \quad (2-3)$$

式中 m_q ——湿空气中水蒸气的质量，g；

m_g ——湿空气中干空气的质量，kg。

如果 1kg 干空气与 $(d/1000)$ kg 的水蒸气相混合，则湿空气的质量应是 $(1+d/1000)$ kg。

由于组成湿空气的干空气和水蒸气均可看做是理想气体，可分别写出它们的理想气体状态方程式。

$$\text{对于水蒸气} \quad p_q V = (m_q/1000) R_q T \quad (2-4)$$

$$\text{对于干空气} \quad p_g V = m_g R_g T \quad (2-5)$$

式中 V ——干空气、水蒸气的体积，也就是湿空气的体积， m^3 ；

T ——干空气、水蒸气的绝对温度，其值等于湿空气的绝对温度，K；

R_g ——干空气的气体常数，其值为 $287\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；

R_q ——水蒸气的气体常数，其值为 $461\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

将式(2-4)和式(2-5)中的 m_q 、 m_g 代入式(2-3)中，经整理后得

$$d = \frac{m_q}{m_g} = \frac{1000 R_g p_q}{R_q p_g} = 622 \frac{p_q}{B - p_q} \quad (2-6)$$

由式(2-6)可知，在一定的大气压力 ($B = \text{常数}$) 下，水蒸气分压 p_q 只取决于含湿量 d 。水蒸气分压力 p_q 越大，空气的含湿量 d 也就越大。如果含湿量 d 不变，水蒸气分压力将随大气压力的增加而上升，随大气压力的减少而下降。

前已述及，用绝对湿度不能确切反映湿空气中水蒸气量的多少。而用 1kg 干空气作为计算基础的含湿量就克服了绝对湿度的不足。干空气在温度和湿度变化时其质量不变，含湿量仅随水蒸气量多少而改变。因此，用含湿量可以确切而方便地表示空气中的水蒸气含量。本章对空气进行加湿、减湿处理时，都采用含湿量来计算空气中水蒸气量的变化。含湿量是湿空气的一个重要的状态参数。

c. 相对湿度。相对湿度 φ 是指空气中水蒸气分压力 p_q 与同温度下饱和水蒸气分压力 p_{qb} 之比，即

$$\varphi = \frac{p_q}{p_{qb}} \times 100\% \quad (2-7)$$

它表示空气接近饱和的程度。当 $\varphi = 100\%$ 时，这种空气就是饱和空气。例如浴室内的空气就接近饱和状态，处于这样的空气环境中，水分就不易蒸发。 φ 值越小，空气越干燥，吸收水蒸气的能力越大。 $\varphi = 0$ ，就是干空气。 φ 值比较确切地表示了空气的干燥或者潮湿的程度。

相对湿度对人体的舒适和健康，以及对工业产品的质量都会产生一定的影响，因此它是空气调节中的一个重要参数。相对湿度和含湿量都是表示空气湿度的参数，但意义却不相同： φ 能表示空气接近饱和的程度，却不能表示水蒸气的含量多少，而 d 能表示水蒸气的含量多少，却不能表示空气接近饱和的程度。

若将式(2-7)中 $p_q = p_{qb} \varphi$ 代入式(2-6)中，则得到含湿量的另一种表达式为

$$d = 622 \frac{p_{qb} \varphi}{B - p_{qb} \varphi} \quad (2-8)$$

式(2-8)将含湿量 d 与相对湿度 φ 、饱和水蒸气分压力 p_{qb} 和大气压力 B 联系在一起。饱和水蒸气分压力又是空气温度的单值函数。空气温度已定，饱和水蒸气分压力也就确定了。

④ 密度与比容 湿空气的密度是指单位体积湿空气所具有的质量，用符号 ρ 表示，单位是 kg/m^3 。湿空气的比容是指单位质量湿空气的体积，用符号 ν 表示，单位是 m^3/kg 。

湿空气的密度应等于干空气密度与水蒸气密度之和，即

$$\rho_s = \rho_g + \rho_q \quad (2-9)$$

式中 ρ_s ——湿空气的密度， kg/m^3 ；

ρ_g ——干空气的密度， kg/m^3 ；

ρ_q ——水蒸气的密度， kg/m^3 。

湿空气的密度与大气压力、空气相对湿度、空气的绝对温度和饱和水蒸气分压有关。湿空气的密度比干空气的密度小，因此空气越潮湿，大气压力就越低。在工程计算中，往往采用干空气的密度来代替湿空气的密度，或近似取 $\rho = 1.2 \text{kg}/\text{m}^3$ ，产生的误差在允许范围之内。

⑤ 焓 湿空气的焓是指 1kg 干空气的焓和 $(d/1000) \text{kg}$ 水蒸气焓的总和，用符号 h 表示，其单位是 $\text{kJ}/\text{kg}_{\text{干空气}}$ 。它可用下式表示

$$h = 1.01t + (2500 + 1.84t) \frac{d}{1000} \quad (2-10)$$

式中 1.01 ——干空气的平均定压比热容， $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；

1.84 ——水蒸气的平均定压比热容， $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；

2500 —— 0°C 时水的汽化潜热。

在工程上工质的焓只取相对值，在湿空气中人为规定 0°C 时干空气的焓和 0°C 时水的焓均为零。

由式(2-10)可以看出， $(1.01 + \frac{1.84d}{1000})t$ 这两部分热量是随温度而变化，也就是由温度高低显示出来的热量，称为显热。而 $\frac{2500d}{1000} = 2.5d$ 这一项热量是随含湿量而变化的，是在温度不变条件下，由液态变为气态所吸收的热量，称为潜热。显热加潜热称为全热，也就是空气的焓值。

显然，焓值的大小取决于空气温度和含湿量两个因素。温度提高，焓值不一定增加，还要看含湿量的变化情况。

在空气调节中，采用焓这个参数，是为了计算湿空气在定压条件下加热或冷却的热量变化，也就是计算该过程中的焓差，所以它是一个重要的参数。

2.1.2 湿空气的焓湿图及其应用

湿空气的状态参数可以用上述有关公式计算或查湿空气物理性质表获得。但工程应用上通常是将计算所获得的状态参数数据，绘制成有关线图，以供查用。这种图叫湿空气的性质图， $h-d$ 图就是常用的一种，简称为湿空气的焓湿图。

(1) 焓湿图的构成 根据吉布斯方程 $F = K - \varphi + 2$ ，对湿空气而言， $K = 2$ ， $\varphi = 1$ ，所以确定湿空气的状态所需要的自由度 $F = 3$ 。如果用线图来表示湿空气的状态参数之间的关

系，应采用三轴式的立体坐标，给使用带来不便。因此，实用上往往给定某一参数，使自由度 $F=2$ ，这样便可用平面坐标图来反映湿空气状态参数之间的关系。

如果假定大气压力 B 为某一定值，以湿空气的比焓 h 为纵坐标，以含湿量 d 为横坐标，该图即为湿空气的焓湿图，简称 $h-d$ 图。湿空气的 $h-d$ 图示意图如图 2-1 所示。图中表示了已知大气压力 B 的情况下，湿空气的焓 h 、含湿量 d 、温度 t 、相对湿度 φ 及水蒸气分压 P_q 之间的关系。 $h-d$ 图由斜坐标构成，纵轴与横轴之间夹角为 135° ，目的是使图面展开，以保持图面清晰。

图 2-1 中有一组由左向右升高、相互近似平行的直线为等温线，另有一组自左向右上方分散的曲线为等相对湿度线， $\varphi=100\%$ 的线称为饱和曲线，该线上的空气达到饱和状态，并将整个 $h-d$ 图划分为两个区域，左上方为未饱和空气区，右下方为过饱和空气区。过饱和状态的空气是不稳定的，它有凝露现象出现，形成水雾，故这一区域又称雾状区。

当大气压力 B 值为一定时，水蒸气分压 P_q 仅取决于含湿量 d 。因此在 $h-d$ 图的上部画有一条水平的水蒸气分压线，它的刻度值与含湿量 d 一一对应。

应当指出，湿空气的 $h-d$ 图是针对某一大气压力值绘制的，不同大气压力下其 $h-d$ 图也稍有不同，使用时应选用与当地大气压力相近的 $h-d$ 图。

图 2-2 给出 $B=101325\text{Pa}$ (760mmHg) 时湿空气的 $h-d$ 图。

(2) $h-d$ 图的应用

① 确定湿空气的状态参数 在给定大气压力情况下，只要知道湿空气的任意两个独立状态参数，就可在 $h-d$ 图上确定该空气的其余状态参数。

② 表示湿空气状态的变化过程 在空气调节工程中，不仅要在 $h-d$ 图上确定某一空气的状态参数，更重要的是要研究某一状态下的空气在加热、冷却、加湿或减湿过程中其状态的变化过程。例如，空调房间内的空气在内外热、湿负荷的干扰下，由原来的状态变到另一状态，此时可在 $h-d$ 图上用连接两种状态点的直线来表示其状态变化过程。

设质量流量为 q_m 的空气，其初状态用点 $1(d_1, h_1)$ 表示，在吸收了热量 Q 和湿量 W 后，状态变化到点 $2(d_2, h_2)$ ，其变化过程可用线段 $1 \rightarrow 2$ 表示，如图 2-3 所示。

状态变化过程中空气焓值的变化为

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \frac{Q}{q_m}$$

空气含湿量的变化为

$$\Delta d = d_2 - d_1 = \frac{1000W}{q_m}$$

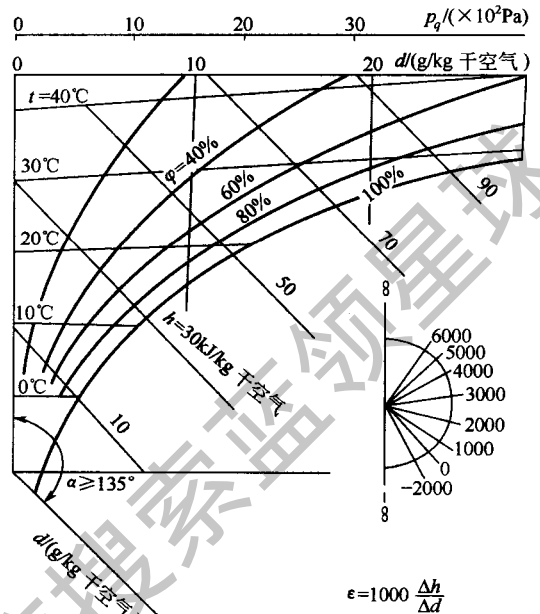


图 2-1 湿空气焓湿图

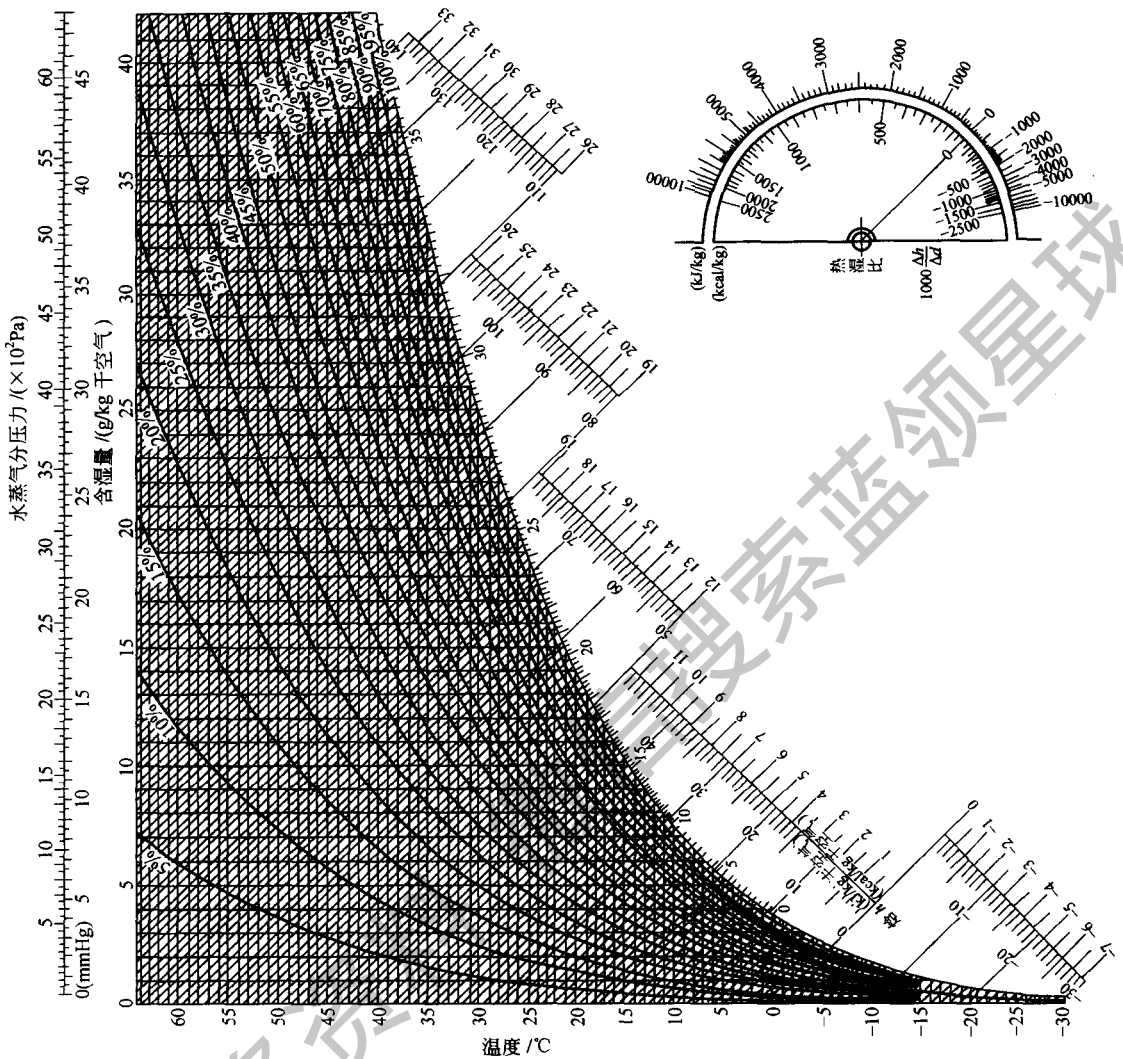


图 2-2 B 为 101325Pa (760mmHg) 时湿空气的 $h-d$ 图

热湿比定义为空气状态变化前后的焓差与含湿量差之比值，用符号 ϵ 表示，单位是 kJ/kg 。即

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{Q}{W} \quad (2-11)$$

热湿比值 ϵ 实际上反映了空气从状态 1 变为状态 2 的过程线 $\overline{12}$ 的斜率，即该过程线与水水平线的倾斜角度，故又称为角系数。 ϵ 的大小及正负可用来表征状态变化过程的方向和特征。由此可知， $h-d$ 图上任何一条直线所代表的空气状态变化过程，都有一定的角系数值与之对应。对于湿空气的各种变化过程，不论其初状态如何，只要它们的热湿比值相同，则其过程线就会相互平行。根据这个特性，就可在 $h-d$ 图上以任意点为中心，画出一系列不同值的角系数线（如图 2-1 及附图，均在图的右下方画有不同数值的角系数线）。实际应用时，利用推平行线的方法进行，即通过已知初状态点，作一条平行于给定热湿比值的线，就可画出该空气状态变化的过程线。如果已知终了状态的任何一个参数值，就可在图上确定其终了

状态点，从而可以确定热、湿交换后最终的空气状态参数。

③ 确定空气的露点温度 空气的露点温度也是湿空气的一个重要状态参数。某状态下的未饱和空气，在含湿量不变的情况下将其冷却到饱和状态 ($\varphi=100\%$) 时所对应的温度，称为该状态空气的露点温度，用符号 t_1 表示。确定 L 点的过程如图 2-4 所示。

如果将某表面温度降低到周围空气的露点温度 t_1 以下，周围空气与该表面接触时，就将从未饱和空气变为饱和空气，进而又达到过饱和状态，于是空气中的一部分水蒸气将会在冷表面上凝结成水珠，这就是所谓的结露现象。在空调技术中，就是利用这一现象。使被处理的空气流过其表面温度低于露点温度的表面冷却器，或用低于空气露点温度的冷水去喷淋被处理空气，从而可获得使被处理空气冷却减湿的处理效果。

④ 确定空气的湿球温度 湿球温度也是表达空气状态的一个重要状态参数。实际中常利用干湿球温度计测得空气的湿球温度值。

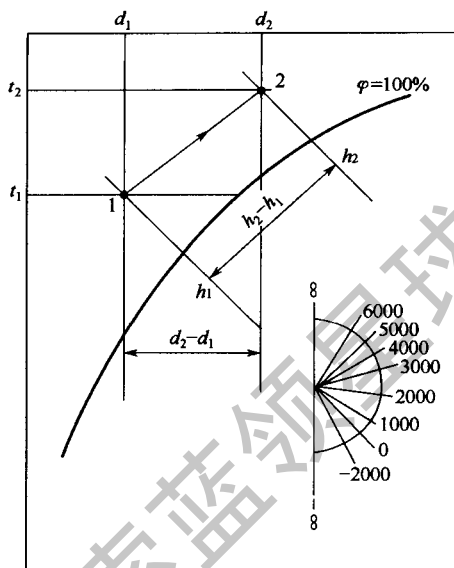


图 2-3 利用 $h-d$ 图表示湿空气状态的变化过程

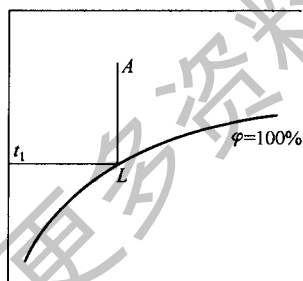


图 2-4 利用 $h-d$ 图确定空气露点温度

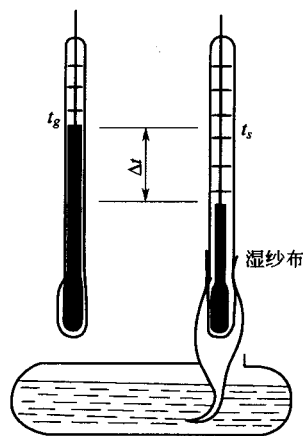


图 2-5 干湿球温度计结构图

干湿球温度计结构如图 2-5 所示。它是由两支完全相同的水银（或酒精）温度计组成。其中一支温度计的温包上包有脱脂细纱布，纱布的末端浸入盛水容器中。由于纱布的吸水作用，使温包周围经常处于湿润状态。在湿纱布的周围紧贴着一层饱和空气层，这支温度计称为湿球温度计，它所测得的饱和空气的温度就是湿球温度，用符号 t_s 表示。另一支温包上没有包纱布的称为干球温度计，所测得的温度称为干球温度，也就是通常所说的大气温度或空气温度，用符号 t_g 或 t 表示。

当用干湿球温度计测量空气的温度时，由于湿球温包上水分蒸发吸收热量的结果，使得湿球表面空气层的温度下降，因而湿球温度计的读数一般总是低于干球温度计的读数，这两

者之差称为干湿球温度差，它的大小与被测空气的相对湿度有关，如果空气越干燥（ φ 值越小），纱布上的水分蒸发越快，需要吸收的汽化潜热也越多，湿球温度下降也越多，干湿球温差就越大；反之则干湿球温差越小。如果空气为饱和空气（ $\varphi=100\%$ ），水分停止蒸发，干湿球温差为零，湿球温度就等于干球温度。由此可见，在一定的空气状态下，干湿球温度差值反映了空气相对湿度的大小。

湿球温度计的读数实际上反映了湿纱布上水的温度，也是紧贴湿纱布的饱和空气层的温度。湿球温度的形成就是包围着湿球纱布的一层饱和空气层同周围空气进行热、湿交换的结果。

假设开始时水温高于空气温度，且空气的相对湿度 $\varphi < 100\%$ 时，水汽化时的汽化潜热来自于吸收自身的热量，致使纱布水温逐渐下降。当水温降到比空气温度低时，空气开始向水传递热量。此时水分蒸发所需要的汽化热一部分来自空气，另一部分仍取自于水本身，使水温进一步下降。此时空气传给水的热量随纱布水温的下降、空气与水的温差增大而增大。当空气传给纱布水的显热量增大到正好等于纱布水蒸发所需的汽化潜热时，纱布水温不再下降，并稳定在某个读数上，该读数就是空气的湿球温度。

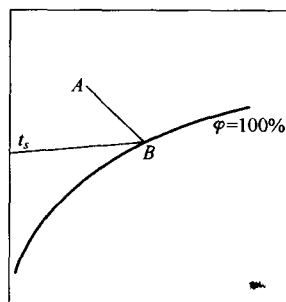


图 2-6 利用 $h-d$ 图确定空气湿球温度

当湿球纱布的水温达到空气的湿球温度时，湿球表面的饱和空气层与周围空气之间的总换热量为零，即周围空气传递给饱和空气层的热量又从水分蒸发进入周围空气中得到补偿。因此，在湿空气的 $h-d$ 图上，湿球表面饱和空气的状态与周围空气的状态可近似地认为处于同一等焓线上，由周围空气的不饱和状态变为湿球表面饱和空气状态这一变化过程可近似认为是等焓过程。

基于以上分析，只要在 $h-d$ 图上，定出空气状态点 A ，由点 A 向下作等焓线，与饱和空气曲线（ $\varphi=100\%$ ）相交于 B 点，该点对应的温度即为 A 点状态空气的湿球温度，如图 2-6 所示。

需要指出的是，当测量空气湿球温度时，不论开始时纱布上的水温如何，最终并不影响湿球温度的读数。但经过湿球的空气流速大小，对湿球温度计的准确性有一定的影响。风速越大，湿纱布与周围空气的热湿交换越充分，测量误差就越小。因此，在实际测量中要求湿球周围的空气流速保持在 $2.5 \sim 4.0 \text{ m/s}$ ，使湿球温度的读数比较稳定而准确。因此，在工程上常用一种通风式干湿球温度计来测量空气的状态参数。

⑤ 确定两种不同状态空气混合后的参数 空调工程中，为了节省冷量（或热量），通常采用部分室内空气（回风）与一定数量的室外新鲜空气（新风）混合，再进行一定的空气处理后送入被空调房间，这就需要确定新风与回风（两种不同状态的空气）混合后空气的状态参数。两种不同状态的空气混合后的状态参数可以通过计算法确定，也可在 $h-d$ 图上用做图法确定，见图 2-7。

设新风量为 q_m ，其状态用 W 表示，参数分别为 t_w ， d_w ， h_w ；回风量为 q_{mN} ，其状态用 N 表示，参数分别为 t_N ， d_N ， h_N ，混合后状态用 C 表示，参数分别为 t_c ， d_c ， h_c 。

根据质量守恒原理，有

$$q_{mW} + q_{mN} = q_{mC}$$

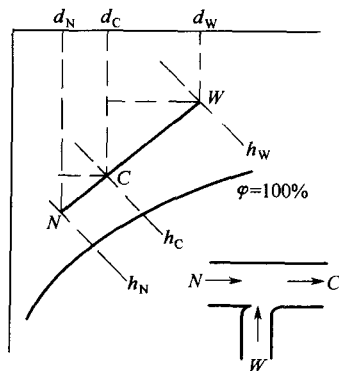


图 2-7 利用 $h-d$ 图确定两种不同状态空气混合后的参数

根据热量平衡原理，有

$$q_{mW}h_W + q_{mN}h_N = (q_{mW} + q_{mN})h_C$$

由上式可得

$$h_C = \frac{q_{mW}h_W + q_{mN}h_N}{q_{mW} + q_{mN}} \quad (2-12)$$

将上式整理，并根据三角形相似原理可得

$$\frac{q_{mN}}{q_{mW}} = \frac{h_W - h_C}{h_C - h_N} = \frac{\overline{CW}}{\overline{NC}} \quad (2-13)$$

根据湿量平衡原理，有

$$q_{mW}d_W + q_{mN}d_N = (q_{mW} + q_{mN})d_C$$

由上式可得

$$d_C = \frac{q_{mW}d_W + q_{mN}d_N}{q_{mW} + q_{mN}} \quad (2-14)$$

将上式整理，并根据三角形相似原理可得

$$\frac{q_{mN}}{q_{mW}} = \frac{d_W - d_C}{d_C - d_N} = \frac{\overline{CW}}{\overline{NC}} \quad (2-15)$$

由式(2-13)和(2-15)可得

$$\frac{h_W - h_C}{d_W - d_C} = \frac{h_C - h_N}{d_C - d_N} \quad (2-16)$$

由数学原理可知，式(2-16)的左边为状态点W至状态点C之直线段的斜率；右边为状态点C至状态点N之间直线段的斜率。 \overline{WC} 与 \overline{CN} 的斜率相等，且C为公共点，说明混合后空气状态点必定位于原状态点W、N的连线上。C点在 \overline{WN} 直线的具体位置可由式(2-13)或式(2-15)决定。即混合点靠近质量流量大的一侧。

根据上述的“杠杆原理”，就可以用做图法在h-d图上较方便地确定不同状态空气混合后的状态点位置，从而确定混合后空气的状态参数。

用计算法确定混合后空气的状态点，则需计算出混合后的 h_c 和 d_c ，再在h-d图上定出C点。应该注意的是，有时两种状态的空气混合后的状态点落在饱和空气线($\varphi=100\%$)以下的“结雾区”，这说明混合后的空气呈过饱和状态，多余的水蒸气即会凝结而从空气中析出，这时空气会近似地沿着等焓线将混合后的过饱和状态点C变成饱和状态点D。

(3) 空气状态变化过程在h-d图上的表示 利用h-d图不仅能确定空气状态和状态参数，还能表示空气状态的变化过程。各种变化过程的方向和特征可用热湿比 ϵ 表示。图2-8绘制了空气状态变化的

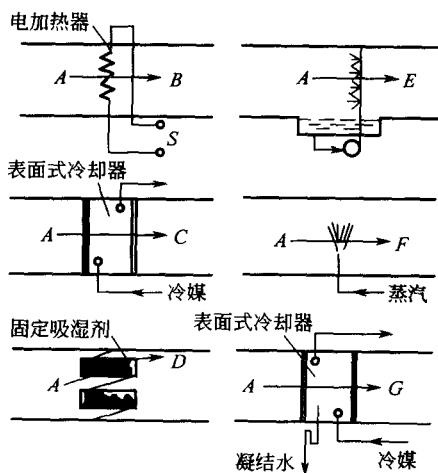
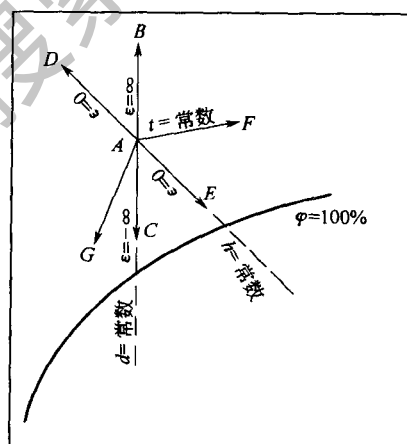


图 2-8 几种典型的空气状态变化过程

几种典型过程，现分述如下。

① 等湿（干式）加热过程 空气调节中常用表面式空气加热器（或电加热器）来处理空气。当空气通过加热器时获得了热量，提高了温度，但含湿量并没变化。因此，空气状态变化是等湿、增焓、升温过程，过程线为 $A \rightarrow B$ 。在状态变化过程中 $d_A = d_B$, $h_B > h_A$ ，故其热湿比 ϵ 为

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{h_B - h_A}{d_B - d_A} = \frac{h_B - h_A}{0} = +\infty \quad (2-17)$$

② 等湿（干式）冷却过程 如果用表面式冷却器处理空气，且其表面温度比空气露点温度高，则空气将在含湿量不变的情况下冷却，其焓值必相应减少。因此，空气状态为等湿、减焓、降温过程，如图 2-3 中 $A \rightarrow C$ 。由于 $d_A = d_C$ ，且 $h_A > h_C$ ，故热湿比 ϵ 为

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{h_C - h_A}{d_C - d_A} = \frac{h_C - h_A}{0} = -\infty \quad (2-18)$$

③ 等焓减湿过程 用固体吸湿剂（例如硅胶）处理空气时，水蒸气被吸附，空气的含湿量降低，空气失去潜热，而得到水蒸气凝结时放出的汽化热使温度增高，但焓值基本不变，只是略微减少了凝结水带走的液体热，空气近似按等焓、减湿、升温过程变化。如图 2-3 中 $A \rightarrow D$ 所示，其热湿比 ϵ 为

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{h_D - h_A}{d_D - d_A} = \frac{0}{d_D - d_A} = 0 \quad (2-19)$$

④ 等焓加湿过程 用喷水室喷循环水处理空气时，水吸收空气的热量而蒸发为水蒸气，空气失掉显热量，温度降低，水蒸气到空气中使含湿量增加，潜热量也增加。由于空气失掉显热，得到潜热，因而空气焓值基本不变，所以称此过程为等焓加湿过程。由于此过程与外界没有热量交换，故又称为绝热加湿过程。此时，循环水温将稳定在空气的湿球温度上。如图 2-3 中 $A \rightarrow E$ 所示，由于状态变化前后空气焓值相等，因而其热湿比 ϵ 为

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{h_E - h_A}{d_E - d_A} = \frac{0}{d_E - d_A} = 0 \quad (2-20)$$

此过程和湿球温度计表面空气的状态变化过程相似。实际上，空气的焓值也是略有增加的，其增加值为蒸发到空气中的水的液体热。但因这部分热量很少，因而近似认为绝热加湿过程是一等焓过程。

⑤ 等温加湿过程 如图 2-3 中 $A \rightarrow F$ 过程，这也是一个典型的状态变化过程，是通过向空气喷蒸汽而实现的。空气中增加水蒸气后，其焓和含湿量都将增加，焓的增加值为加入蒸汽的全热量，即

$$\Delta h = \Delta d h_q$$

式中 Δd ——每千克干空气增加的含湿量， $\text{kg}/\text{kg}_{\text{干空气}}$ ；

h_q ——水蒸气的焓，其值由 $h_q = 2500 + 1.84t_q$ 计算。

此过程的 ϵ 值为

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{\Delta d h_q}{\Delta d} = h_q = 2500 + 1.84t_q \quad (2-21)$$

如果喷入蒸汽温度为 100°C 左右，则 $\epsilon \approx 2690$ ，该过程线与等温线近似平行，故为等温加湿过程。

⑥ 减湿冷却（或冷却干燥）过程 如果用表面冷却器处理空气，当冷却器的表面温度低于空气的露点温度时，空气中的蒸汽将凝结为水，从而使空气减湿（或称干燥），空气的

变化过程为减湿冷却过程或冷却干燥过程，此过程线为图 2-3 中 A→G。因为空气焓值及含湿量均减少，故此过程热湿比 ϵ 为

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{h_G - h_A}{d_G - d_A} = \frac{-\Delta h}{-\Delta d} > 0 \quad (2-22)$$

如果用水温低于空气露点温度的水处理空气，也能实现此过程。

以上介绍了空气调节中常用的六种典型空气状态变化过程。从图 2-3 可看出，过程线 $\epsilon = \pm\infty$ 和 $\epsilon = 0$ 将 $h-d$ 图平面分成了四个象限，每个象限内的空气状态变化过程都有各自的特征，详见表 2-2。

表 2-2 空气状态变化的四个象限及特征表

象限	热湿比	状态变化的特征	象限	热湿比	状态变化的特征
I	$\epsilon > 0$	增焓、加湿、升温(或等温、降温)	III	$\epsilon > 0$	减焓、减湿、降温(或等温、升温)
II	$\epsilon < 0$	增焓、减湿、升温	IV	$\epsilon < 0$	减焓、加湿、降温

2.2 空调房间热、湿负荷与送风量的确定

室内热、湿负荷是进行空调工程设计的基本依据，它在很大程度上决定了空调系统的送风量和空调设备的容量。所以，在确定送风量之前，首先要计算室内的热、湿负荷。要确定热、湿负荷，又必须以室外空气计算参数和要求维持的室内空气计算参数为依据。

2.2.1 室内外空气计算参数的确定

(1) 室内空气计算参数 空调系统可分为工艺性空调和舒适性空调两类。前者是为满足生产工艺过程时空气环境的要求，以确保生产顺利进行和获得合格的产品。后者是为了使室内人员处于舒适状态，保证良好的工作条件和生活条件。

工艺性空调的室内空气计算参数，是由生产工艺过程来确定的。通常用两组指标来规定空气状态参数，即温湿度基数和允许波动范围（又称空调精度）。例如，某空调房间 $t_n = (25 \pm 1)^\circ\text{C}$ ， $\varphi_n = (60 \pm 5)\%$ ，其中 25°C 、 60% 是室内基准温度和基准相对湿度， $\pm 1^\circ\text{C}$ 和 $\pm 5\%$ 则是室内温度和相对湿度的允许波动范围。这一类空调除满足生产工艺的特殊要求外，同时也考虑了人体的卫生要求。电子工业部第十设计院主编的《空气调节设计手册》（中国建筑工业出版社，1983）列出了一些典型工艺性空调的室内温湿度及其允许波动范围。

舒适性空调的室内计算参数，主要从满足人体的热平衡和舒适感要求来确定。影响人体舒适感的主要因素有空气温度、相对湿度、流动速度、围护结构内表面和其他物体表面温度，通常将前面三个因素称为气象条件。除了上述因素外，还与空气新鲜程度、年龄、性别、生活习惯、活动程度及衣着情况有关。我国国家标准暖通空调设计规范对舒适性空调室内空气计算参数作如下规定：

夏季 $t = 24 \sim 28^\circ\text{C}$ ， $\varphi = 40\% \sim 60\%$ ， $v < 0.3\text{m/s}$

冬季 $t = 18 \sim 22^\circ\text{C}$ ， $\varphi = 40\% \sim 60\%$ ， $v < 0.2\text{m/s}$

表 2-3 给出了民用建筑空调室内空气计算温度，这类建筑的室内空气相对湿度一般为 $40\% \sim 60\%$ 。

(2) 室外空气计算参数 室外空气的干、湿球温度在一年中的不同季节、一月中甚至一天中的不同时刻都在发生变化。气温变化的原因是由于地球每天接受太阳辐射热和地面向大气层放出热量的不同而形成的，故气温一般凌晨四、五点钟最低，下午两、三点钟达全天的

最高值。

表 2-3 民用建筑空调室内空气计算温度

建筑物名称	室内计算温度/℃		建筑物名称	室内计算温度/℃	
	夏季	冬季		夏季	冬季
广播室、录音室、摄影棚	26~27	18~22	飞机场候机厅	27~28	16~18
电视台演播厅	26~27	18~22	车站候车厅	27~29	16~18
剧院、音乐厅	27~28	18~20	办公大楼	26~28	18~20
会堂、电影院	27~28	16~18	病房	26~28	20~22
宾馆、饭店(客房)	26~28	13~22	手术室	26~27	22~25
体育馆(观众部分)	27~29	14~18	餐厅	26~28	16~18
展览馆、博物馆	27~28	16~18	会议室	26~28	16~18
百货大楼	27~29	16~18	门厅	28~30	14~16

空气的相对湿度取决于空气干球温度和含湿量。一昼夜内可以近似认为空气中的含湿量变化不大，因此大气相对湿度的变化规律正好与大气温度的变化规律相反，即中午相对湿度低，早晚相对湿度高。

室外空气计算参数的取值，直接影响到空调系统的冷、热负荷、室内空气状态和设备投资。若夏季取很多年才出现一次而且持续时间很短，甚至只有几小时的当地室外最高干、湿球温度作为计算干、湿球温度，势必造成冷、热负荷过大，空调设备容量庞大，长时间不发挥作用而形成投资浪费。因此我国《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ19—87)中规定的设计参数是按照全年大多数时间里能满足室内参数要求而确定的。表 2-4 摘录了我国主要城市的空调室外空气计算参数。

表 2-4 我国主要城市空调室外空气计算参数

地名	大气压力/kPa		室外计算干球温度/℃		夏季室外计算湿球温度/℃	冬季室外计算相对湿度/%	室外平均风速/(m/s)	
	冬季	夏季	冬季	夏季			冬季	夏季
北京	102.04	99.86	-12	33.2	26.4	45	2.8	1.9
天津	102.66	100.48	-11	33.4	26.9	53	3.1	2.6
石家庄	101.69	99.56	-11	35.1	26.6	52	1.8	1.5
太原	93.29	91.92	-15	31.2	23.4	51	2.6	2.1
呼和浩特	90.09	88.94	-22	29.9	20.8	56	1.6	1.5
沈阳	102.08	100.07	-22	31.4	25.4	64	3.1	2.9
长春	99.40	97.79	-26	30.5	24.2	68	4.2	3.5
哈尔滨	100.15	98.51	-29	30.3	23.4	74	3.8	3.5
上海	102.51	100.53	-4	34.0	28.2	75	3.1	3.3
南京	102.52	100.40	-6	35.0	28.3	73	2.6	2.6
杭州	102.09	100.05	-4	35.7	28.5	77	2.3	2.2
合肥	102.23	100.09	-7	35.0	28.2	75	2.5	2.6
福州	101.26	99.64	-4	35.2	28.0	74	2.7	2.9
南昌	101.88	99.91	-3	35.6	27.9	74	3.8	2.7
济南	102.02	99.85	-10	34.8	26.7	54	3.2	2.8
郑州	101.28	99.17	-7	35.6	27.4	60	3.4	2.6
武汉	102.33	100.17	-5	35.2	28.2	76	2.7	2.6
长沙	101.99	99.94	-3	35.8	27.7	81	2.8	2.6
广州	101.95	100.45	5	33.5	27.7	70	2.4	1.8
海口	101.60	100.24	10	34.5	27.9	85	3.4	2.8

续表

地名	大气压力 /kPa		室外计算干球温度/℃		夏季室外计算湿球温度/℃	冬季室外计算相对湿度/%	室外平均风速/(m/s)	
	冬季	夏季	冬季	夏季			冬季	夏季
南宁	101.14	99.60	5	34.2	27.5	75	1.8	1.6
成都	96.32	94.77	1	31.6	26.7	80	0.9	1.1
重庆	99.12	97.32	2	36.5	27.3	82	1.2	1.4
贵阳	89.75	88.79	-3	30.0	23.0	78	2.2	2.0
昆明	81.15	80.80	1	25.8	19.9	68	2.5	1.8
拉萨	65.00	65.23	-8	22.8	13.5	28	2.2	1.8
西安	97.87	95.92	-8	35.2	26.0	67	1.8	2.2
兰州	85.14	84.31	-13	30.5	20.2	58	0.5	1.3
西宁	77.51	77.35	-15	25.9	16.4	48	1.7	1.9
银川	89.57	88.35	-18	30.6	22.0	58	1.7	1.9
乌鲁木齐	91.99	90.67	-27	34.1	18.5	80	1.7	3.1

2.2.2 空调房间热、湿负荷的计算

(1) 空调房间热、湿负荷的组成 在室内、外热源和湿源的作用下, 某一时刻进入空调房间内的总热量和总湿量称为该时刻的得热量和得湿量。所谓房间冷负荷, 是指为保持所要求的室内温度, 必须由空调系统从房间带走的热量。因此, 房间的得热量与房间的冷负荷是完全不同的两个概念。房间冷负荷是由房间得热量引起的, 在某一时刻, 二者在数值上不一定相等, 但二者之间存在着数量转换关系。当房间得热量为负值时, 空调系统需要向室内提供热量, 以补偿热损失, 这时房间负荷为供热负荷, 简称热负荷。

空调房间计算得热量包括: a. 通过围护结构传入室内的热量; b. 透过外窗进入室内的太阳辐射热量; c. 人体散热量; d. 照明散热量; e. 设备、器具、管道及其他室内热源的散热量; f. 食品或物料的散热量; g. 渗透空气带入室内的热量; h. 伴随各种散湿过程产生的潜热量等。得热量中包含有显热和潜热两类, 而显热中又包括对流热和辐射热两部分。空气只能带走对流热量, 却不能直接吸收辐射热量。这部分辐射热必须经过吸收、反射、对流放热、辐射放热等多次过程, 才能使进入房间的辐射热最终转化为对流热量而被空调空气带走。

为使室内维持一定的湿度, 空调系统在排除(或补充)室内热负荷的同时, 还要排除或增加一定的湿量, 这个湿量称为湿负荷。空调房间夏季计算散湿量包括以下几项: a. 人体散湿量; b. 渗透空气带入室内的湿量; c. 化学反应过程的散湿量; d. 各种潮湿表面、液面或液流的散湿量; e. 食品或其他物料的散湿量; f. 设备散湿量等。

空调冷负荷的计算方法较多, 目前主要的有冷负荷系数法和谐波反应法。下面介绍的是基于冷负荷系数法的一种简化而实用的方法。

(2) 室外热源形成的负荷

① 通过围护结构(外墙和屋顶)传热形成的冷负荷

$$Q = KF(t_{lf} - t_n) \quad (2-23)$$

式中 Q ——在太阳辐射热和室外空气综合作用下通过外墙或屋顶形成的室内冷负荷, W ;

K ——围护结构(外墙和屋顶)的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

F ——围护结构的传热面积, m^2 ;

t_{lf} ——冷负荷计算温度, $^{\circ}C$;

t_n ——室内空气温度, $^{\circ}C$ 。

常见围护结构的传热系数可查阅相关文献（陆耀庆主编，实用供热空调设计手册，中国建筑工业出版社，1993）。外墙和屋顶冷负荷计算温度 t_{lf} 值可查阅薛殿华主编的《空气调节》（清华大学出版社，1991），必须指出，该文献中的冷负荷计算温度 t_{lf} 是按北京地区的室外条件、针对中等质量和中等保温情况的围护结构、经计算机计算后编制成的。对于其他地区，应当按照当地的实际情况进行修正。

② 透过玻璃窗进入室内的太阳辐射热形成的冷负荷 通过玻璃窗进入室内的太阳辐射热量与投射到玻璃外表面的太阳辐射强度、玻璃的性质和层数、遮阳设施特性等因素有关，其计算过程十分繁复。为简化计算，将有关数据事先算好制成表格，供查用。韩宝琪，李树林主编的《制冷空调原理及应用》（机械工业出版社，1995）附表 14 为夏季通过单层为 3mm 厚普通玻璃进入室内的太阳辐射热值。若玻璃的性质、厚度、层数不同，应乘以修正系数 C_s 。（该文献的附表 15）。若窗的室内侧设遮阳设施，还应乘以修正系数 C_n （该文献的附表 16）。

上面是房间得热量的计算过程，并非冷负荷。对于直接进入室内的太阳辐射热，可作以下近似估算。

没有内遮阳的玻璃窗：最大冷负荷 = (0.6~0.7) × 最大得热量

有内遮阳的玻璃窗：最大冷负荷 = (0.8~0.85) × 最大得热量

设有内遮阳的玻璃窗，最大冷负荷出现时间比最大得热量出现时间推迟约一小时。

(3) 室内热源形成的负荷

① 人体散热和散湿 人体向室内空气同时散发热量和湿量。前者是由于体温与室内温度之差，通过对流、传导和辐射等方式散发出来，直接影响空气温度；后者是由于汗液蒸发等散发出的湿量（即水汽）所包含的汽化潜热。

人体的散热量和散湿量与性别、年龄、衣着、劳动强度及环境温湿度有关。人体散热量可按下式计算

$$Q = qnn' \quad (2-24)$$

式中 q ——不同室温和劳动性质时成年男子散热量，W（参见表 2-5）；

n ——室内人数；

n' ——群集系数，指人员群集的场所，考虑成年男子、女子和儿童组成比例的系数，见表 2-6。

表 2-5 不同温度条件成年男子散热散湿量

体力活动性质	热量 /(kcal ^① /h)、 湿量/(g/h)	室内温度/°C										
		20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
静 坐 影剧院 会堂 阅览室	显热	72	69	67	64	61	58	54	50	46	41	37
	潜热	22	24	26	29	32	35	39	43	47	52	56
	全热	94	93	93	93	93	93	93	93	93	93	93
	湿量	38	40	45	50	56	61	68	75	82	90	97
极 轻 劳 动 旅馆 体育馆 手表装配 电子元件	显热	77	73	68	64	60	56	52	49	44	39	35
	潜热	40	44	48	51	55	59	63	66	71	76	80
	全热	117	117	116	115	115	115	115	115	115	115	115
	湿量	69	76	83	89	96	102	109	115	123	132	139

体力活动性质		热量 /(kcal ^① /h)、 湿量/(g/h)	室内温度/℃										
			20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
轻度劳动	百货商店 化学实验室 电子计算机房	显热	80	75	70	65	60	55	50	44	40	34	30
		潜热	77	81	86	91	96	101	106	112	116	122	126
		全热	157	156	156	156	156	156	156	156	156	156	156
		湿量	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220
中度劳动	纺织车间 印刷车间 机加工车间	显热	101	96	89	83	76	71	64	58	52	45	39
		潜热	101	106	113	119	129	131	138	144	150	157	163
		全热	202	202	202	202	202	202	202	202	202	202	202
		湿量	175	184	196	207	219	227	240	250	260	273	283
重度劳动	炼钢车间 铸造车间 排练厅 室内运动场	显热	145	140	135	130	125	120	115	110	105	100	95
		潜热	205	210	215	220	225	230	235	240	245	250	255
		全热	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350
		湿量	356	365	373	382	391	400	408	417	425	434	443

① 1kcal=4184kJ, 下同。

表 2-6 某些空调建筑物内的群集系数 (n')

工作场所	群集系数	工作场所	群集系数
影剧院	0.89	图书阅览室	0.96
百货商店(售货)	0.89	工厂轻劳动	0.90
旅馆	0.93	银行	1.00
体育馆	0.92	工厂重劳动	1.00

人体的散湿量可按下式计算

$$W = wn \quad (2-25)$$

式中 w ——不同室温和劳动性质时成年男子的散湿量, g/h (查表 2-5)。

对于会堂, 剧院和电影院观众厅等人员群集的场所, 人体的散热和散湿有时往往成为主要空调热湿负荷。

② 照明灯具散热 常见的照明灯具主要有白炽灯和荧光灯两类, 其散热量按下式计算

$$Q = n_1 n_2 N \quad (2-26)$$

式中 N ——照明灯具的安装功率, kW;

n_1 ——镇流器消耗功率系数, 对白炽灯 $n_1 = 1.0$, 镇流器装在顶棚内的荧光灯 $n_1 = 1.0$, 镇流器安装在空调房间内的荧光灯 $n_1 = 1.2$;

n_2 ——灯罩隔热系数, 灯罩下部穿有小孔, 下部为玻璃板, 可利用自然通风部分地向顶棚散热时, $n_2 = 0.5 \sim 0.6$; 灯罩上部没有通风小孔时, $n_2 = 0.6 \sim 0.8$ 。

③ 用电设备的散热 电热设备的散热量为

$$Q = n_1 n_2 n_3 n_4 N \quad (2-27)$$

式中 N ——电热设备的安装功率, kW;

n_1 ——利用系数, 设计最大实耗功率与安装功率之比, 一般可取 $0.7 \sim 0.9$;

n_2 ——同时使用系数, 即同时使用的安装功率与总安装功率之比, 由工艺提供, 一般可取 $0.5 \sim 1.0$;

n_3 ——负荷系数，每小时平均实耗功率与最大实耗功率之比，一般可取 0.5 左右；

n_4 ——通风保温系数，一般可取 0.5。

电动机和工艺设备均在空调房间内时，电动设备的散热量为

$$Q = n_1 n_2 n_3 N / \eta \quad (2-28)$$

只有工艺设备在空调房间内时，电动设备的散热量为

$$Q = n_1 n_2 n_3 N \quad (2-29)$$

式中 N ——电动设备的安装功率，kW；

η ——电动机效率。

(4) 室内湿源的湿负荷 室内湿源包括人体散湿和工艺设备的散湿，室内湿源的散湿量即形成空调房间的湿负荷。人体散湿量应与散热量同时考虑和计算，不同温度下成年男子散湿量可直接由表 2-5 查得。其他湿源还包括敞开水槽和地面积水以及各种材料表面蒸发水汽或管道漏汽等，其中敞开水槽的散湿量为

$$W = \beta(p_{q,b} - p_q) F \frac{B}{B'} \quad (2-30)$$

式中 $p_{q,b}$ ——相应于水表面温度下的饱和空气的水蒸气分压力，Pa；

p_q ——空气中水蒸气分压力，Pa；

F ——蒸发水槽表面积， m^2 ；

β ——蒸发系数， $kg/(N \cdot s)$ ， $\beta = (a + 0.00363v) \times 10^{-5}$ ；

B ——标准大气压力，其值为 101325 Pa；

B' ——当地实际大气压力，Pa；

v ——水面上周围空气流速，m/s；

a ——不同水温下的扩散系数， $kg/(N \cdot s)$ ，由表 2-7 给出。

表 2-7 不同水温下的扩散系数

水温/ $^{\circ}C$	$a/[kg/(N \cdot s)]$	水温/ $^{\circ}C$	$a/[kg/(N \cdot s)]$
<30	0.0046	70	0.0088
40	0.0058	80	0.0096
50	0.0069	90	0.0106
60	0.0077	100	0.0125

地面积水蒸发湿量的计算方法同水槽表面散湿量，其他散湿量的确定方法视具体情况而定。

夏季空调冷负荷概算指标（陈沛霖、岳孝方主编，空调与制冷技术手册，同济大学出版社，1990）：

办公楼（全部）	95~115 W/ m^2
超高办公楼	105~145 W/ m^2
旅馆（全部）	70~95 W/ m^2
旅馆中的餐厅	290~350 W/ m^2
百货商店（全部）	210~240 W/ m^2
医院（全部）	105~130 W/ m^2
剧场（观众厅）	230~350 W/ m^2

以上是部分公共建筑冷负荷概算指标，是按每平方米建筑面积计算的，供粗略估算用。

更详细的数据可参阅陆耀庆主编的《实用供热空调设计手册》（中国建筑工业出版社，1993）。

2.2.3 空调房间送风状态和送风量的确定

(1) 夏季送风状态及送风量 设空调房间的室内冷负荷为 ΣQ ，余湿量为 ΣW ，为消除房间内的余热和余湿，必须向房间送入其状态为 $O(h_O, d_O)$ 且风量为 G 的空气，该部分空气在吸收余热和余湿之后，由送风状态 O 变为室内状态 $N(h_N, d_N)$ 而排出，以便使室内保持 N 点的设计温湿度状态。

由于送风量同时吸收室内余热和余湿，因此可以计算出由送风状态点 O 变化到排风状态点 N 的角系数 ϵ ，即

$$\epsilon = \frac{h_N - h_O}{\frac{d_N - d_O}{1000}} = \frac{Q}{W} \quad (2-31)$$

因此，送风状态点 O 一定位于过 N 点作 $\epsilon = \frac{Q}{W}$ 的角系数线上，如果再知道 h_O 、 d_O 、 t_O 之一就可以确定送风状态点的位置。

送风状态点确定以后，送风量就可以根据下式求得

$$G = \frac{Q}{h_N - h_O} = \frac{1000W}{d_N - d_O} \quad (2-32)$$

由式(2-25)和式(2-26)可见，送风量和送风状态可以有一系列的组合，只要送风状态点 O 位于通过室内状态点 N 所引的热湿比线上，则将一定数量的该空气送入空调房间后，就能同时吸收余热 ΣQ 和余湿 ΣW ，从而使室内状态达到所要求的状态 N 。换句话说，在 N 点以下，热湿比线上的任一点都可作为送风状态点，至于定在哪一点合适，要由送风温差大小来定。送风状态 O 离室内状态 N 越近，说明送风温差小， $(h_N - h_O)$ 值也小，送风量就越大；相反， O 点离 N 点越远，送风温差大， $(h_N - h_O)$ 值也大，则送风量就越小。这里既有经济比较问题，也有如何保证空调房间的工艺要求问题。

暖通空调设计规范对空调房间的送风温差和换气次数作了规定，参见表2-8。对工艺性空调，根据室温允许波动范围来选取送风温差。算出送风量后，还要校核换气次数是否符合要求。对于舒适性空调，送风温差尽可能取得大些，以节省送风量。但送风温度太低，会使人感到不舒服。应该注意，送风温度不能低于室内空气的露点温度，否则在送风口处会出现结露现象。此外，送风温差大小也与送风口形式及安装高度有关。

换气次数是通风和空调工程中常用来衡量送风量的指标，定义是：房间送风量与房间体积的比值。采用表2-8中送风温差计算出来的送风量折合成换气次数应大于表中所推荐的换气次数。对于洁净度要求较高的洁净室，换气次数可能高达每小时几百次，不在此限。

表 2-8 送风温差与换气次数推荐值

室温允许波动范围/℃	送风温差/℃	换气次数/(次/h)
>±1.0	人工冷源: ≤15 天然冷源: 可能的最大值	
±1.0	6~10	≥5
±0.5	3~6	>8
±0.1~0.2	2~3	20~150

(2) 冬季送风状态及送风量 冬季空调房间内热湿负荷的特点是，除室内热源如人体、

照明灯具和用电设备向房间散热外，通过围护结构的传热是从室内传向室外（围护结构耗热量的计算方法与冬季供暖时相同）。因此，冬季室内余热量比夏季少得多，甚至余热量为负值（建筑物耗热量大于室内热源的散热量），说明需要向房间补充热量。冬季的散湿量与夏季时基本相同， d_O 小于 d_N 。这样，冬季房间的热湿比值常小于夏季，也可能出现负值，所以送风温度 t_O 往往接近或者高于室温 t_N ，而 h_O 大于 h_N 。

送热风时送风温差可以比送冷风时大，所以冬季送风量可比夏季小。但是冬季送风量也必须满足最小换气次数的要求，也要满足送风温度不超过 45°C 的条件。对于全年定风量系统，冬季的送风量往往采取夏季的风量，即 $G_{\text{冬}} = G_{\text{夏}} = G$ 。此时，按已知风量和冬季房间热湿比 ϵ 值，反求送风状态参数即可。从节能出发，也可用提高送风温度、减少送风量的做法，比如空调系统采用变速风机，冬季可降低风机转速来减少送风量。不论采用哪种方案，其送风状态点必须位于 $\epsilon = \frac{-\sum Q}{\sum W}$ 的线上，而且送风温度不超过 45°C 。

2.2.4 空调系统新风量的确定

在空调系统的送风中，一般情况下既有从室内回风口处引入的室内空气，也有从室外吸入的新鲜空气。引入回风的目的是为了节省能源，特别是在冬季和夏季。合理地规定和选用回风量，是空调整能的有效途径之一。送风中引入一定量的新风，目的是满足人体生理需氧量和冲淡室内有害气体和气味（例如，人体呼出的二氧化碳、室内装饰材料散发出来的甲醛等）。另外，引入一定量的新风还能维持空调房间内一定的正压需要，不让室外空气或相邻房间非洁净空气渗入空调房间内，干扰室内的温湿度和破坏洁净度。如果空调房间内有局部排风系统时，引入新风还补偿了局部的排风量。

人体对氧气的需要量，主要与新陈代谢水平有关。对于从事中等强度作业的人来说，消耗氧气所需的最小新风量约为 $7\sim 10\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。按冲淡室内有害气体和气味来确定新风量比较复杂，但就冲淡二氧化碳而言，国家对一般场所室内空气的新风量标准是 $30\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。对一些特殊场合，如医院、商场、学校等要求的新风量更高。

国标暖通空调设计规范对各类民用建筑的最小新风量提出推荐值。对生产厂房，应按补偿排风，保持室内正压或保证每人不小于 $30\text{m}^3/\text{h}$ 的新风量的最大值确定。表 2-9 给出的最小新风量可供民用建筑参考。

表 2-9 民用建筑最小新风量

建筑物名称	每人最小新风量/(m^3/h)	吸烟情况	建筑物名称	每人最小新风量/(m^3/h)	吸烟情况
宾馆、饭店(客房)	30	不定	餐厅	20	约 25%
百货大楼、会堂、剧场、电影院	8.5	无	舞厅	18	不定
体育馆	8	无	理发室	13	不定
办公室	18	不定	小卖部	13	无
个人办公室	25	约 50%	病房	15	无
会议室	50	非常多			

2.3 室内空气品质

如何采取切实可行的手段，控制病毒、细菌等生物污染的传播，改善室内空气品质，成了当前暖通空调及制冷制造业必须正视的问题。必须认识到，空调设备与系统的任务不仅要为人们提供一个热舒适的环境，更要提高室内空气品质，并确保室内人员的健康。用户已经

不仅仅满足于空调的舒适性，健康因素已经成为人们选择空调设备和系统时新的重要标准。

居室环境是与人关系最密切的外环境，人类有 80%~90% 的时间是在室内度过的。随着人们生活水平的提高和生活方式的变化，室内空气品质 (IAQ) 日趋恶化，并导致了一系列的病态建筑综合症 (Sick Building Syndrome, 简称 SBS)。根据世界卫生组织 (WHO) 1983 年的定义，病态建筑综合症是因建筑物使用而产生的症状，包括眼睛发红、流鼻涕、嗓子疼、困倦、头痛、恶心、头晕、皮肤瘙痒等。IAQ 的恶化使得人们的健康和工作效率大受影响，甚至危及生命。

2.3.1 影响室内空气品质的因素

(1) 空气本身 室内空气热舒适性参数如温度、相对湿度、气流速度以及氧气、负离子浓度等都会影响人的生活与健康。

(2) 室内悬浮颗粒 它是室内最普遍的污染物，粒径小于 $10\mu\text{m}$ 为可吸入颗粒物。其主要来源有灰尘、石棉纤维残粒、过敏素如花粉等、香烟或燃烧所产生的细微颗粒等。

(3) 挥发性有机物 (VOCs) 主要是建筑装饰材料、涂料和家用化学品的释放物，如甲醛、苯、氯化烃等。其中甲醛是室内最严重的污染物之一。

(4) 无机气体污染物 无机气体如氨、氮、燃料废气和臭氧等。这些污染物主要来源于地面及墙壁材料、土壤、燃烧器燃烧等。

(5) 生物污染物 包括来自于腐败物和宠物的代谢产物的细菌、霉菌、病毒等，它们会使抵抗力弱的人染病。此外，花粉和尘螨会引发过敏体质人群的过敏反应。

(6) 人体自身污染 包括身体散发的异味以及少数病患者出入公共场所，通过空气交叉传染。

这些因素都将不同程度地对 IAQ 产生不良影响。

2.3.2 生物污染的侵入及传播途径

生物污染物主要是病毒、细菌和真菌，它们粒径都很小，如病毒的大小为 $0.02\sim 0.3\mu\text{m}$ ，细菌为 $0.5\sim 3.0\mu\text{m}$ ，真菌为 $2\sim 10\mu\text{m}$ 。这些微生物是能引起人类传染病的病原微生物，会对人类健康造成危害。例如，几年前流行的 SARS 病毒就是一种冠状病毒，其主要是通过近距离飞沫、呼吸道以及接触传播，已经令八百多人死亡。

在居室内饲养家禽、宠物等，会使微生物包括细菌、病毒、真菌、霉菌等大量繁殖。空调的使用使得室内空气成为密闭循环系统，空调机冷却塔、加湿器、水箱、盘管等的潮湿表面是细菌繁殖的温床，细菌被风送入室内，使室内空气质量更为恶化。

2.3.3 生物污染的防治措施

为了防止细菌、病毒等生物污染在空调房间集聚和传播，可采用加大新风量和空气过滤、净化等措施来进行防范。要求采集品质良好的新风，新风量不得低于卫生标准，系统应采用不低于中效的空气过滤器，安装空气净化设备，保持系统干燥清洁。

(1) 新风 为了防范和应对生物污染，在不需要调节空气温度、湿度的情况下，建议全面使用新风输入；在需要调节空气温度、湿度的情况下，保证充足的新风输入，调节好各局部场所的新风分配量，保证各局部场所均有新风输送，所有排风要直接排到室外。GB/T 18883—2002 对一般场所室内空气的新风量标准是 $30\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ ，生物性菌落总数标准为 $25000\text{cfu}/\text{m}^3$ 。而对一些特殊场合，例如医院、商场、学校要求的新风量更高。在某些特殊情况下，应将新风阀门开到最大，风机的风量也开到最高档，以增加换气次数。

在天气不是很热时，中央空调可采用加大新风量或全新风的方式运行，并在回风处采取必要的灭菌净化手段。为了应对炎热夏季可能出现的冷量不足，可提前对系统进行改造，如采用能量回收装置等。家用空调器也可采用类似的换新风功能，目前多家空调器制造商都将换新风功能用在了其产品上。

(2) 空气净化、消毒、灭菌 空气净化器是提高室内空气品质的有效手段。由于室内受污染，空气对人体健康影响很大，作为提高室内空气品质的空气净化器产品应运而生。通常空气净化器的工作原理是，由高速旋转的离心风机在机器体内产生负压，受到污染的空气被吸入机内，依次通过具有杀菌功能的粗过滤网、装填有高效空气过滤材料的过滤层和具有高效催化作用的活性炭过滤层，这样三重过滤净化后由送风口送出洁净的空气。理论研究和科学实践均表明，使用空气净化器可以有效地清除室内细菌和病毒，对于防止疾病传播，特别是对防止流感等流行性疾病传播，减少患病机率很有效。目前，空气净化器可有效杀灭空气中自然菌的99%以上，对可吸入颗粒物的净化效率达99%以上，催化活性炭可有效吸附、分解香烟烟雾、氨气等有害气体。如果空气净化器装有负离子发生器和香料盒，可使输出的空气含有一定量的负氧离子和宜人的香味，使人心旷神怡。经过空气净化的洁净手术室和洁净病房可以使伤病员手术后的感染率下降到原来的1/10以下，这就说明了空气净化器去除病菌、病毒的重要作用。

据资料统计，空气净化器在美国家庭的普及率为27%，在日本的普及率为17%，而在中国城市家庭的普及率不到1%，这些还主要是对空气净化作用较为了解的有医学界背景的家庭。从对人体健康的意义而言，空气净化器的作用应高于同样用于人工环境调节的空调器，但由于人们认识上的滞后，使其普及速度受到很大影响。从空气净化器使用效果的调查情况来看，使用它的家庭患呼吸系统传染病的机率可以大大下降。

空气净化器这种空气杀菌消毒产品，目前市场上一、二、三代空气净化器并存，第一代是纯物理型空气净化器，第二代是臭氧、负离子型空气净化器，第三代是以纯纳米光为媒为代表的化学型空气净化器。空气净化器通常都是将多种消毒灭菌方法复合应用，以获得更好的效果。下面将对目前所采用的方法的原理及应用做一简要介绍。

① 空气过滤器 空气过滤器主要采用带有阻隔性质的过滤分离来清除气流中的微粒，其次也采用电力分离的办法。我国颁布的空气过滤器(GB/T 14295—93)和高效过滤器(GB13554—92)两个国家标准，一共将过滤器按过滤性能分为粗效、中效、高中效、亚高效和高效五类，其中高效过滤器又细分为四种，见表2-10。从粗效至亚高效过滤器统称为一般空气过滤器。粗效过滤器多采用玻璃纤维、人造纤维、金属丝网及粗孔聚氨酯泡沫塑料，对粒径 $\geq 5\mu\text{m}$ 的颗粒可以有效过滤；中效过滤器主要滤料为玻璃纤维、人造纤维合成的无纺布及中细孔聚乙烯泡沫塑料，可做成袋式或抽屉式，对粒径 $\geq 1\mu\text{m}$ 的颗粒可以有效过滤；高效过滤器按照其效率不同还可细分，其中 $0.1\mu\text{m}$ 级高效过滤器可以对 $0.1\mu\text{m}$ 的灰尘过滤效率高达99.99%以上，不过这样的过滤器通常使用在对空气洁净度要求很高的地方，如手术室和洁净室等。通常中央空调中使用的是粗、中效过滤器。

细菌、病毒这一类微生物在空气中是不能单独存活的，空气中的颗粒物，特别是有机颗粒物常作为细菌、病毒的载体。细菌、病毒只有依附其上，形成生物粒子，才能在空气中悬浮存在。一旦悬浮微粒物与细菌、病毒同时被HEPA(High Efficiency Particulate Air Filter)滤芯所捕获，因机械式滤芯的空气过滤器有稳定的干燥气流不断通过，水分很快地蒸发，水分供应中断，细菌和病毒将被风干，被捕获的细菌、病毒只有死路一条。所以虽然细

菌、病毒的粒径已达到亚纳米级，但通过过滤器还是可以达到将其有效过滤的目的。

表 2-10 空气过滤器按性能分类

性能分类	性能指标		
	粒径/ μm	额定风量下的效率(E)/%	额定风量下的初阻力/Pa
粗效	≥ 5.0	$80 > E \geq 20$	≤ 50
中效	≥ 1.0	$70 > E \geq 20$	≤ 80
高中效	≥ 1.0	$99 > E \geq 70$	≤ 100
亚高效	≥ 0.5	$99.9 > E \geq 95$	≤ 120
高效	A	≥ 99.9	≤ 190
	B	≥ 99.99	≤ 220
	C	≥ 99.999	≤ 250
	D	$\geq 0.1 \mu\text{m}$	≥ 99.999

目前，对空气过滤器的研究主要集中在其所用的滤材上。在当前的空气过滤器市场中，以微细玻璃纤维作为过滤介质的过滤器仍占主导地位，但膜生产商也正向空气过滤领域发展，提供高效的膜滤器，并改善膜在低气流阻力下过滤的性能。另外，采用驻极体静电材料（目前国际上首推熔喷非织造布，即无纺布，国内主要采用的熔喷非织造布是熔喷聚丙烯纤维）的驻极体静电空气过滤器效率可达到很高的水平，而其滤速、阻力和价格（15 元/ m^2 ）仅相当于粗效空气过滤器。静电吸附法技术成熟、处理效率高，适用于集中处理。但其缺点是吸附表面容易成为细菌、病毒繁殖场所，需要后期处理。

空气过滤器的安装应避免在表冷器处滋生的微生物随气流进入室内。另外，通常都将粗效过滤器安装在中效过滤器之前，这样可以过滤掉较粗大的颗粒物，同时对中效过滤器也起到了保护的作用，保证过滤质量。注意，潮湿的过滤器会引起病菌滋生，需要后期处理。

② 冷触媒 冷触媒技术以多元多相催化为主，结合超微过滤，从而保证在常温常压下使多种有害有味气体分解成无害无味物质，由单纯的物理吸附转变为化学吸附，边吸附边分解，提高了吸附污染颗粒物种类，提高了吸附效率和饱和容量；不产生二次污染，大大延长了吸附材料的使用寿命。催化材料的寿命是普通材料的 20 倍以上，可以对室内氨、硫化氢、醛类等进行催化分解。

冷触媒技术所采用的 LTG-M2 触媒，是一种低温低吸附的材料，它通过催化作用使空气中的甲醛等与氧气发生分解作用，生成对人体无害的水和其他物质，在常温下即可起作用，彻底分解清除有害细菌和容易致病的各种有机化合物。冷触媒本身有很强的氧化性，细菌粘在上面不能生存，因此有很强的杀菌抗菌效果。冷触媒不需要另加能源和装置，也不存在光触媒因吸附饱和而失去作用以及二次污染等问题。此外，冷触媒对于清除异味等生物性污染物质效果也十分出色。这种触媒不需要再生，不需更换，使用寿命长达 10 年以上。

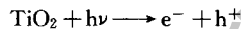
将添加了冷触媒的滤网安装在空调器送风口处，即可起到过滤微粒、杀菌、除臭、去除甲醛等作用。

③ 光催化（光触媒）技术 光触媒是一种催化剂，主要成分是活性炭、酸化酞、陶瓷

纤维等，并以静电纤维纸浆做成的网为载体，可以吸附空气中由绝缘材料、胶合板、地毯、油漆、黏合剂等挥发出来的甲醛、苯、酮、氨、二氧化硫等有害气体，并能清除室内的香烟雾、饭菜味、体臭等异味。但这种物质使用一段时间后，需要在强烈的日光或紫外线照射下，将吸附在触媒网上的有害物质彻底分解成二氧化碳和水，从而恢复其吸附性。否则存在吸附饱和会释放臭气产生二次污染的问题。

以 TiO_2 为例，当波长为 $300\sim 400\text{nm}$ 的紫外线照射在 TiO_2 上时，半导体纳米材料可以激发出“电子-空穴”对（一种高能粒子），这种“电子-空穴”对和周围的水、氧气发生反应后，就产生了具有极强氧化能力的自由基活性物质，可将空气中的甲醛、苯、氨气、硫化氢等有害污染物氧化、分解成 CO_2 、 H_2O 等无毒无味的物质，具有杀菌、除臭的功效。

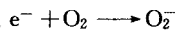
二氧化钛（ TiO_2 ）在吸收太阳光或照明光源中的紫外线后，在紫外线能量的激发下，从表面电子被激励起来而飞出，会产生具有超强氧化能力的正穴（在电子飞出的同时，正穴生成），而电子又具有超强的还原能力，与空气中的水汽反应后会制造出氧离子和氢氧自由基，具有极强氧化作用的活性氧、氢氧自由基能将有害有机物、污染物臭气、细菌等氧化分解成无害物质的二氧化碳和水，而电子同时起到还原反应，还原空气中的氧。



形成的电子空穴有很强氧化能力，与附在二氧化钛表面的水起氧化反应后，生成氢氧自由基原子团，氢氧基原子团拥有很强氧化能力，能与有机化合物起氧化反应，最终将其转化成二氧化碳和水。



同时，电子则与附在表面的氧气起还原反应，生成超强氧化物阴离子，与氧化反应的中间体形成氧化物，或通过氧化氢变成水。



在空调器中，一般是在送风口处安装添加了光触媒的滤网，再辅以外灯，通过紫外灯照射滤网上的光触媒，激发它生成“电子-空穴”对，才能发挥光触媒的杀菌作用。没有紫外线作为激发光源，光触媒的杀菌功能就成了摆设。目前，光触媒在空调产品中已经得到了广泛的应用。

最近又开发出一种更高效的光催化技术——纯纳米光为媒。纯纳米光为媒主要由 UV-LED 紫外杀菌光和钠钛网组成。与紫外光亮度逐渐衰减、寿命短不同，UVLED 紫外杀菌光采用世界领先的封装技术，始终如新，寿命长达 10 万小时。钠钛网呈蜂窝状，与空气接触面能达到 $850\text{m}^2/\text{g}$ （而纳米光触媒只有 $140\text{m}^2/\text{g}$ ），杀菌消毒效果成倍增长，它采用纳米技术材料制成，其中纳米材料中 TiO_2 的含量达到 98%，当直接吸收来自 UVLED 紫外杀菌光的能量时就会激发出羟基自由基离子，遇到病菌时，能直接破坏其细胞膜，并进一步降解病菌细胞内的有机物；遇到病毒时，能直接凝固病毒的蛋白质，使之失去活性，达到破坏病毒的效果。而且羟基自由基本身无毒性、不分解、不溢出，并能氧化分解用普通生物氧化方法难以降解的各种有机污染物。由于纯纳米光触媒采用了全新组合，可自行再生。纳米光催化是一种广谱方法，可同时杀灭细菌、真菌和病毒；作用效果强，可联合采用紫外线、光催化和臭氧（紫外灯可产生少量臭氧），适用于集中处理和局部净化。其缺点是光催化材料可能会失活，可能产生微量 CO 等有害物质。

④ 臭氧 臭氧为大气中正常存在的气体，因高强度的紫外线太阳光作用在氧上而自然

产生在上层大气圈中。在大自然中产生臭氧是有益处的，在上层大气中的臭氧层可阻挡会引起晒伤及皮肤癌的紫外线。而在较接近地面处，于雷雨之后，因闪电产生的臭氧则使室外产生新鲜的空气味道。

臭氧 (O_3) 由 3 个氧原子组成，是 O_2 的同素异构体。其工业生产方法是，将干燥空气或纯氧气输入由高压电极产生的等离子体中，部分氧气分子 (O_2) 在等离子体中分解成氧原子 (O)，氧原子与另外的氧分子 (O_2) 反应生成臭氧分子 (O_3)。臭氧是一种强氧化剂，灭菌过程属生物化学氧化反应。臭氧灭菌有以下 3 种形式：a. 臭氧能氧化分解细菌内部葡萄糖所需的酶，使细菌灭活死亡；b. 直接与细菌、病毒作用，破坏它们的细胞器和 DNA、RNA，使细菌的新陈代谢受到破坏，导致细菌死亡；c. 透过细胞膜组织，侵入细胞内，作用于外膜的脂蛋白和内部的脂多糖，使细菌发生通透性畸变而溶解死亡。

利用 HVAC 系统的循环风作为臭氧的载体，即将臭氧发生器生产的臭氧气体由 HVAC 系统中净化风机产生的压力风源扩散至所控制的整个洁净区域，不存在死区，并且使空气中臭氧浓度均匀，在洁净区域的生产环境中不增加任何消毒设备，即可达到灭菌的目的，同时对 HVAC 系统起到杀灭杂菌和霉菌的效果。因为它具有强氧化性，所以极不稳定，极易分解。臭氧过多可强烈刺激机体黏膜组织，引起支气管和肺部组织发炎甚至水肿等病变，出现喉咙干燥、咳嗽、胸闷、哮喘等呼吸道疾病。国标 GB/T 18883—2002 规定，室内臭氧的 1h 均值应小于 $0.16\text{mg}/\text{m}^3$ ，所以必须严格控制臭氧量，当臭氧浓度达到一定水平时，停止臭氧发生器的运行，但这种方法并不能有效地控制臭氧浓度。目前对臭氧浓度的控制，还没有找到很好的办法。

⑤ 负离子 负离子式净化器利用高压静电场的作用，将附近空气电离，空气中的分子电离产生的电子极易被氧分子捕获，形成负氧离子。负氧离子具有清新空气、杀菌、医疗和保健作用，被称为“空气中的维生素”。空气中的负离子量增加，对人体健康有很大贡献，诸如镇静、自律神经消除失眠焦虑、杀灭空气中的细菌、病毒、促进新陈代谢、净化血液、强化细胞机能、美颜及延寿等重要功能，而对于哮喘、支气管炎、过敏性鼻炎等疾病均有治疗作用。在污染较为严重的室内环境中，负离子浓度通常不足 100 个/ cm^3 ，而最适宜人体的负离子浓度最小值是 1000 个/ cm^3 。但此种方式会产生大量的臭氧。

在房间或空调器中增加负离子发生器，可以通过瞬间高压放电产生负离子进入尘埃中。负离子可以中和尘埃中的正电，使尘埃落地，且负离子有一定的杀菌作用，达到净化空气的目的。

日本某公司研究开发出了一种“正负离子群强力杀菌技术”。所谓“正负离子群强力杀菌技术”，就是通过离子发生器高压放电，将水分子分解成正负离子。由于水分子被包裹，形成正负离子群，然后以水分子为载体，在空气中四处浮游，拥有极强的杀菌能力。在空气中到处浮游的正负离子群遇到细菌、霉菌、病毒等有害物质，就能立即将其包围和隔离。然后，正负离子群中性能最活跃的氢氧根离子与这些有害物质进行剧烈的化学反应，最后将它们彻底分解成水分子等无害物。正负离子群由普遍存在于瀑布、山川和森林附近等自然界中的物质构成，安全无害，不会对大自然造成污染。

⑥ 等离子体 等离子空气净化器与以过滤、杀菌作用为主的常规空气净化器有所不同，等离子体是一种聚集态物质，它有别于常识中的固、液、气三态物质，是物质的第四态，其所拥有的高能电子同空气中的分子碰撞时会产生一系列基元物化反应，在反应过程中会产生多种活性自由基和生态氧。活性自由基可以有效地破坏各种病毒、细菌中的核酸、蛋白质，

使其不能进行正常的代谢和生物合成，从而致其死亡；而生态氧能迅速将多种高分子异味气体分解或部分还原为低分子无害物质；另外，等离子体中离子与物体的凝并作用还可以对小至微米量级的细微颗粒进行有效的收集，从而达到去除可吸入颗粒物的作用。因此，等离子空气净化器具有超强除尘、强力杀菌、消除异味和无需更换净化滤材、使用寿命长等突出优点。但是，等离子体法会产生氮氧化物（NO_x）与一氧化碳和少量臭氧等副产品。以放电形式产生等离子体时，为了减少放电过程中产生对人体有害的臭氧，多采用脉冲放电和沿面放电形式。等离子体是一种广谱方法，对生物污染和有机污染都能起作用，应用方式为集中处理和局部净化。

⑦ 紫外线 紫外线是一种比可见光波长还短的光线，它可以根据波长分为 A、B、C 三种。C 波段的紫外线，其波长为 200~275nm。而波长为 240~280nm 范围的紫外线最具有杀菌效能，尤其在波长为 253.7nm 时杀菌作用最强。其杀菌原理是通过紫外线对细菌、病毒等微生物的照射，以破坏其生命中枢 DNA（脱氧核糖核酸）的结构，使构成该微生物的蛋白质无法形成，使其立即死亡或丧失繁殖能力。

紫外线要发挥其杀菌作用，必须要达到其照射剂量。照射剂量是所用紫外线光源的辐射强度和照射时间的乘积。因此，根据紫外线光源的辐射强度，可以计算出需要照射的时间。例如，用 70μW/cm² 的紫外线灯消毒物体表面，选择的照射剂量是 100000μW·s/cm²，则需照射的时间是

$$100000\mu\text{W}\cdot\text{s}/\text{cm}^2/70\mu\text{W}/\text{cm}^2=1429\text{s}=24\text{min}$$

因此，要求所用紫外线消毒灯的辐射强度不应小于 70μW/cm²，照射时间不应小于 25min。所用紫外线光源强度高时可适当减少照射时间，消毒条件不理想时应适当延长照射时间。

回风管道中的紫外线消毒，由于风道中风速很大，很难达到消毒需要的紫外线辐照剂量，所以不一定能够保证消毒效果，更不能将紫外线消毒和高效过滤器除菌、药物除菌的效果相等同。如果将紫外灯放置在过滤器两端，照射被驻留在过滤器上的细菌、病毒，将会获得比照射空气气流更好的灭菌效果。紫外线照射也会产生少量臭氧，紫外灯管容易积灰尘，影响效果。紫外线照射适用于局部净化。

紫外线的照射会损伤人体皮肤，导致皮肤癌等疾病。用紫外灯直接照射，人员不能在房间，在使用上很不方便，需要一些特殊的设备。因此，在居室可采用循环风紫外线空气消毒技术，循环风紫外线空气消毒不仅杀毒快速而且可以用于有人的场合。

⑧ 生物高效杀菌过滤器 生物高效杀菌过滤器是将生物杀菌剂固定于高效过滤材料（HEPA）上的装置，不仅能将尘埃、细菌高效过滤，还能将空气中游浮的细菌、病毒、真菌等微生物有效吸附并直接将其杀灭，对霉菌的生长也有很强的抑制作用。生物杀菌剂原由植物中提取，现已能人工合成，主要包括山梨酸、安息香酸钠和枸橼酸，再采用高效过滤材料作载体，可采用高效超细玻璃纤维或高效丙纶（聚丙烯）滤纸，其过滤效率（0.3μm，DOP 法）为 99%~99.9999%。其作用机理为：当气体流经过滤器时，空气中的尘埃、气溶胶、微生物就被过滤到纤维素表面上，当微生物与杀菌剂接触时，生物杀菌剂透过菌类细胞进入内部，复合于菌类生存代谢活动的关键环节，可产生如下作用：a. 通过干扰菌类细胞膜的能透性，抑制细胞对氨基酸的吸收，干扰细胞代谢，抑制细胞内呼吸酶系统的活性；b. 与菌类的酶系统的巯基结合，破坏其代谢中重要的酶系统；c. 干扰细胞色素 C 的传递作用，以及细胞膜表能量的作用，抑制菌类存活。杀菌剂通过以上作用，达到杀菌目的。由于

复方生物杀菌剂的熔点大于 120℃，且不易挥发，并在抑杀菌过程中自身不发生本质变化，所以抑杀菌性可保持长期有效。

以上多种防治生物污染的方法都在目前的空调产品上有所体现，但如何最大限度地发挥其净化空气、杀灭病菌的能力，如何合理地将多种防治方法复合应用，还需要做大量的研究工作。而且这些方法都将增大空调系统和空调器的一次投资、维护以及能耗方面的费用，如何找到一个最佳点，也是一个需要研究的课题。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

3 变频多联机的原理

3.1 变频多联机的发展背景

3.1.1 多联机的含义

多联式空调（热泵）机组简称多联机，20世纪80年代诞生于日本，在我国是最近几年才发展起来的一种具有集中式空调系统特点的新型空调系统，它集变频、变容等技术于一身，具有使用节能、舒适、控制灵活等特点，通过不同容量机组的组合和布置可满足不同规模建筑物的要求。与传统的集中式空调相比，省去了主机房、冷却塔、水输配系统，因而受到了广泛的欢迎，特别是在小于 10000m^2 的建筑物内正逐步取代冷水式集中空调系统。

多联机首先由日本大金公司在20世纪80年代初开发成功，并将其命名为VRV（Variable Refrigerant Volume），因该名称已经被大金公司注册为该类空调产品的商标，学术界多采用VRF（Variable Refrigerant Flow）来称呼。多联机是通过控制压缩机的制冷剂循环量和进入室内换热器的制冷剂流量，适时地满足室内冷、热负荷要求的直接蒸发式制冷系统。

按照我国国标GB/T 18837—2002的定义，多联式空调（热泵）机组是一台或数台风冷室外机连接数台相同或不同型式、容量的直接蒸发式室内机构成的单一制冷循环系统，它可以向一个或数个区域直接提供处理后的空气。

3.1.2 多联机的产生背景

几十年来，中大型空调系统一般采用集中式或半集中式，在机房安置冷水机组或空气处理机组，然后通过风机或水泵将处理后的空气或冷水送入每个空调房间或空调末端装置，达到空气调节的目的。实际上，房间热湿负荷不可能经常处于最大值，而是在全年的大部分时间低于最大值，为了使机组的能力与负荷相匹配，近年有变风量及变水量系统应运而生，这对普通集中式空调系统无疑是一个进步。其最大优点就是采用变化送风量（送风参数不变）或变化冷水量的方法来维持室温，这不仅节约了冷量，而且降低了风机和水泵的功率，其节能效果是显而易见的，这就是近年来的VAV（Variable Air Volume）变风量系统和VWV（Variable Water Volume）变水量系统。即便如此，传统的集中式空调系统实际使用过程中还有许多不方便之处。

① 使用上不灵活 传统集中式空调系统以整幢大楼为对象，一般开停时间较为固定，对目前建筑物功能多变、空调运行时间极不统一的情况非常不适应。

② 空调系统的扩展能力不足，设计上不够灵活 随着楼房质量、环境质量的不断提高和楼房功能越来越复杂，对空调系统的灵活扩展能力提出了更高的要求。大型集中式空调不容易像多联机那样通过分散的区域组合来实现不同的功能要求。而多联机非常容易实现分区控制，甚至可以同时供冷或供热。

③ 占用空间较多 传统集中式空调系统必须设有专门的机房、制冷机组、冷却水泵及冷却塔，风管或冷水水管等管道也占用较大的空间，降低了建筑物的层高。而多联机直接采用制冷剂作为能量输送介质，其每单位质量传送的热量几乎是水的10倍和空气的20倍；还可以较少地占用有效空间，每层净层高可增加0.1m左右。

④ 部分负荷时耗能较高 传统集中式空调系统的冷水机组可以采用变容量措施,但是部分负荷时水泵或风机的耗功并不能有效地减少,从而使空调系统在部分负荷运行时能耗较高。而多联机可以通过区域组合和变频技术最大程度地节约能源,对不需进行供冷或供热的区域可以完全停机。

⑤ 无论是室外机还是室内机,噪声一般高于多联机。

⑥ 安装和维护成本要高于多联机 传统集中式空调系统安装的工作量要大于多联机,并且需要专人维护,一旦发生故障需要整个系统停机检修,而多联机不需要专人维护,一个子系统发生故障不会影响到其他子系统的运行。

正是由于使用上不灵活、部分负荷耗能大、输送管道腐蚀、占用空间大、噪声高及维修费用高等问题,使得传统集中式空调系统越来越不适应现今复杂多变的建筑物使用功能的要求,特别是在中小型建筑物中。多联机因其自由的组合方式、灵活的使用方法以及优秀的部分负荷效率等特点,适应了市场的需求,一经推出立即得到了用户的欢迎,并且最近几年得到了快速的发展,在中小型建筑物中保持了强大的竞争能力,在有些地区甚至已经成为主流机型。这种以小聚大、积少成多、灵活多变的系统,对几百到上万平方米建筑物具有广阔的市场。目前日本 32% 的建筑物,60% 改建中的旧建筑物采用了多联机空调系统。

3.2 变频多联机的技术特点

多联机的发展历史较短,至今只有 20 多年的时间。虽然在实践中已经证明该系统在技术上是成熟可行的,但是还有许多问题尚处在进一步的解决之中,客观上也造成了目前还没有形成对多联机的准确定义,各厂家对多联机概念处在混用状态。设计师在设计空调系统时,有必要深入了解各生产厂家采用的技术及各类所谓多联机产品的技术特性,才能更好地设计出令人满意的多联机空调系统,否则有可能因达不到用户的要求而造成设计失误。

3.2.1 多个独立循环一拖多

市场上有一类产品,将具有多个独立制冷循环的定速或变频一拖一产品的室外机安装在一个室外机壳体内,形成所谓的“多联机”产品或一拖多产品(如图 3-1 所示)。该类产品本质上与普通的单元式空调机并无区别,仅是外表上的“一个室外机”拖动若干台“室内机”。该产品不具有多联机产品的技术特长,一般而言,有如下局限性:

① 不具有多联机具有的部分负荷效率高的特点,不能够根据室内负荷的变化而调节输出能力与负荷相匹配,定速一拖多无法避免开停损失;

② 室内外之间配管长度一般不超过 30m;

③ 每一个独立循环均需要两条室内外机连接管路,施工繁琐,制冷剂泄漏机会增多。

3.2.2 传统固定配置的一拖多

传统的一拖多产品与多联机产品有相似之处,如图 3-2 所示,也是一台室外机通过单一的连接管道与室内机相连,但是因其控制系统是将室内外机作为一个整体来对待,室外机和室内机之间采用固定配置,不能进行自由组合,室内机之间也不能进行互换。传统一拖多产品的室外机一般有一定的容量调节功能,室内机多采用毛细管节流,即使采用电子膨胀阀节流,室内机的连接台数和管道的连接距离也非常有限。该产品具有一定的负荷调节功能和

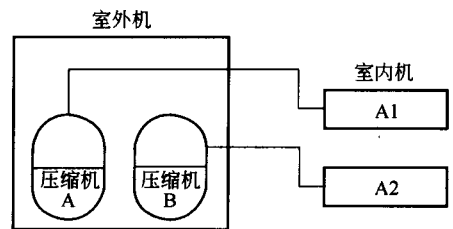


图 3-1 独立循环一拖多示意图

多联机的若干特点，一般而言，有如下局限性。

- ① 室内机之间存在流量不平衡，在设计工况以外的场合，一般总会发生室内机能力偏离室内空气设计值的要求，造成房间温度过高或过低；
- ② 一台室外机拖动的室内机台数一般不超过 4 台；
- ③ 室内外之间配管长度一般不超过 50m。

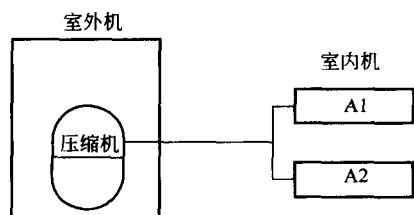


图 3-2 传统固定配置的一拖多产品

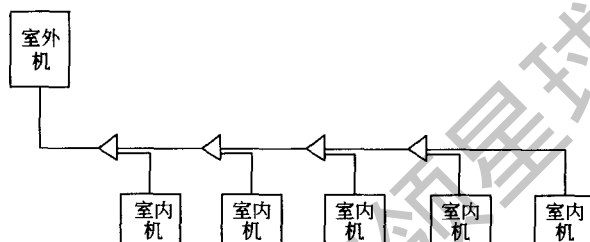


图 3-3 多联式空调系统

3.2.3 多联机的基本原理和技术特点

如图 3-3 所示，多联式空调机组由一台或多台室外机与多台室内机组成，依靠制冷剂管路将室外机与室内机相连接并形成封闭的回路，采用分歧管并结合电子膨胀阀的控制来实现制冷剂的分配。由于采用了特殊的设计和复杂高级的控制，使得一台室外机甚至可以连接多达 32 台室内机，每台室内机可以自由开停，并可根据用户的设定条件进行自动调节。室外机通过变频等技术手段进行容量调节，运行中室外机可以根据室内的负荷变化自动输出相应的能力与室内负荷相匹配。室外机和室内机之间的连接管路也比一般单元式空调机大为延长，一般可达到 100~120m，室内机和室外机之间的落差可达到 50m，室内机之间的落差可达到 15m 左右。

与传统的集中空调和传统的一拖多产品相比，多联机具有以下一些技术特点。

(1) 优秀的部分负荷特性，显著的使用节能效果 在设计建筑物空调系统时，主要是从冬、夏季空调室外设计参数出发进行负荷计算、方案设计和设备选型，即以全年中气候条件最不利的情况为设计依据。但美国供热制冷空调工程师学会（ASHRAE）的最新统计数据表明，这种情况只占全年时间的 1%，见表 3-1。空调系统在全年的绝大部分时间里是处于部分负荷运行状态。针对这种实际情况，多联机的设计思想与传统集中式空调系统有很大不同，一般将机组的最高 *EER* 值设计在机组满负荷的 50%~75%之间，因此，真正意义上的多联机在满负荷时的 *EER* 值并不高，与一般单元式空调机相比并不具有特别的优势。

表 3-1 全年空调负荷比例

空调负荷/%	工作时间/%	空调负荷/%	工作时间/%
100	1	50	45
75	42	25	12

图 3-4 为美国空调制冷学会（ARI）工况下实际测试的日立公司生产的一台变频涡旋式压缩机的性能曲线，与一般变频压缩机不同，它的高效率区不是一个点，而是在 45~80Hz 之间存在一个高效区，最高效率点在 75Hz 左右，在频率超过 80Hz 后，随着频率的增加，效率逐渐下降，在频率小于 45Hz 后，随着频率的减少，效率逐渐下降。日立变频压缩机的这种性能特点恰好与多联机的设计要求相吻合。因此，在设计多联机时应尽可能将常见的运

行负荷范围与变频压缩机的高效区相对应，而不是将满负荷对应压缩机的最高 EER 频率。根据这一原则，设计工况下（满负荷）可以选择 80Hz 作为变频压缩机的额定频率，在此条件下来匹配制冷系统。当机组在常见的 50%~75% 负荷范围内运行时，变频压缩机恰好在 45~80Hz 的高效区内运行，从而最大限度地提高了部分负荷时的能源效率。因此，采用变频技术可以显著地提高多联机的部分负荷特性，这也是变频多联机满负荷 EER 不高，但是实际使用却可以节能的重要原因。图 3-5 为海信日立空调系统有限公司采用该变频压缩机的 SET-FREE 系列变频多联机在部分负荷运行时的 EER 值曲线。试验时采用一台变频多联机外机和四台相同容量的室内机，通过室内机开停台数的组合可以模拟 25%、50%、75%、100% 四个负荷点，通过焓差法测量出机组的制冷量和输入功率，即可得出在不同负荷点上的 EER 值。从图 3-5 中可以看出，由于独特的设计，尽管在满负荷时 EER 值只有 2.6 左右，但是在 50%~75% 负荷区间运行时， EER 值却高达 3.0~3.5，比满负荷时提高了约 15%~30%，即使在低至额定负荷的 25% 运行时机组 EER 值仍可达到 2.6，这样用户的运行开支就大为降低。这对于电量增容困难、电费相对较高的我国各行各业的业主来讲不得不优先考虑。

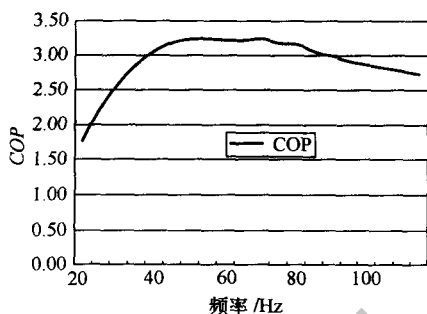


图 3-4 变频涡旋式压缩机的性能曲线

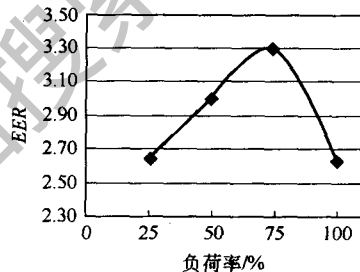


图 3-5 SET-FREE 变频多联机部分负荷运行时的 EER

一般而言，定速型以及定速变容型压缩机效率最高点在额定负荷左右，尽管采用该类型压缩机的多联机在部分负荷时的 EER 也有可能高于满负荷效率值（取决于厂家的设计），但是部分负荷效率的提升主要来自换热器面积相对增大（部分负荷时制冷剂流量减少，但换热器面积未变）而引起的蒸发温度提高，而不是因为压缩机效率的提高。因此，与变频多联机相比，定速变容型多联机在部分负荷时的 EER 要远远小于变频多联机，即使在满负荷时定速变容型多联机的 EER 大于变频多联机，但是在部分负荷时的 EER 也要小于变频多联机。其根本原因在于定速变容型压缩机不具有变频压缩机在部分负荷显著提高效率的特性。

评价多联机的能源效率时不能仅根据额定负荷的单个测试值来判断，而必须要结合空调的负荷特性来进行综合判断，否则会根据表面的数值做出错误的判断。目前，各厂家设计多联机的思路明显不同，采用的技术也多种多样，造成了各种产品在额定负荷时 EER 相差不大，但实际使用时效果却千差万别。因此，设计师在进行多联机选型时，必须要深入了解各厂家多联机的技术细节，才能更好地使用多联机，充分发挥出多联机的特长。

(2) 设计和用上高度灵活

① 室内外机按照能量匹配的原则可以进行自由组合 多联机多台室内、外机组成单一制冷循环系统，通常室内/外机都有系列化的不同型号的机器，但是室内/外机的组合方式不

固定,可根据不同用户的不同需要,构成的机组各不相同,在一定室内外配比范围内自由组合。一般室内机的总容量可以增加到室外机容量的130%。设计者可根据不同的用途,选择不同的室内外配比和室内外机的型式,这些机组可满足各种办公楼、会议室、医院、家庭居室、娱乐场所、宾馆、工作场所等的要求,使设计选择回旋余地很大。

② 独立系统,分散组合,充分满足建筑物分区控制的需要 目前商用建筑物的发展趋势是功能多变,空调运行时间极不统一,甚至对于智能大厦这类有明显内外区的建筑物,由于设置有大量的自动化办公设备和具有不能打开的大型窗户,大面积采光的结果给制冷系统造成高的负荷。另外,还由于这种热负荷随着一天内不同的时刻和各个房间里人数多少而变化,其结果是系统需要同时进行制冷和制热运行。而传统集中式空调系统以整幢大楼为对象,一般开停时间较为固定,很难满足该方面的需求,多联机可根据建筑物的不同功能分区来设计不同的独立系统,通过这些独立系统的组合来实现整个大楼的空调需要,或者采用热回收型的多联机系统可以同时供冷或供热。多联机的这种扩展能力不但设计上十分灵活,而且容易实现分区控制,对不需要空调的区域可以完全停机,最大程度上实现运行节能,甚至能在冬季和过渡季节,向需要同时供冷和供热的建筑物提供冷、热源,将制冷系统的冷凝负荷和蒸发负荷同时利用,大大提高了能源利用效率。

③ 室内机形式多样化,室内外机噪声低 一般多联机厂家根据建筑物的特点都会提供多种形式的室内机供用户选择,并通过一系列的改良,使室内机噪声值显著降低,例如海信日立的四面出风嵌入式RCI-28FSG2Q在高速时噪声仅为32DB(A),低速时为27DB(A),可满足诸如图书馆、医院等对静音有特别要求的场合。室外机也仅为54~57dB(A),显著减少了对环境不利的噪声。

(3) 优异的控制特性

① 室内机的独立控制 多联机每个室内机装有电子膨胀阀,能随室内负荷变动连续调节制冷剂流量,并通过解耦控制,实现各室内机的流量分配,从而实现室内机的独立运行,并且最大程度上解决了室内机之间的制冷剂流动的不平衡现象。

② 精确的室温和舒适度控制 多联机空调系统具有能量调节的特性。在系统初开机时室温与设定温度相差很大,可利用压缩机高频运行的方式,使室温快速地到达设定值,缩短室内不舒适的时间;采用电子膨胀阀的容量调节特性尽可能消除一般传统开/关控制系统中易发生的温度波动,使室温波动很小,更快达到并保持近于恒定水平的舒适室温,改善了室内的舒适性。同时,室外机采用不同级数的变频控制,配合室外机风扇的转速调节,完全可以满足不同季节室外温度变化的运行要求,减少外界对室内温度的干扰。

③ 负荷的调节范围宽 多联机室内机与室外机的容量配比一般为50%~130%。室内机通过调节电子膨胀阀的开度来控制制冷剂的流量,从而室内机可以根据室内的不同负荷条件进行连续调节。室外机采用变频压缩机,转速变化范围宽,如海信日立的室外机变频压缩机可以在30~115Hz的范围内连续变化,从而实现了室外机能力的连续输出。通过一系列高级的控制算法,以及采用变频技术和电子膨胀阀的调节,使多联机获得了宽广的调节范围。若以额定能力(容量)为基准,多联机的容量调节范围可以达到10%~110%的容量控制。

④ 控制方式选择多,并且具有自动诊断功能 多联机还可按照用户的要求,实现各种控制方法,一般多联机生产厂家除了提供一般常用的线控器和遥控器进行室内机的个别控制外,还可分两地遥控,利用一个遥控器成组控制,利用两个遥控器成组控制;还可使用集中控制器进行最多控制64组、1024台室内机的集中控制或分区控制;甚至可以通过接口与

BMS 大楼管理系统连接, 实现电费的自动计量和用户电费分摊。室内机和室外机均有自动诊断功能, 可显示出故障的类型和部位, 以便迅速而简单地进行维修, 因而不需专门管理人员, 又提高了检修效率。

⑤ 工作温度范围宽 传统的定速风冷热泵制热量随着室外环境温度的下降而降低, 在室外环境温度低于 -7°C 时由于蒸发温度下降和压缩机容积效率的降低, 机组已经无法正常制热, 因此, 当室外环境低于 -7°C 时传统的定速风冷热泵无法使用。而变频多联机系统借助于压缩机、风机转速的提高和室内外机的容量配比, 可以显著地提高低室外环境温度时的制热量, 有效延缓机组制热量的衰减。试验证明, 在室外温度低于 -10°C 时变频多联机可以正常制热, 甚至在室外温度低于 -15°C 时, 机组也能有效地制热, 满足基本的供热需要。变频多联机系统由于采用了多项创新技术, 使风冷热泵机组的使用范围扩大, 整个华东地区, 甚至某些华北地区也可以得到有效的使用。

(4) 安装和维护简单

① 不需专门的制冷机房 多联机室外机一般采用分散布置, 可以布置在屋顶、地面、阳台、设备层等通风较好的空间, 不需要专门的制冷机房、冷却塔、泵房, 因此空间的利用率较高, 布置上比较灵活, 不受太多的限制。由于多联机系统可最大限度地充分利用可用空间, 在设计中不必考虑机房。

② 减少配管配线工序, 降低安装费用 多联机系统一般只需 2 条主制冷剂管道, 并且不需要防冻措施, 也不需要水滤网、截止阀、双通阀和三通阀等附件, 结构紧凑, 体积小, 管径细, 可较大程度地降低建筑物造价, 提高建筑面积的利用率。多联机室内机组在厚度上也做了大量改进, 如海信日立的四面出风嵌入式 RCI-28FSG2Q 的高度降为 29.8mm。由于其厚度的大大降低以及采用多联机系统无需风管穿过屋梁, 可以降低楼层高度, 或者相同楼高可增加楼层, 节省了风管要通过梁下的高度。例如, 对于楼高 100m 的建筑物, 22 层可改进设计成 26 层, 同样的内净层高而多取得 4 层净面积, 其经济效益是显而易见的。多联机室内/外机之间的通讯线采用无极性连接, 避免了因接线错误引起的故障。这样简便的配管和布线系统, 加上体积轻巧的室外机和独特的安装方法, 使多联机系统的安装即使是少数人员也能够简单而迅速地完成, 从而可显著地减少安装时间和安装成本。

3.2.4 热泵型多联机的基本构成

多联机按照使用功能可以分为单冷型、热泵型以及热回收型(同时供冷、供热), 其中单冷型相对简单, 与热泵型大体相同, 只是省去了四通换向阀等制热附件, 所以本节不再单独介绍单冷型多联机。

图 3-6 为青岛海信日立空调系统有限公司生产的 20HP 变频多联空调机组(型号为 RAS-560FSGQ)的系统图。在各室内机和室外机上, 设置有供节流和流量调节用的电子膨胀阀, 在系统的典型部位布置温度传感器和压力传感器。为使制冷系统安全高效运行, 在高低压侧分别设有油分离器、高压储液器、气液分离器、电磁阀等辅助器件。空调系统在环境温度、室内负荷不断变化的条件下工作, 而且系统各部件之间、系统与环境之间相互影响, 因此多联机空调系统的状态不断变化, 需通过控制系统适时地进行调节。本系统有并联方式联结的一台变频压缩机和三台定速压缩机, 通过控制变频压缩机的频率变化和各台定速压缩机的启停, 可以实现压缩机的容量控制。压缩机为外部供油方式, 冷冻机油放置在油分离器 4 中, 同时压缩机排出的气体经过油分离器 4 时起油分离作用。有两个四通阀 8、9 和两个冷凝器 6、7。制冷部分负荷运转需要一个冷凝器工作时, 四通阀 9 上电, 同时冷凝器 7 对

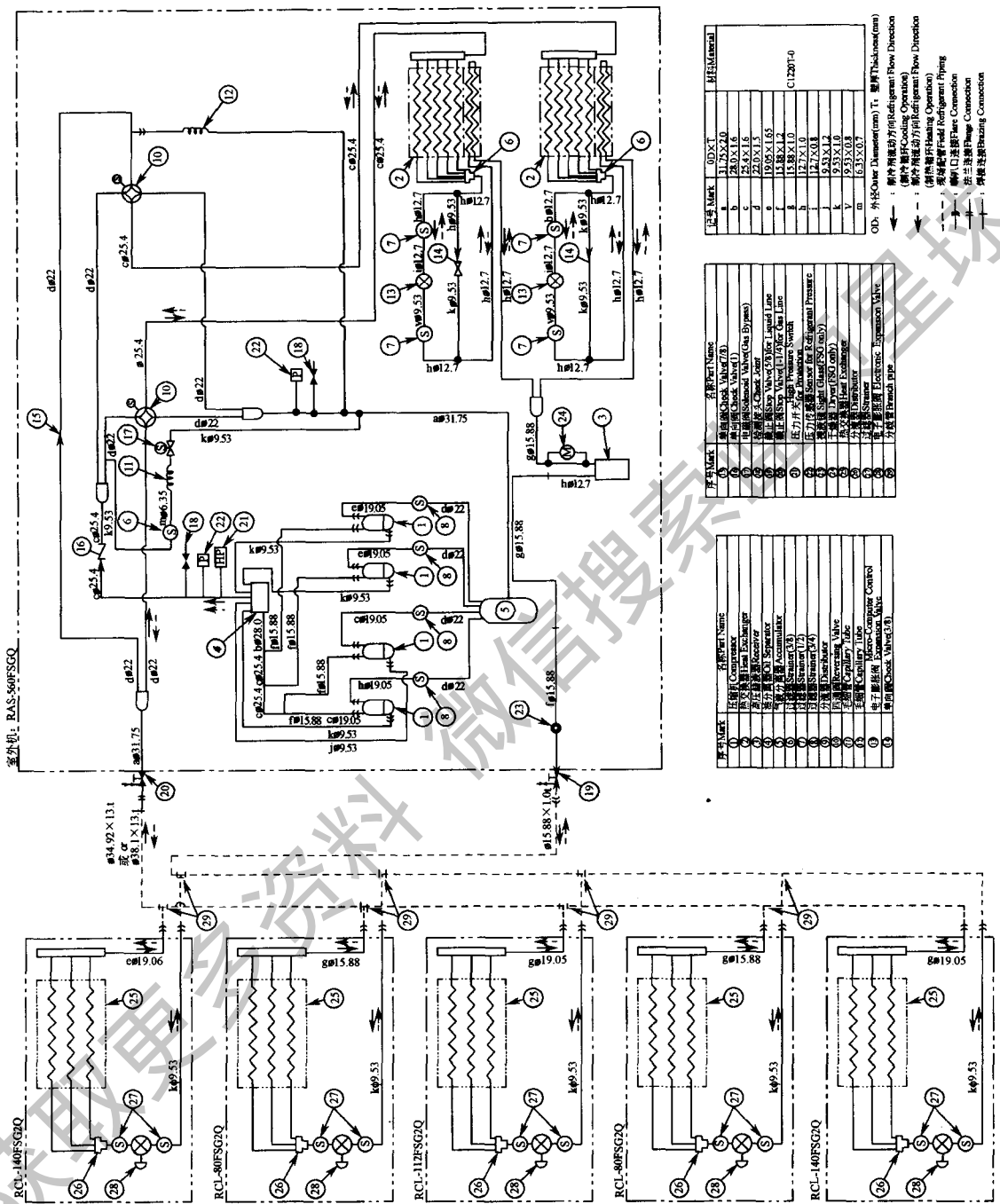


图 3-6 SET-FREE 20HP 热泵型多联式空调机组系统图

应的电子膨胀阀 13 关闭，此时冷凝器 7 处于低压状态，而高温高压气态制冷剂通过四通阀 9，由于单向阀 15 而截止，而四通阀 8 未上电，高温高压的气态制冷剂通过四通阀 8 进入冷凝器 6 进行冷凝。当部分负荷制热运行只需要一个蒸发器工作时，两个四通阀 8、9 全部上电，但是冷凝器 7 对应的电子膨胀阀 13 关闭，这时冷凝器 7 虽然处于低压状态，但没有制

制冷剂流过，不能起到蒸发器的作用。单向阀 16 在压缩机发生故障进行更换时起作用，在更换前将截止阀 20 关闭进行制冷模式运转，将制冷剂回收收到室内机中，这样在更换压缩机时不需将系统内的制冷剂移出回收，只是在更换完压缩机后通过对压缩机吸气端的检修接头 18 抽真空，再追加一点制冷剂即可。电磁阀 17 起热气旁通作用。下面以图 3-6 中示出的 20HP 变频多联机为例说明多联机的典型构成和各部件的作用。

3.2.4.1 压缩机的容量调节

多联机一台室外机均连接多台室内机，并且室内机运行的台数不固定，而是根据用户的使用情况进行开启关闭，最小运行台数为 1 台，最大则为室外机所能连接的室内机的最大数目（对 10HP 而言，一般为 12 台）。因此，多联机的负荷变化范围较大，并且变化的时刻也不固定，这就要求室外机的能力必须具有良好的负荷跟踪特性，容量调节的范围要宽，并且在调节范围内具有可接受的循环性能系数。通常单元式空调机采用定容量压缩机的间歇运行方式来实现房间温度的控制，但由于单位时间内开停的次数有限，压缩机的能力不能调节而不具有负荷跟踪特性，因此无法用于多联机系统中，多联机的运行特性决定了压缩机必须具有容量调节功能。

压缩机容量调节的方法很多，压缩机的制冷量计算式为

$$Q_0 = \dot{m}q_0 = i \left[\eta_v V_p z \frac{f(1-s)}{p} \times \frac{1}{v_1} \right] q_0 \quad (3-1)$$

式中， Q_0 为压缩机制冷量，W； \dot{m} 为制冷剂流量，kg/s；其他变量的含义见表 3-2。

从式 (3-1) 可以看出，容量的调节方式大概可以归纳为以下几种，见表 3-2。

表 3-2 压缩机主要容量调节方法

压缩机容量调节方法		调节变量	主要适用的压缩机	
改变速度	电动机极对数	p	各种压缩机	
	电动机输入电源频率	f		
机械变容	压缩机吸气结构不变	运转台数	i	
		吸气节流	v_1	
		热气旁通	v_1	
	压缩机吸气结构变化	活塞排量	V_p	往复式、螺杆式
		吸气旁通	V_p	涡旋式、螺杆式、离心式
	汽缸卸载	z	多缸压缩机、涡旋式	

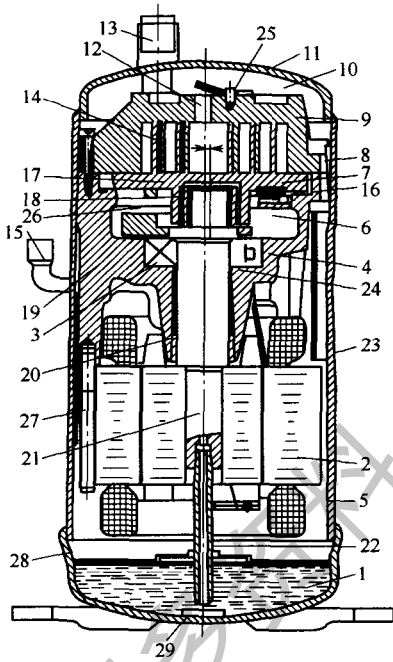
在上述各种容量调节方法中，采用改变电动机极对数 p 、运转台数 i 、汽缸卸载 z 的方法只能实现非常有限的级数控制，因而不能用于多联机的容量调节或不能作为主要手段，而只能作为辅助手段使用。吸气节流能量调节通过压缩机吸气管上调节阀的节流作用改变吸气压力和吸气比容，使压缩机实际吸入的制冷剂质量流量发生变化，因而制冷量也发生变化，但这种方式使循环的性能系数下降，调节的范围也较小，因此也无法用于多联机。热气旁通是将制冷系统高压侧气体旁通到低压侧的一种容量调节方式，由于旁通掉的制冷剂是经过压缩机做功的高压气体，热气旁通必然会造成性能系数下降，因此，热气旁通调节方法只能用于多联机的辅助调节方法，只有当负荷降低，吸气压力降低到低压控制值以下仍然不希望停机的场合才能使用。综上所述，在多联机中能够作为主要容量调节手段的只有变频调速和吸气旁通两种方法。涡旋式压缩机比往复式和滚动转子式更适用于宽的容量调节范围，取得更高的效率，更方便采用上述两种容量调节方法，因此，在多联机中最好的容量调节方案是采

用涡旋式压缩机进行变频调节。

3.2.4.2 涡旋压缩机的结构

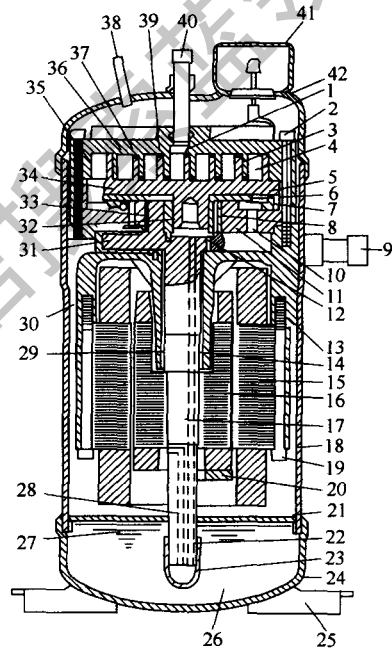
通常多联机采用全封闭涡旋压缩机，根据压缩机机壳内的压力状态可分为高压腔和低压腔两种结构形式，分别如图 3-7 和图 3-8 所示。在高压腔压缩机中，低压气体由机壳顶部的吸气管直接吸入涡旋体四周，高压气体则由静涡旋体中心排气孔排入排气腔，并通过排气管道被导入机壳下部去冷却电动机，并将润滑油分离出来，高压气体则由排气管排出压缩机。高压腔压缩机的主要优点有：

- ① 吸气直接进入涡旋体，排气冷却电动机，减少了吸气过热度，提高了压缩机效率；
- ② 机壳内是高压排出气体，压力脉动小，因此，振动和噪声小；
- ③ 润滑油与气体在机壳内分离，润滑油的分离效果好；
- ④ 采用压差供油，与压缩机的转速无关，即使非常低转速也能保证润滑，可靠性高。



1—储油槽；2—电动机定子；3—主轴承；
4—支架；5—壳体腔；6—背压腔；7—动涡
盘；8—气道；9—静涡盘；10—高压缓冲腔；
11—封头；12—排气孔口；13—吸气管；
14—吸气腔；15—排气腔；16—十字环；
17—背压孔；18、20—轴承；19—大平
衡块；21—主轴；22—吸油管；23—壳
体；24—轴向挡圈；25—止回阀；
26—偏心调节块；27—电动机
螺钉；28—底座；29—磁环

图 3-7 高压腔涡旋压缩机



1,28—排气孔；2,19—螺栓；3—静涡旋体；4—压
缩室；5—动涡旋体；6—推力轴承；7—十字联结环；
8—偏心套；9—吸气管；10—排油孔；11—主轴承座；
12—油孔；13—副轴承座；14—油孔；15—电动机定子；
16—电动机转子；17—曲轴；18—机壳；20,31—曲轴
的平衡块；21—油雾阻止板；22—偏心油道；23—液压泵；
24—下盖；25—支脚；26—油池；27—润滑油；29—副轴
承；30—排油；32—动涡旋体轴销；33—主轴承；34—底
板；35—吸气孔；36—端板；37—密封条；38—工艺管；
39—密封槽；40—排气管；41—接线箱；42—上盖

图 3-8 低压腔涡旋压缩机

低压腔压缩机则相反，机壳内压力为吸气低压，制冷剂气体首先由机壳侧面的吸气管进入机壳，冷却电动机后进入涡旋体，排气则由涡旋体中心的排气管道直接排出压缩机，润滑

油和气体的分离在压缩机外进行。低压腔压缩机一般采用离心油泵供油，为防止压缩机启动时机壳内压力下降，润滑油池中的油起泡形成的油雾大量进入压缩腔，在机壳的下部设有油雾阻挡板，以保持油池的油量。该压缩机的主要优点是电动机的温升较低，有利于保证电动机漆包线的绝缘，但是吸气过热度较大，压缩机低速运转时润滑效果下降。

从多联机长配管、高落差的使用要求来看，低压腔压缩机吸气过热度较大，无润滑油的分离，压缩机的效率降低，不如高压腔压缩机有优势，因此，多联机中采用高压腔压缩机是发展趋势。

3.2.4.3 涡旋压缩机的变频调节

变频压缩机采用变频调速技术进行容量调节，使其制冷量与系统负荷协调变化，并使机组在各种负荷条件下都具有较高的能效比，具有节能、舒适、启动快速、温控精度高和易于实现自动化等优点。而采用吸气旁通调节方式，虽然也能取得容量调节的目的，但是调节是单向的，即只能减小容量而不能增加，另外，在低负荷运行时效率较低，因此多联机容量调节的最佳方式是采用变频涡旋压缩机。

(1) 交流变频调速 交流变频空调使用的电动机为感应式异步交流电动机，其旋转速度取决于电动机的极数和频率。

$$n = \frac{60f(1-s)}{p} \quad (3-2)$$

式中 n ——电动机转速，r/min；
 f ——电动机输入频率，Hz；
 p ——电动机极对数；
 s ——电动机转差率。

电动机的极对数是固定不变的，并且不是一个连续的数值（为2的倍数，例如极数为2，4，6），所以一般不通过改变极对数来调整电动机的速度。另外，频率是电动机供电电源的频率，该值可以在电动机的外部调节后再供给电动机，这样电动机的旋转速度就可以被连续自由地控制。因此，交流变频空调通过变频器的频率控制改变电动机的转速，压缩机的输气量与电动机的转速成正比，若交流电频率连续变化，则转速连续变化，从而实现了输气量的连续调节，也就达到了制冷量连续调节的目的。

各国使用的交流电，其电压和频率均为固定值，如220V/50Hz(60Hz)或380V/50Hz(60Hz)等。通常，把电压和频率固定不变的交流电变换为电压或频率可变的交流电的装置称作“变频器”。为了产生可变的电压和频率，变频器首先通过整流器件把电源的交流电(AC)变换为直流电(DC)，直流中间电路对整流电路的输出进行平滑滤波，然后再通过逆变器，在控制电路的指挥下把直流电变换为频率可变的交流电。图3-9为变频空调常用的交-直-交电压型变频器的主电路示意图。

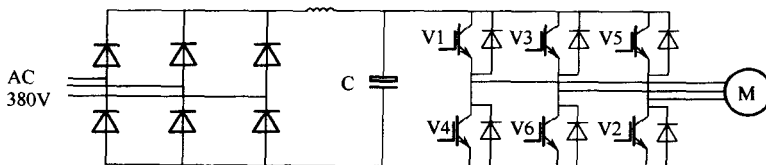


图 3-9 交-直-交电压型变频器的主电路示意图

在变频器中，核心部分是逆变器及控制电路，控制电路完成对主电路的控制。对交流变频调速而言，一般采用 PWM（脉宽调制）技术来实现变频器输出波形的控制，PWM 技术是将通讯系统的调制技术应用到交流传动中。所谓 PWM 技术，就是利用半导体器件（逆变器）的开通和关断把电流电压变成一定形状的电电压脉冲序列，以实现变频、变压目的的一门技术。对电动机这一类感性负载而言，不同形状的电电压脉冲序列可等效为不同的电动机输入波形，即通过逆变器不同的开关模式产生电动机运转所需要的波形。如常用的正弦 PWM 技术，其脉冲宽度按正弦规律变化，可使电动机的输入波形近似于正弦波。

交流异步电动机的变频调速方式有多种，主要有恒压频比控制、转差频率控制、矢量控制、无速度传感器控制和直接转矩控制等，其中在空调中常用的方式为恒压频比控制和矢量控制。

① 恒压频比 V/f 控制 虽然通过改变频率即可改变电动机的转速，然而如果仅改变频率而电压不变，电动机的磁通就会增加（磁饱和），因此电动机电流加大，电动机过热，甚至被烧毁，特别是当频率降低时，该问题就非常突出。为了防止电动机磁饱和，预防电动机烧毁事故的发生，电动机的磁通应该为一常数，由于磁通与电压成正比，与频率成反比，因此，变频器在改变频率的同时改变电压就可以解决磁饱和问题。例如，为了使电动机的旋转速度减半，变频器的输出频率必须从 60Hz 改变到 30Hz，这时变频器的输出电压就必须从 200V 改变到约 100V，即磁通 $\propto \frac{V}{f} = \text{常数}$ 。通过上述改变电压的方法可以解决电动机的磁饱和问题，但是为了使电动机能够拖动相应的负载，变频时必须还要考虑电动机转矩的问题。式 (3-3) 表示了供电电压、频率和电动机转矩之间的关系。

$$T = K \times \frac{V}{f} \times I \quad (3-3)$$

式中 K ——常数；
 I ——电流，A；
 f ——频率，Hz；
 V ——电压，V；
 T ——转矩。

当 V/f 恒定时，转矩是恒定的，此时随着电动机转速的下降，电动机的输入功率也下降。

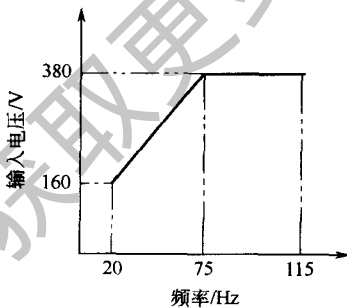


图 3-10 恒转矩和恒功率的范围

由于变频器不能输出高于供电电源的输出电压，所以在频率大于某一频率后，变频器的输出电压是恒定的，当电压 V 不变、只是频率 f 变化时，为了确保电动机电流的恒定，转矩与频率成反比例变化，此时随着电动机转速的增加，转矩下降，但电动机的输入功率保持不变。图 3-10 示出了恒转矩和恒功率的范围。

综上所述，变频空调在调速时为了解决电动机温升和转矩问题，一般采用如图 3-11 所示的 V/f 模式。实际使用时，由于电动机定子绕组中存在电阻和电感元件，该阻抗产生的电压降使电动机的输出转矩小了许多，因此在低频区，必须

对电压降进行补偿，以弥补输出转矩的不足。在实际控制时，按照 V/f 曲线的要求，由 PWM 调制技术控制逆变器产生所需要的输出波形。

V/f 控制是为了得到理想的转矩-速度特性（电动机机械特性曲线见图 3-12），基于在改变电源频率进行调速的同时又要保证电动机的磁通不变的思想而提出的，也是最基本的控制方式。V/f 控制变频器结构非常简单，采用开环控制方式，给定一个频率，变频器按照 V/f 曲线来输出对应的电压，不能达到较高的控制性能。特别是在低频时，必须进行电压补偿，以补偿低频转矩的不足。但是转矩提升不能设定太大，否则虽然转矩足够大，但是电流也过大，会使变频器发生过流故障，故采用常规 V/f 控制的多联机在低速运转时常出现转矩不足的问题。为了使低速时产生更大的转矩而不过流，应采用矢量控制技术。

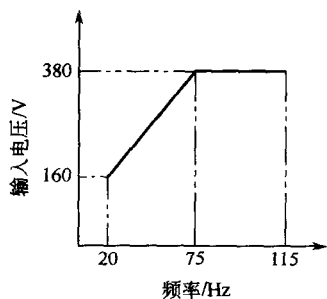


图 3-11 变调空调采用的 V/f 控制模式

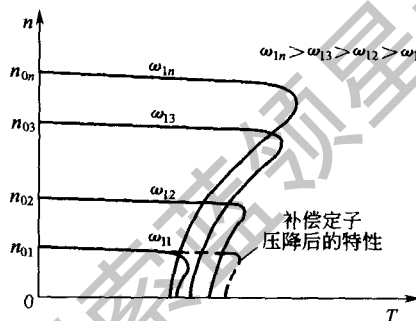


图 3-12 V/f 控制电动机机械特性

② 矢量控制 矢量控制是通过坐标变换的方法，把交流电动机定子电流矢量分解为两个直流分量，即励磁分量和转矩分量，并对电动机的励磁电流和转矩电流分别进行控制，从而达到控制电动机转矩的目的。使用矢量控制，可显著改善低频转矩和调速精度，可使电动机在低速时，如（无速度传感器时）1Hz（对 4 极电动机，其转速大约为 30r/min），输出转矩达到电动机在 50Hz 供电输出的转矩（最大约为额定转矩的 150%）。对于常规的 V/f 控制，电动机的电压降随着电动机速度的降低而相对增加，这就导致由于励磁不足，而使电动机不能获得足够的旋转力。为了补偿这个不足，变频器中需通过提高电压来补偿电动机速度降低而引起的电压降，变频器的这个功能叫做转矩提升。转矩提升功能虽然可以提高变频器的输出电压，但电动机转矩并不能和其电流相对应地提高，因为电动机电流包含电动机产生的转矩分量和其他分量（如励磁分量）。矢量控制则把电动机的电流值进行分配，从而确定产生转矩的电动机电流分量和其他电流分量（如励磁分量）的数值。矢量控制还可通过对电动机的电压降的响应，进行优化补偿，从而在不增加电流的情况下，允许电动机产出大的转矩，此功能对改善电动机低速时温升也有效。目前，在变频器中实际应用的矢量控制方式主要有基于转差频率控制的矢量控制方式和无速度传感器的矢量控制方式两种。基于转差频率的矢量控制方式属于闭环控制方式，需要在电动机上安装速度传感器，因此，应用范围受到限制。无速度传感器矢量控制是通过坐标变换处理分别对励磁电流和转矩电流进行控制，然后通过控制电动机定子绕组上的电压、电流辨识转速，以达到控制励磁电流和转矩电流的目的。这种控制方式调速范围宽，启动转矩大，工作可靠，操作方便，应用比较广泛。采用矢量控制技术使交流电动机的调速达到了与直流调速相当的水平，电动机的机械特性类似于直流电动机（图 3-13）。

(2) 直流变频调速 为了进一步提高空调系统的 EER 值和制冷压缩机的调速范围，目前制冷压缩机采用直流变频调速已成为发展趋势。但是值得注意的是，空调系统中制冷采用

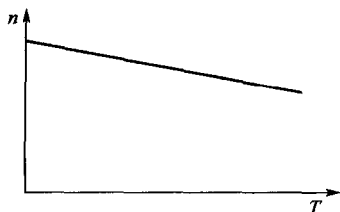


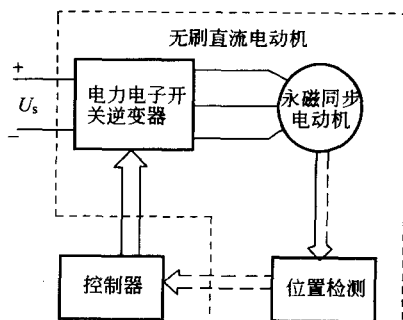
图 3-13 矢量控制电动机机械特性

压缩机的直流电动机不同于传统意义上的直流电动机。传统意义上的直流电动机定子采用永磁体，转子通入直流电，在磁场的作用下开始旋转，并通过机械换向器（电刷）进行换向，从而使转子可以连续运行下去。但是换向器的制造工艺复杂，存在磨损，换向时容易产生火花，工作不可靠，维修量大，因此，尽管直流电动机效率较高，但在全封闭压缩机中无法使用。随着高磁场稀土永磁材料的发展和价格的下降，以及电力电子器件和微机控制技术的发展，使得永磁同

步电动机性能不断提高和完善，许多电励磁电动机纷纷用稀土永磁电动机来取代，而且实现了电励磁电动机难以达到的高性能。目前，空调行业制冷压缩机所采用的所谓“直流电动机”，实际上就是无换向器稀土永磁同步电动机（以下简称稀土永磁同步电动机），并非传统意义上的采用电刷换向的“直流电动机”。与传统意义的“直流电动机”不同，稀土永磁同步电动机的定子和普通交流感应异步电动机基本相同，而转子采用稀土材料制成的永磁体构成，不再需要通电线圈和换向电刷，也不会有二次铜损。与交流异步电动机相比，在低速范围内，稀土永磁同步电动机的效率要提高 10% 以上，在高速范围内约提高 5%。尽管稀土永磁同步电动机的性能优越，目前还存在着不可逆退磁问题。如果设计和使用不当，永磁电动机在温度过高或过低，在冲击电流产生的电枢反应作用下，或在剧烈的机械振动时有可能产生不可逆退磁或失磁，使电动机性能降低，甚至无法使用。另外，稀土永磁同步电动机的控制比较复杂。

稀土永磁同步电动机由电动机本体（定子和转子）、位置传感器和电子换向电路组成。它利用转子位置传感器的输出信号，通过电子换向线路去驱动与定子绕组连接的功率开关器件，使定子绕组通电，从而在定子上产生旋转磁场，拖动永磁转子旋转。永磁同步电动机调速系统按照电枢中感应电动势的波形可分为两种，一种为正弦波形，称为三相交流永磁同步电动机（又称正弦电动机）；另一种为梯形，称做无刷直流电动机（又称方波电动机）。无刷直流电动机结构简单、控制方便、成本较低，多用于要求调速而对性能指标要求不高的场合。正弦电动机控制复杂，但定位准确，多用于要求高精度、高动态性能的场合。以梯形波供电的无刷直流电动机所产生的转矩比以正弦波供电时约大 10%，但正弦电动机转矩波动小且可低速平滑驱动。目前，变频空调中两种形式的稀土永磁同步电动机都有应用，但是正弦电动机是未来的发展趋势。

① 无刷直流电动机的变频控制 无刷直流电动机变频调速系统主要由逆变器、无刷直流电动机和磁极位置检测电路三者组成，其组成原理如图 3-14 所示。无刷直流电动机的设计思想完全来自普通的直流电动机，不同的是把直流电动机的定子和转子互相调换了位置，普通直流电动机的机械式电刷和换向器被磁极位置检测电路和电力电子开关逆变器所取代，在控制器中经过逻辑处理产生相应的开关状态，以一定的顺序触发逆变器中的功率开关，将电源功率以一定的逻辑关系分配给电动机定子各相绕组，使电动机产生持续的转矩。



通常，无刷直流电动机是通过调节输入电动机的直 图 3-14 无刷直流电动机变频调速原理

流平均电压达到调节转速的目的。调节方式有两种：PAM方式和PWM方式。在PAM方式中，直流母线电压 U_s 可调，逆变器功率开关器件只负责电动机换相控制，通过调节直流母线电压 U_s 的大小调节电动机转速。在PWM方式中，直流母线电压 U_s 不可调，逆变器功率开关器件不但负责无刷直流电动机的换相控制，而且通过斩波调节电动机输入电压的平均值，从而达到调节转速的目的。当然，逆变器也可采用SPWM技术或滞环控制技术调制出正弦电压并与电动机反电动势保持适当的相位关系，产生有效电磁转矩，但转矩波动往往较大，实际应用中很少采用这种调制方式。当直流母线电压较低，只有十几伏或几十伏时，多用PAM调节方式。如空调室内风机用无刷直流电动机，当直流母线电压为310V左右时，多用PWM调节方式，即通过改变PWM控制脉冲的占空比来调节输入电动机的直流平均电压，如冰箱、洗衣机、空调室外压缩机等用的无刷直流电动机。我国变频多联机使用的电源为380V/50Hz，在变频调速中整流后的直流母线电压为510V左右，采用PWM调速比较合适。值得注意的是，无刷直流电动机变频调速的硬件电路与交流异步电动机基本相同，使用的逆变器是相同的，两者主要区别在于变频的控制方法不同。

无刷直流电动机调速系统的主电路是一个典型的电压型交-直-交变频电路（图3-15）。无刷直流电动机的定子为三相对称绕组，一般无刷直流电动机多采用两相通电的工作方式，控制电路按照一定的顺序控制逆变器向定子的两相中通入直流电流，产生定子磁场，永磁转子N-S交替交换，使位置传感器产生相位差为 120° 的三相方波，结合正/反转信号产生有效的6状态编码信号：101、100、110、010、011、001，通过逻辑控制电路产生V1~V6的不同通断状态，也就是说将直流母线电压依次加在 A^+B^- 、 A^+C^- 、 B^+C^- 、 B^+A^- 、 C^+A^- 、 C^+B^- 上，这样转子每转过一对N-S极，V1~V6功率管即按固定组合成6种状态的依次导通。每种状态下，仅有两相绕组通电，依次改变一种状态，定子绕组产生的磁场轴线在空间转动 60° 电角度，转子跟随定子磁场转动相当于 60° 电角度空间位置。转子在新位置上，使位置传感器按约定产生一组新编码，新的编码又改变了功率管的导通组合，使定子绕组产生的磁场轴再前进 60° 电角度，如此循环，无刷直流电动机将产生连续转矩，拖动负载做连续旋转。无刷直流电动机在某一时刻，三相绕组中只有两相导通，转过 60° 时，其中一相中的功率管关断，另一相中的功率管导通，由于每次转过 60° 只关断一个功率管，故每个功率管导通角度为 120° ，这种方式称为 120° 导通方式。下面简要分析该过程。

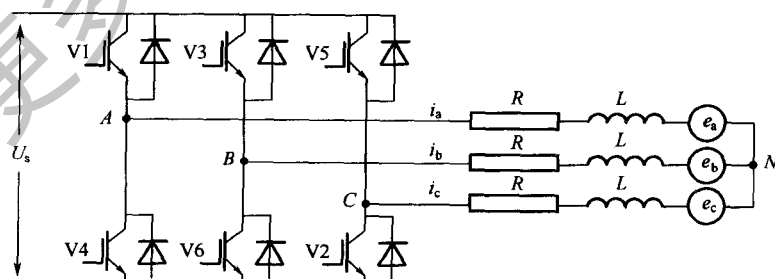


图 3-15 无刷直流电动机等效电路

a. 无刷直流电动机定子磁链及反电动势波形。无刷直流电动机定子采用集中绕组方式，以获得良好的梯形波反电动势形状，无刷直流电动机气隙主磁通密度 B 的分布波形示于图3-16中。当转子旋转电角速度为恒值时，定子每相绕组反电动势波形与磁通密度分布波形应该一致，为了简化分析，可将它近似为梯形波，其波形示于图3-17中。其他两相在相位

上依次相差 120° 电角度。

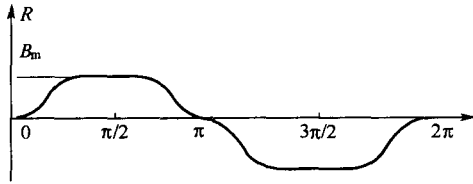


图 3-16 无刷直流电动机气隙主磁通密度分布

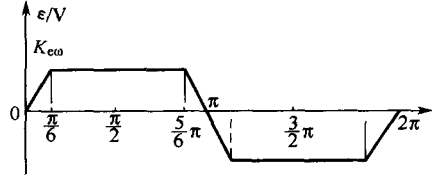


图 3-17 无刷直流电动机反电动势波形

b. 无刷直流电动机的导通方式。无刷直流电动机一般采用二二导通方式，每一瞬间有两个功率管导通，每隔 $1/6$ 周期 (60° 电角度) 换相一次，每次换相一个功率管，桥臂之间左右换相，每个功率管导通 120° 电角度。按图 3-15 所示的电路，各功率管的导通顺序为 V_6V_1 ， V_1V_2 ， V_2V_3 ， V_3V_4 ， V_4V_5 ， V_5V_6 ，在每一个电周期内有六个开关状态，因此，亦称这种导通方式为二二导通、三相六状态的 120° 导通方式。因此，针对六个开关状态，有 6-1、1-2、2-3、3-4、4-5、5-6 六个不同的运行区间 (如图 3-18 所示)。

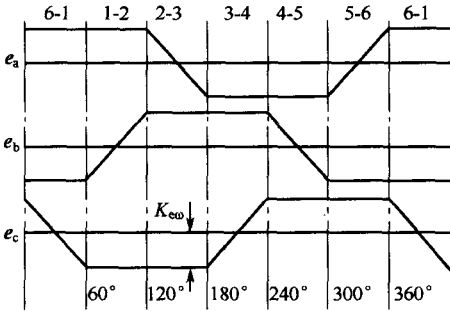


图 3-18 无刷直流电动机三相反电动势波形

c. 无刷直流电动机的换相。假定无刷直流电动机利用霍尔元件作为位置传感器，则反电动势波形、相应的电动机转子位置及转子位置信号如图 3-19 所示。三相定子绕组电流正方向为从 A、B、C 端流入，从 X、Y、Z 端流出 (\otimes 表示电流流入， \odot 表示电流流出)。按右手定则，三相定子绕组产生的正向磁势 F_A 、 F_B 、 F_C 如图 3-19 中所示。假设电动机顺时针旋转，在 t' 时刻，转子 d 轴位于图中 5-6 区间内所示的位置，此时， d 轴与 A 相负磁势 $-F_A$ 重合，A 相反电动势 e_a 为零。在合成磁势 F_{CB} 的作用下，转子顺时针旋转 30° 以后，到 t_0 时刻，电动机转子 d 轴与 B 相负磁势 $-F_B$ 垂直，如图 3-19 中 6-1 区间所示。此时逆变器功率器件触发组合状态应该为 V_1 、 V_6 导通，其余均关断，电流从 V_1 管流入 A 相绕组，经 $A \rightarrow X \rightarrow Y \rightarrow B$ ，再从 B 相绕组流出，经 V_6 管回到电源，在合成磁势 F_{AB} 的作用下转子继续旋转。在 t_1 时刻， d 轴与 C 相磁势 F_C 重合，C 相反电动势 e_c 为零。转子再顺时针旋转 30° 后，到 t_2 时刻，转子 d 轴与 A 相磁势 F_A 垂直，此时，霍尔检测电路根据电动机转子磁极的位置使输出信号 H_c 在 t_2 时刻翻转，控制器根据位置检测信号的翻转进行换相控制，逆变器功率器件的触发组合状态为 V_1 、 V_2 导通 (即图中 1-2 区间)，其余均关断，电流由 V_1 管流入 A 相绕组，经 $A \rightarrow X \rightarrow Z \rightarrow C$ ，从 V_2 管回到直流电源，在合成磁势 F_{AC} 的作用下转子继续旋转。在 t_3 时刻，转子 d 轴与 B 相磁势 F_B 相差 180° 电角度，B 相反电动势 e_b 为零。在 t_4 时刻， d 轴与 C 相磁势 F_C 垂直。此时，霍尔检测电路根据电动机转子磁极的位置使输出信号 H_B 翻转，控制器根据位置检测信号的翻转进行换相控制，逆变器功率器件的触发组合状态为 V_2 、 V_3 导通 (即图中 2-3 区间)，其余均关断，电流由 V_3 管流入 B 相绕组，经 $B \rightarrow Y \rightarrow Z \rightarrow C$ ，再从 V_2 管回到直流电源，在合成磁势 F_{AC} 的作用下转子继续旋转。依此类推，霍尔检测电路根据电动机转子磁极的位置改变相应的位置输出信号，位置信号的每一次翻转都意味着相应的换相时刻的到来。因此，控制芯片根据电动机转子位置信号的变化进行换相控制，使电动机转子在电磁转矩的作用下按图中顺

时针方向旋转。

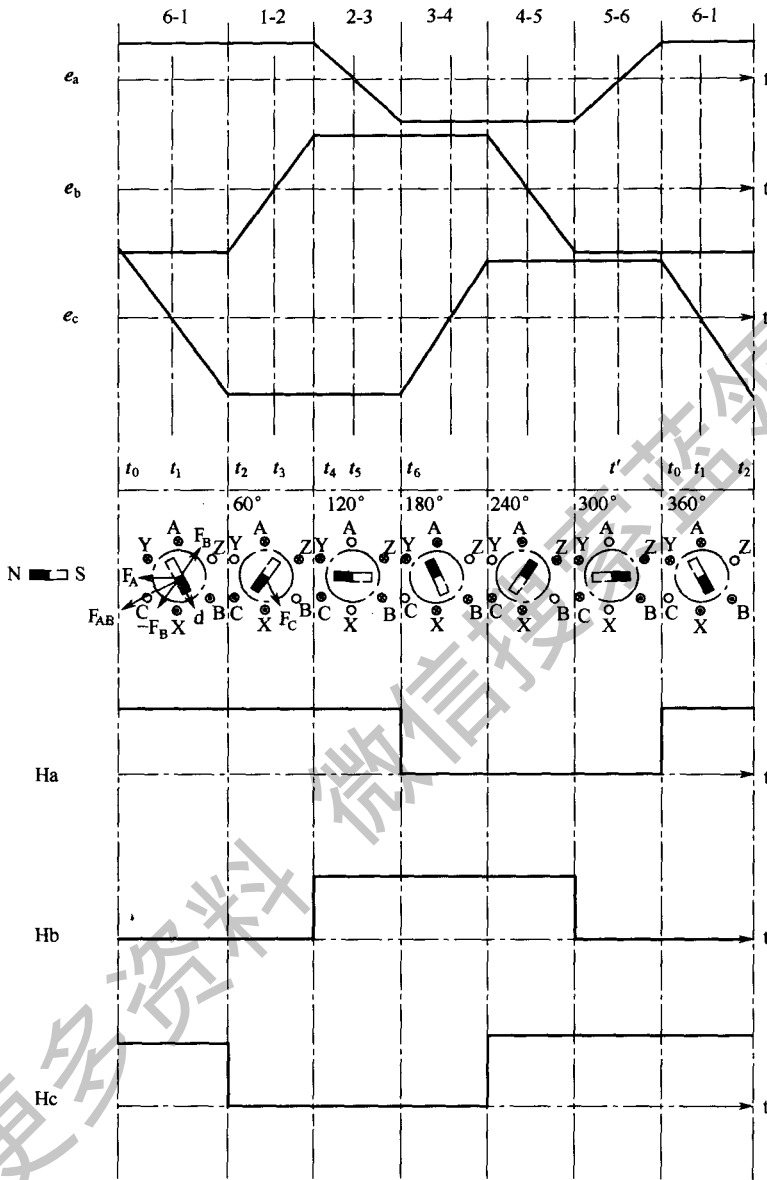


图 3-19 反电动势波形及转子位置

② 正弦交流同步电动机的变频控制 采用无刷直流电动机的调速系统，虽然转矩较大，但是在换向时存在转矩脉动，因而压缩机的噪声较大；另外，控制系统采用的是压缩机速度的单闭环控制，对压缩机的电流没有控制，对永磁电动机的退磁风险处理上尚需提高。而交流同步电动机的 180° 正弦波驱动，采用的是压缩机速度和电流的双闭环控制，可有效降低压缩机运转噪声，改善噪声品质，而且可以降低直流压缩机退磁风险，提高 IPM 运行的可靠性，可以最大限度地提高压缩机转速及高频运转特性，是将来变频空调的发展趋势。

交流同步电动机也是由定子和转子组成，其定子和交流异步电动机的转子结构基本相同，空间上三相对称绕组通入时间上对称的三相电流后就会产生一个空间旋转的磁场，旋转

磁场的同步转速为

$$n = \frac{60f}{p} \quad (3-4)$$

式中 n ——电动机转速, r/min;
 f ——电动机定子输入频率, Hz;
 p ——电动机极对数。

永磁转子可以看成一块磁铁, 转子和定子的磁场在电动机稳定运行时必须要保持静止, 才能产生稳定的电磁转矩, 驱动电动机以同步转速旋转。从式(3-4)可看出, 交流同步电动机要调节转速, 只能改变定子输入频率。

交流同步电动机调速的主电路与无刷直流电动机调速系统基本相同, 也是一个典型的电压型交-直-交变频电路。电动机的定子为三相对称绕组, 只是交流同步电动机每相绕组的反电动势和输入电流都是正弦波, 而不是无刷直流电动机的交流方波。交流同步电动机三相定子绕组均为 180° 导通, 而无刷直流电动机只有两相同时通电, 另一相关断, 因而不能像无刷直流电动机那样通过检测关断相的反电动势信号来直接确定逆变器的通断状态, 逆变器的开关除了要调节波形的幅值和频率外, 还要使波形正弦化, 因而控制上要比无刷直流电动机复杂。

为了获得高性能的正弦永磁同步电动机, 通常在电动机轴上安装转子磁极位置监测器, 传感器提供转子的确切位置, 通过控制定子侧变频器的电流频率和相位, 使定子电流和转子磁链总保持确定的关系, 从而产生恒定的转矩。通常将这种基于定子电流幅值、频率和相位(电流矢量)的变频调速控制技术叫做矢量控制。由电动机学理论可以推出, 永磁同步电动机的转矩只与定子电流的幅值成正比, 只要在逆变器中控制好定子电流的幅值就会得到满意的控制特性。定子电流的频率和相位则由转子位置检测器的信号决定, 位置信号经计算后到变频器电流控制系统, 经 PWM 逆变器处理后去控制定子三相对称绕组的电流, 并使其合成电流矢量与超前转子 90° 电角度, 系统正常运行。图 3-20 为一典型的永磁同步电动机变频控制系统原理图。

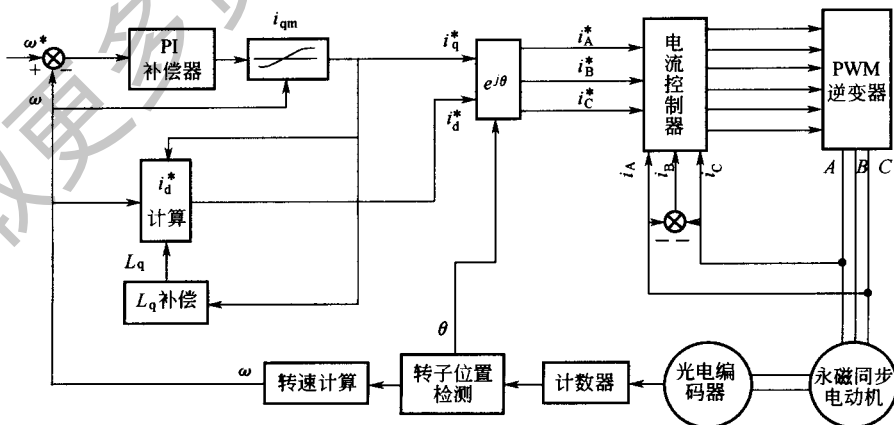


图 3-20 永磁同步电动机变频控制系统原理图

传感器的输出经处理后可得到电动机转子的位置信号 θ 和转速信号 ω 。转速信号与速度

指令比较后的偏差作为速度控制器的输入信号，速度控制器是一比例积分控制器，它的输出信号连同电流控制算法所确定的直轴电流一起，经 $e^{j\theta}$ 坐标变换得到作为电流控制器输入的三相电流指令值，电流控制器利用实现制定的策略，根据检测出的实际定子三相电流与电流指令值之间的偏差产生控制逆变器导通和关断的控制信号，从而实现永磁同步电动机的电流控制。

3.2.4.4 制冷压缩机多级并联调节

当多联机的机组容量较小时，采用一台变频制冷压缩机即可取得令人满意的容量调节性能。但是当机组需要的制冷量变化范围较大时，采用一台大型变频制冷压缩机在低频工作时其效率会比较低，此时采用多台压缩机并联进行制冷量调节是比较高效、经济的调节方式，并且可以减少单台压缩机的起停次数，延长了压缩机的寿命；各台压缩机启动的时间可以用时间延时的办法分开，降低了机组的启动负荷；压缩机之间可以互为备用，一台损坏后，机组还会有部分容量，并且压缩机更换的费用也比较低。因此，在多联机机组中广泛采用一台变频压缩机与多台定频压缩机并联的方式来进行容量调节。根据需要制冷量的大小，可以只运行一台，也可以多台全部同时运行；为了使各台压缩机的运行时间比较平衡，控制程序会自动统计运行时间，并进行交替运转。系统中设有油平衡机制以及其他保护措施，对自动控制的要求较严格，详细的说明后文另述。

3.2.4.5 高压储液器

如图 3-21 所示，其作用是机组运行时存储多余的制冷剂。

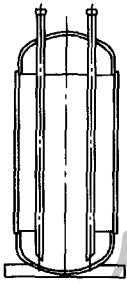


图 3-21 高压储液器原理图

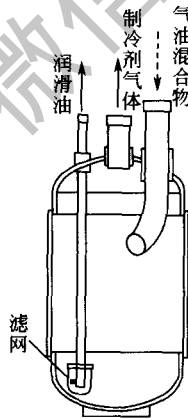


图 3-22 油分离器原理图

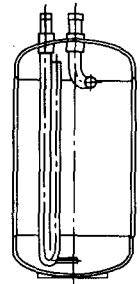


图 3-23 气液分离器原理图

3.2.4.6 油分离器

如图 3-22 所示，油分离器把压缩机排气中的润滑油分离出来并送回压缩机。其原理是使排气从油分离器入口进入容器内，由于气体通路截面积的突然增大，气体流速会变慢，通过容器的过滤装置把润滑油和气体分开。为保证油分离器中的润滑油能够连续直接回到压缩机，一般油分离器到吸气管的回油管上要安装毛细管。

3.2.4.7 气液分离器

如图 3-23 所示，其功能是机组在低负荷运行时提供储液功能，防止不参加循环的液体制冷剂吸入压缩机；在制热运行时除霜前后提供暂时储液功能。为保证润滑油顺利返回压缩

机，不在气液分离器中积聚，必须设置一个回油管，但回油孔大小将影响回液多少，一般通过试验确定。

3.2.4.8 电子膨胀阀

传统的热力膨胀阀只能构成简单的过热度闭环反馈调节系统，实现大体上的比例流量调节。从使用上看，热力膨胀阀流量调节的范围窄，温包反应滞后，调节易振荡，无法实现计算机自动控制，因而在多联机中无法使用。为了克服热力膨胀阀的不足，新一代的电子膨胀阀应运而生，它是采用电子手段按电脑预设的程序进行流量调节，调节的品质大为提高和使用范围得以拓宽。

一般制冷空调上使用的电子膨胀阀按驱动形式上大致分为电磁式和电动式两类，电动式又分为直动型和减速型。电磁式是通过电磁线圈通电后产生的电磁力来吸引磁性柱塞上升，从而改变针阀开度，实现流量调节的。改变加在线圈上的控制电压就可改变针阀的位置，调节膨胀阀的流量。虽然电磁式膨胀阀结构简单、动作响应快，但工作时需要一直为它提供控制电压，因而，一般电磁式不常用。目前使用最多的是电动式膨胀阀，它采用步进电动机来驱动针阀移动，直接驱动针阀的为直动型，通过齿轮组减速带动针阀的为减速型。它们的结构和流量特性如图 3-24 所示。

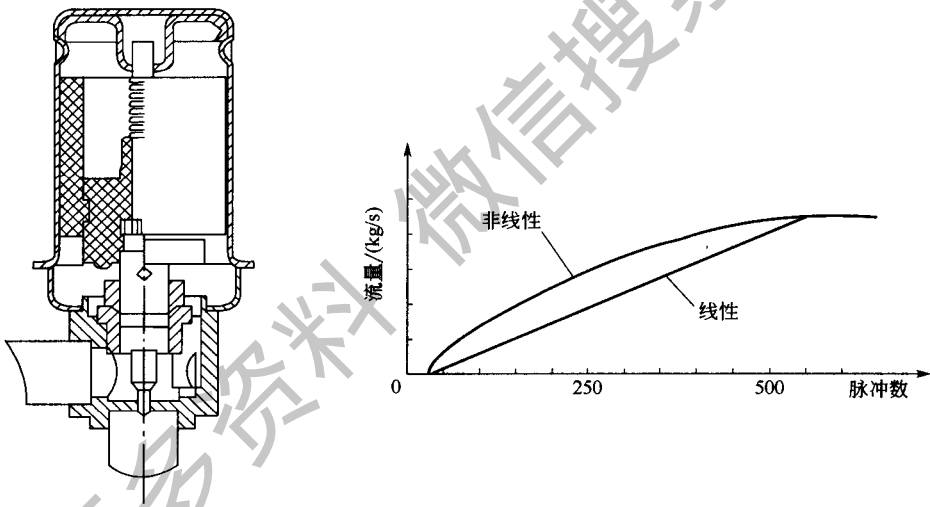


图 3-24 电动式电子膨胀阀的结构和流量特性

电动式电子膨胀阀的控制原理如图 3-25 所示。电子的转子采用永久磁铁，由转子感应的磁极与定子绕组感应的磁极之间产生磁力的吸引或排斥，使转子旋转。步进电动机由单片机控制，按一定的逻辑关系发出脉冲信号，在电动机定子上施加脉冲电压，驱动转子旋转。指令序列反相时，电动机反转。通过不同的脉冲序列可以控制电动机的正反转，带动阀杆上下移动，改变针阀开度，实现流量的调节。

由于电子膨胀阀调节系统直接检测蒸发器真实过热度，响应快，调节迅速，阀本身有很好的线性流量特性，调节范围宽，单片机可以记忆阀针的位置（阀开度），精确调节流量，单片机可以按要求设置调节规律，实现各种高级算法，配合变频压缩机的能量调节，精确控制过热度，即使负荷变动大而频繁，也能获得很好的调节品质和动态特性。

多联机的制冷剂回路中，在制冷工况下，室外机电子膨胀阀全开，通过室内电子膨胀阀

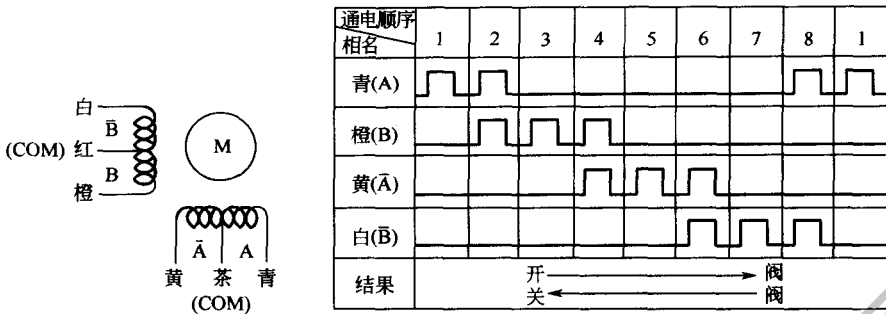


图 3-25 电动式电子膨胀阀控制原理

调节进入室内机的制冷剂流量来实现调节室内机的能力。在制热工况下，室外电子膨胀阀起节流作用，而室内电子膨胀阀起能力调节和平衡的作用。

3.2.4.9 电磁阀

电磁阀起热气旁通作用。当室内机负荷很小、室外机的能力无法通过变频调节继续降低能力时，该电磁阀打开，旁通一部分排气，降低室外机的能力；另外，当低压压力很低时，打开电磁阀使一部分排气旁通至吸气侧，提高吸气压力，防止低压压力低于限值。

3.2.4.10 压力开关

压力开关起压力保护作用。当系统压力异常而其他保护均失效时，压力开关动作，系统保护停机。

3.2.4.11 压力传感器

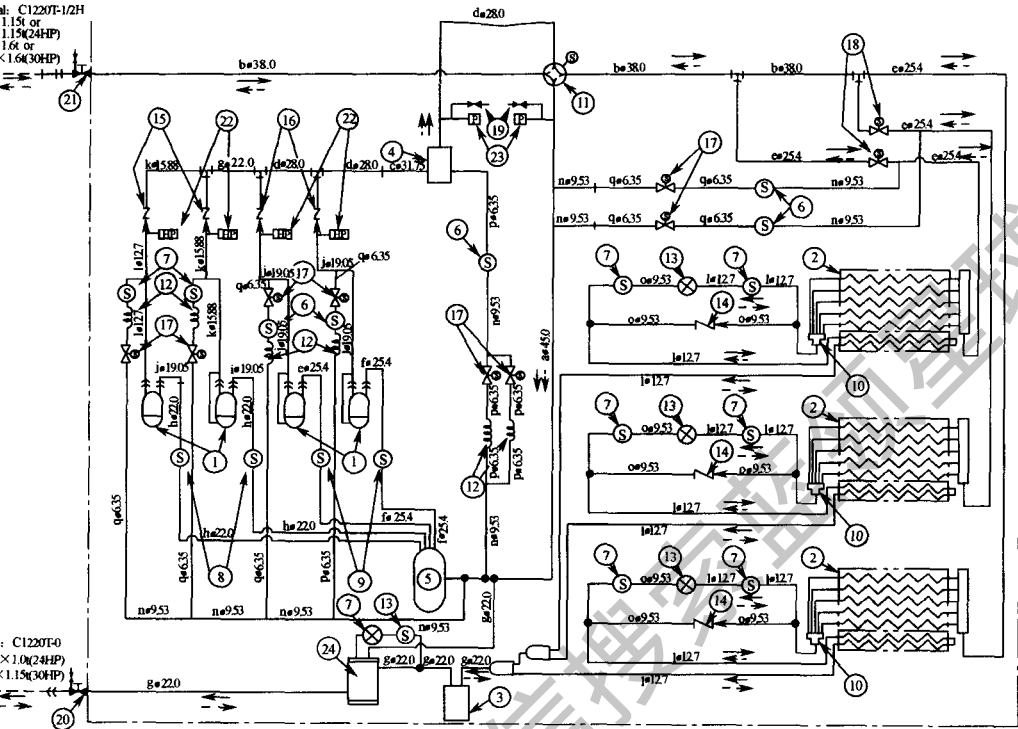
一般高、低侧均设有压力传感器，主要作用是检测制冷系统内的蒸发压力和冷凝压力，了解室内外机的运行状态，为控制系统提供输入参数。

3.2.4.12 再冷却回路

从高压储液器出来的液体与进入气液分离器的回气进行热交换，使高压过冷液体进一步冷却，提高过冷度。但是，采用回热手段（吸气温度不能过大）能够达到的过冷度是有限的，为了满足多联机长配管和高落差的要求，必须要进一步提高过冷度，因此，一般均会采用不同的过冷却回路。如海信日立采用了内部回热的技术，显著提高了过冷度。图 3-26 为海信日立生产的大容量单机 30HP-SET FREE 变频多联机的原理图，循环回路与 10HP 大致相同，但是增加了再冷却回路。通过板式换热器 24 使得冷凝器出来的液体得到更大程度的过冷。值得注意的是，在板式换热器内部进行的是叫做“内部回热”的循环，从冷凝器高压储液管出来的过冷液体分成两部分，一部分直接进入板式换热器，冷却后进入室内机，另一部分通过电子膨胀阀节流温度降低后再进入板式换热器，与前一部分制冷剂换热后进入气液分离器。因节流后的温度可以低于环境温度，从冷凝器出来的过冷液体可以过冷到比环境温度还要低的温度，从而最大程度上提高了过冷度，通过控制电子膨胀阀的开度可以控制两部分的流量比例，可以保证在较大的运行范围内从冷凝器出来的液体有较大的过冷度。通过内部回热回路，实现了制冷剂的有效移动，减少了系统的压力损失，提高了系统的能效比。研究表明，经回热回路的流量为压缩机循环流量的 2%~22% 时，制冷量基本一致，能效比提高 10%。

Material: C1220T-1/2H
 #34.9×1.15I or
 #38.1×1.15(24HP)
 #41.3×1.6I or
 #44.45×1.6(30HP)

Material: C1220T-0
 #19.05×1.0(24HP)
 #22.0×1.15(30HP)



- ← 制冷剂流动方向 Refrigerant Flow Direction (制冷循环 Cooling Operation)
- ← 制冷剂流动方向 Refrigerant Flow Direction (制热循环 Heating Operation)
- 现场配管 Field Refrigerant Piping
- 喇叭口连接 Flare Connection
- 法兰连接 Flange Connection
- 焊接连接 Brazing Connection

记号 Mark	名称 Part Name
①	压缩机 Compressor
②	热交换器 Heat Exchanger
③	高压储液器 Receiver
④	油分离器 Oil Separator
⑤	气液分离器 Accumulator
⑥	过滤器 Strainer(3/8)
⑦	过滤器 Strainer(1/2)
⑧	过滤器 Strainer(3/4)
⑨	过滤器 Strainer(1/1)
⑩	分液器 Distributor
⑪	四通阀 Reversing Valve
⑫	毛细管 Capillary Tube
⑬	电子膨胀阀 Micro Computer Control Expansion Valve
⑭	单向阀 Check Valve(3/8)
⑮	单向阀 Check Valve(5/8)
⑯	单向阀 Check Valve(3/4)
⑰	电磁阀 Solenoid Valve(1/4)
⑱	电磁阀 Solenoid Valve(1/1)
⑲	检测接头 Check Joint
⑳	截止阀 Stop Valve(3/4) for Liquid Line
㉑	截止阀 Stop Valve(1-1/4) for Gas Line
㉒	高压开关 High Pressure Switch for Protection
㉓	压力传感器 Sensor for Refrigerant Pressure
㉔	板式热交换器 Plate Heat Exchanger

记号 Mark	OD×T	材料 Material
a	45.0×2.4	C1220T-0
b	38.0×2.0	
c	31.75×2.0	
d	28.0×1.6	
e	25.4×1.6	
f	25.4×1.2	
g	22.0×1.5	
h	22.0×1.2	
i	19.05×1.65	
j	19.05×1.2	
k	15.88×1.2	
l	12.7×1.0	
m	12.7×0.8	
n	9.53×1.0	
o	9.53×0.8	
p	6.35×1.07	
q	6.35×0.7	

OD: 外径 Outer Diameter (mm) T: 壁厚 Thickness (mm)

图 3-26 SET FREE 30HP 变频多联机的原理图

3.3 变频多联机的使用范围

变制冷剂流量多联机具有优良的部分负荷特性及显著的节能效果、设计与使用的高度灵

活性、优异的控制特性、安装与维护简单等优点，适合在住宅和中小型公共建筑物中应用，近年来得到了广泛的应用。但最近有项目越用越大、配管越用越长、工程设计中不了解多联机系统的特点和使用限制而盲目采用传统集中式空调系统的设计思路，造成了多联机系统的特点无法发挥出来，甚至导致有些项目失败。因此设计师必须明确，多联机的设计思路与传统集中式空调系统是截然不同的，在空调系统的设计和选型方面，必须根据多联机的特点采用不同的设计方法。尤其要注意的是，对于大型公共建筑物采用变制冷剂容量多联空调系统必须慎重选型。多联机并非完美无缺的产品，作为风冷直接膨胀式制冷系统，有其本身的局限性和使用范围的限制。

3.3.1 适用于建筑物功能多变、空调运行时间极不统一的空调系统

传统集中式空调系统以全年中气候条件最不利的情况为设计依据，因此空调系统效率最高点一般在满负荷附近，但美国供热制冷空调工程师学会（ASHRAE）的最新统计数据表明，这种情况只占全年时间的1%，见表3-1。空调系统在全年的绝大部分时间里是处于部分负荷运行状态。针对这种建筑负荷特点，多联机的设计思想与传统集中式空调有很大不同，它不是将最高效率点设计在满负荷，一般将机组的最高EER值设计在机组经常运行的满负荷的50%~75%范围内，以求取得最大程度上的运行节能效果。因此，真正意义上的多联机在满负荷时的EER值并不高，与一般单元式空调机相比并不具有特别的优势。多联机的这种设计特点决定了它在经常处于满负荷运行的空调系统中不具优势，能效比一般要低于传统的水冷冷水机组+风机盘管空调方式。但在空调负荷变化较大，空调运行时间极不统一的空调系统中，多联机则可以根据负荷特点，通过分散布置（图3-27）和合理分区取得显著的节能效果，从而最大程度上发挥多联机的优势。

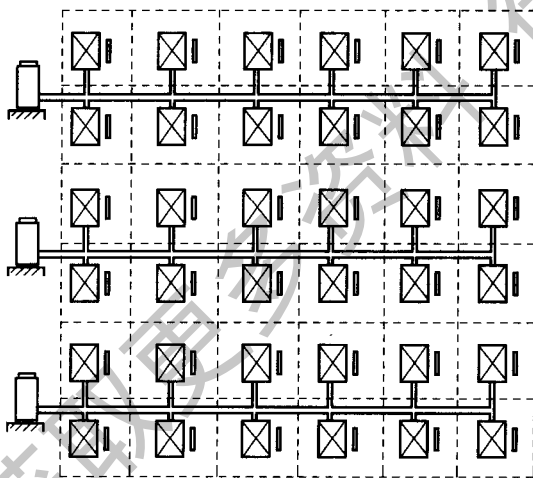
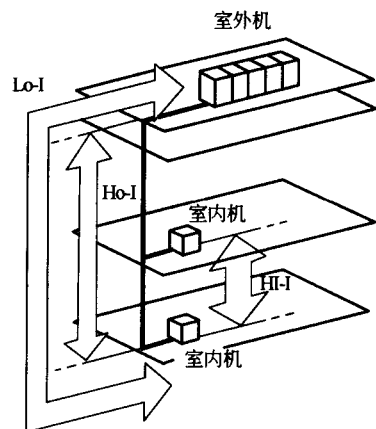


图 3-27 多联机的分散布置



- Lo-I: 100m
- Ho-I: 50m (当室外机高于室内机)
40m (当室内机高于室外机)
- HI-I: 15m

图 3-28 多联机的作用域

3.3.2 系统的作用域

系统的作用域不能太大，一般室内外机之间的连接管道最好不要超过50m。几乎所有的多联机生产厂家都会在技术手册中给出系统的最大作用域，如图3-28所示，一般厂家都会给出以下几个方面的最大允许条件：

- ① 实际配管长度为100~150m，等效配管长度为115~175m；

② 室内外机高度差为 50m (当室外机在室内机上部时) 和 40m (当室外机在室内机下部时);

③ 室内机间高度差为 15m;

④ 第一分支至最远端距离为 40m。

值得注意的是, 上述条件是多联机能够运行的极限条件, 设计时无论如何都不能突破上述限制条件。在多联机设计时必须明确系统的作用半径应尽可能的小, 而不应该接近其上限, 因为作用半径的增加意味着制冷能力的下降、能耗的增加以及运行可靠性的下降。下面对多联机的作用域做简要分析。

3.3.2.1 配管长度的影响

流体在管路中流动时总会产生压降, 对于传统的集中式空调系统, 如冷水系统多采用增压循环泵来补偿管路中的压力损失, 如果水泵的压头足够大, 则供水/回水侧的管路长度没有限制。即使管路非常长, 除了通过管路保温层的热损失有一定增加之外, 室内盘管的制冷量不会降低。但是对于直接膨胀式制冷系统, 情况则完全不同, 因为制冷剂回路中没有增压泵来补偿吸气管路和排气管路中的压力损失, 特别是吸气管路损失会造成压缩机的吸气压力下降, 压比增大, 容积效率下降; 同时, 吸气比容增大, 导致制冷剂流量减少, 制冷量减少。所以, 如果制冷剂管路过长, 则不管是变频涡旋式压缩机还是数码涡旋压缩机, 制冷能力的下降都非常明显, 同时, 较长的管路也会降低多联系统的 EER/COP , 并浪费更多的电力。下面是用于分析的一个例子。

通常在设计制冷系统时, 一般均对吸气管和排气管的压力损失许可值有所限制, 这些许可值对于吸气管来说相当于蒸发温度降低了 1°C , 对排气管来说相当于冷凝温度升高了 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。以 R22 为例, 在蒸发温度为 5°C 时, 吸气管压力损失的许可值不超过 18kPa , 按此要求, 假定一制冷系统的制冷量为 10kW , 冷凝温度为 40°C , 吸气管当量长度为 20m , 粗略的计算表明, 吸气管的管径应为 19mm 。若其他条件不变, 仅将吸气管路当量长度增加到 100m 后, 吸气管压力损失至少会达到 90kPa 以上, 相当于蒸发温度下降了 5°C 以上。从表 3-3 中可以看出, 吸气管压降对制冷能力和 COP 的影响非常大。因此, 在设计多联机时必须尽可能地减少吸气管压力损失以满足长配管的需要。

表 3-3 吸气管压降对制冷能力和 COP 的影响

吸气管路的压降/kPa	相当蒸发温度下降/ $^{\circ}\text{C}$	压缩机制冷能力/%	COP /%
0	0	100	100
18	1	96.7	98.1
90	5	83.0	89.7

制冷剂管路中的压力损失可以由下式表示

$$\Delta p = 0.405 f \frac{G_r^2 \nu_r}{d_i^5} L \quad (3-5)$$

式中 f ——摩擦阻力系数;

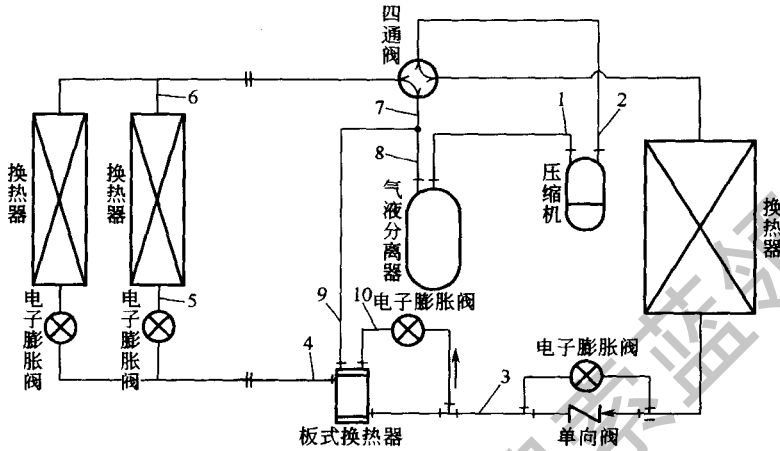
d_i ——管道内径, m ;

G_r ——制冷剂质量流量, kg/s ;

ν_r ——制冷剂比容, m^3/kg ;

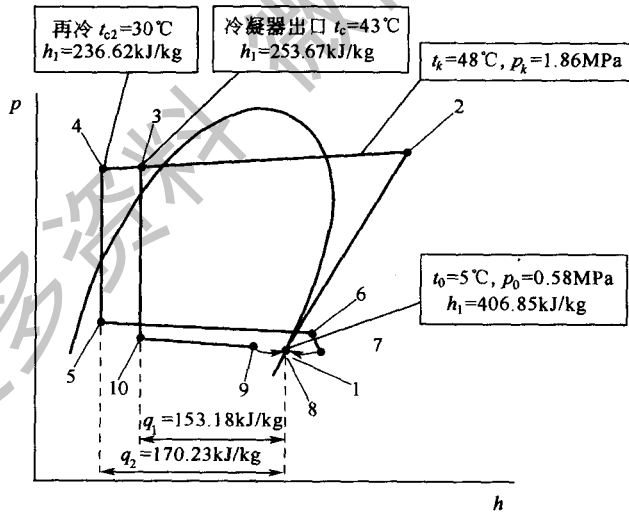
L ——长度, m 。

从式 (3-5) 可以看出, 对于长度为 L 和制冷剂比容一定的管路, 要减小压力损失只能增大管内径或减小质量流量。由于受回油要求的限制, 管内径只能适当增大, 因此唯一可行的方法是减少制冷剂质量流量。但是设计要求制冷系统的制冷量不能下降, 故为了满足长配管的要求, 只能增大冷凝器后制冷剂的过冷度, 从而增加制冷循环的单位制冷量, 如图3-29所示。



(a) 过冷措施

- 1—吸气口; 2—排气口; 3—总液管; 4—经过内部回热的过冷液体; 5—节流后进入室内机的制冷剂; 6—蒸发器出口制冷剂; 7—经过室内外连接管后的制冷剂; 8—室内机返回的制冷剂与内部回热后的制冷剂混合后状态; 9—经过内部回热的制冷剂 (吸热); 10—进回热器前经电子膨胀阀节流的低温制冷剂



(b) $\lg p-h$ 图

- 1—压缩机吸气口; 2—压缩机排气口; 3—冷凝器出口; 4—经过内部回热的过冷液体; 5—节流后进入室内机的制冷剂; 6—蒸发器出口制冷剂; 7—经过室内外连接管口的制冷剂; 8—室内机返回的制冷剂与内部回热后的制冷剂混合状态; 9—经过内部回热的制冷剂 (吸热); 10—进回热器前经电子膨胀阀节流的低温制冷剂

图 3-29 增大单位制冷量满足长配管要求

通过增大冷凝器过冷度、回热循环或内部回热循环等技术手段, 可以使冷凝器出口的制冷剂过冷度增加到极限, 甚至可以达到 18°C 左右。与常规冷凝器具有 5°C 过冷度的设计相比, 单位制冷量可以增加 11% 左右, 从而可以显著减少压力损失, 有效缓解管长增加带来

的制冷能力下降。根据详细的模拟和试验，制冷能力一般情况下随管长的容量修正率见表 3-4。

表 3-4 制冷能力随管长的容量修正率

当量长度/m	制冷容量修正率	制热容量修正率	当量长度/m	制冷容量修正率	制热容量修正率
5	1	1	100	0.73	0.90
30	0.94	0.98	120	0.67	0.88
50	0.87	0.95	150	0.55	0.85
80	0.79	0.92			

由于长配管带来的吸气压力损失，使得压缩机的吸气压力下降、压比增大、吸气过热增加，从而使制冷系统 EER/COP 相应下降。制冷系统的 EER/COP 随管长的变化率计算见表 3-5。假定配管长度为 5m 时，制冷系统的 EER 为 2.6，从表中 EER 的变化率可以得出，在当量长度为 100m 时，系统的 EER 只有 $2.6 \times 0.81 = 2.1$ ，当量长度为 50m 时， $EER = 2.6 \times 0.91 = 2.37$ 。

表 3-5 制冷系统 EER/COP 随管长的变化率

当量长度/m	制冷 EER 变化率	制热 COP 变化率	当量长度/m	制冷 EER 变化率	制热 COP 变化率
5	1	1	100	0.81	0.90
30	0.95	0.98	120	0.76	0.88
50	0.91	0.95	150	0.72	0.85
80	0.86	0.92			

长配管对制冷系统的总输入功率影响不大。原因是在多联机的运行工况范围内，随着配管长度的增加，吸气压力损失增大，吸气压力下降，压比增大，压缩机单位耗功增大，但是由于制冷剂流量减少，使得压缩机的耗功变化不大，一般不会超过 10%。同时，随着管长的增大，制冷剂充灌量大，不利于环保；管道中存油量增多，增加回油循环的频率，不但消耗更多的能量，而且使系统运行的可靠性下降。特别是在负荷较小时，由于制冷剂流速较低，带油能力下降，增加了压缩机缺油的风险。同时管路较长，微小泄漏的机会增加。

综上所述，在使用多联机时，必须要尽量减少配管长度，考虑到制冷能力的衰减和运行效率的要求，配管长度最好以不超过 50m 为宜。

3.3.2.2 室内外机高度差的影响

(1) 室外机在室内机上部

① 制冷运行 如图 3-30 和图 3-31 所示，制冷运行时，室内机电子膨胀阀起节流作用。但是由于重力的作用，电子膨胀阀前的过冷液体的压力要高于冷凝压力，高出的数值取决于室内外机高度差产生的附加压力。电子膨胀阀工作时，最高动作压差一般不超过 2.16MPa。因此，室内外机的高差应有一定的限制，即

$$p_k - p_0 + \rho g H \leq p_{\max} \quad (3-6)$$

式中 p_k ——冷凝压力，MPa；
 p_0 ——蒸发压力，MPa；
 ρ ——液体密度， kg/m^3 ；
 H ——室内外机之间的高度差，m；

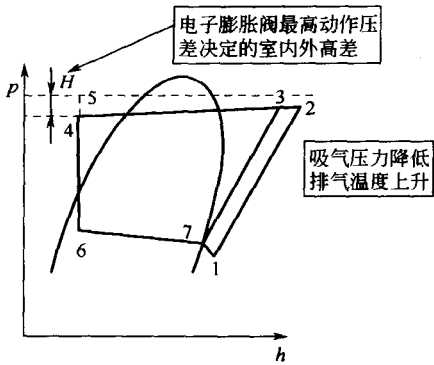


图 3-30 室外机高于室内机时制冷循环示意图

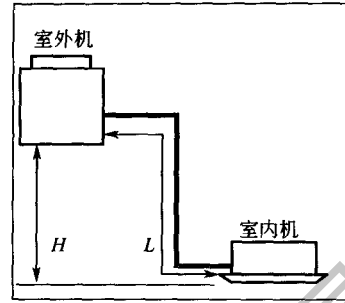


图 3-31 室外机高于室内机布置示意图

p_{\max} ——电子膨胀阀的最高动作压差, MPa。

假定 $T_k=54^\circ\text{C}$, $T_0=5^\circ\text{C}$, 所用制冷剂为 R22, 则 $p_k=2.13\text{MPa}$, $p_0=0.58\text{MPa}$, $\rho=1064.5\text{kg/m}^3$, $p_{\max}=2.16\text{MPa}$, 则

$$\rho g H \leq p_{\max} - p_k + p_0 = 2.16 - 2.13 + 0.58 = 0.61 (\text{MPa}) \quad (3-7)$$

因此

$$H \leq \frac{p_{\max} - p_k + p_0}{\rho g} = \frac{0.61 \times 10^6}{1064.5 \times 9.8} = 58.5 (\text{m}) \quad (3-8)$$

考虑到一定的安全系数, 室内外机之间的高度差不应超过 50m, 否则电子膨胀阀可能不会正常动作, 导致系统不能正常运行。

另外, 从蒸发器出来的制冷剂蒸气通过上升管路回到压缩机, 如果高度差过大, 必然带来管路阻力的增加, 造成吸气压力下降, 吸气过热, 排气温度上升, 甚至压缩机会停机保护。更为重要的是, 通常在低压侧润滑油与制冷剂是分离的, 依靠制冷剂的速度携带润滑油返回压缩机, 在垂直上升管内润滑油沿着管内壁蠕升, 一般在额定工况时制冷剂的流量足以携带润滑油顺利返回压缩机, 但对多联机这种负荷变化较大的系统, 情况变得比较复杂。在较低的负荷, 如 25% 额定负荷工作时, 制冷剂的流量较小, 当室内外机的高度差超过一定范围后, 可能不足以携带润滑油在上升管中流动并返回压缩机, 对系统运行的可靠性不利。

② 制热运行 图 3-32 是室外机高于室内机时的制热循环示意图。当制热运行时, 室外机电子膨胀阀起节流作用, 室内机电子膨胀阀主要起室内机之间流量平衡的作用。因此, 当室内外机之间高度差较大时, 管路相对较长, 制冷剂会在管路中冷凝, 减少了室内机的供热量。此外, 经过室内机冷凝后的过冷液体要在垂直上升管中上升, 并通过室外机电子膨胀阀的节流作用进入室外换热器, 蒸发吸热后进入压缩机。制冷剂在上升管内流动时, 必须要考虑重力带来的附加压降可能带来的液体闪蒸, 保证室外电子膨胀阀前有一定过冷度, 否则膨胀阀的工作可能不稳定。另外, 制热运行时为保证一定的出风温度必须对冷凝压力有一定的限制, 再加上重力带来的附加压降使得压缩机排气压力必须要提高。也就是说, 压缩机对排气压力的限制条件决定了室内外机高度差不能超过一定范围, 下面做简要说明。

a. 液体闪蒸要求的最大高度。从冷凝器出来的液体总带有一定的过冷度, 在压力降到与这个过冷温度对应的压力之前, 液体是不会汽化的, 防止液体汽化所需要的过冷度可由包括重力在内的稳定流定能量方程式确定, 即

$$g(Z_2 - Z_1) = v(p_1 - p_2) \quad (3-9)$$

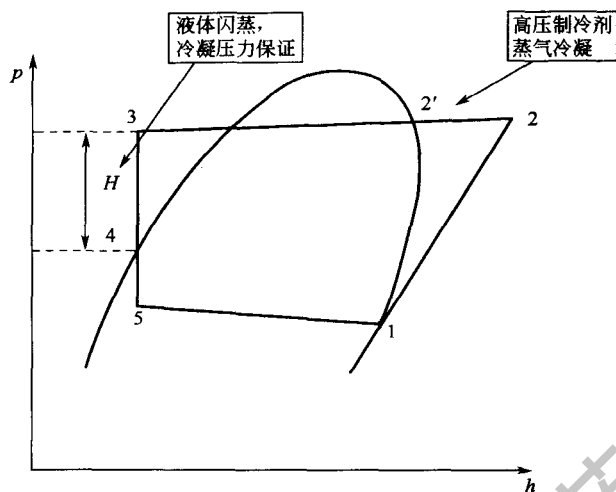


图 3-32 室外机高于室内机时的制热循环示意图

高度差
$$H = Z_2 - Z_1 = \frac{\nu(p_1 - p_2)}{g} \quad (3-10)$$

式中 p_1 ——液体管路底部压力, MPa, 可认为是冷凝压力;

p_2 ——液体过冷温度对应的饱和压力, MPa;

ν ——液体比容, m^3/kg 。

假定液体管路底部压力(冷凝压力) $p_1 = 2.13\text{MPa}$, $t_1 = 54^\circ\text{C}$, 过冷度 $t_{sc} = 10^\circ\text{C}$, 则过冷温度对应的饱和压力 $p_2 = 1.69\text{MPa}$, 液体比容 $\nu = 0.00091884\text{m}^3/\text{kg}$ 。将数值代入式(3-10)得到

$$H = \frac{\nu(p_1 - p_2)}{g} = \frac{0.00091884 \times (2.13 - 1.69) \times 10^6}{9.81} = 41.2 \text{ (m)}$$

b. 保证冷凝压力要求的最大高度。对于 R22, 假定正常冷凝压力 $p_1 = 2.13\text{MPa}$, $t_1 = 54^\circ\text{C}$, 液体比容 $\nu = 0.00091884\text{m}^3/\text{kg}$, 制热时最低冷凝温度为 40°C , 则对应的冷凝压力 $p_{1,\min} = 1.53\text{MPa}$, 因此室内外机之间的最大高度差为

$$H = \frac{\nu(p_1 - p_{1,\min})}{g} = \frac{0.00091884 \times (2.13 - 1.53) \times 10^6}{9.81} = 56.2 \text{ (m)}$$

(2) 室外机在室内机下部

① 制冷运行 如图 3-33 所示, 制冷运行时, 室内机电子膨胀阀起节流作用。制冷剂在

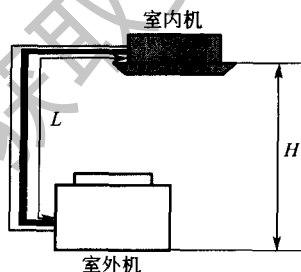


图 3-33 室外机低于室内机布置示意图

冷凝器中冷凝后的过冷液体在液管中上升, 然后进入电子膨胀阀, 由于重力的作用, 高压液体管需克服上升立管造成的重力损失。为防止液体压力降低可能带来的液体闪蒸, 室内外机的高差应有一定的限制。与上节的分析类似, 也可以算出为防止液体闪蒸确定的最大室内外机高差 H 约为 40m 。同时, 从室内机蒸发器出来的制冷剂蒸气沿着垂直管路下降进入压缩机, 管路长度增加带来吸气压力下降, 吸气过热, 排气温度上升。为防止排气温度超过限制, 室内外机之间的高差也不能超过一定范围。

② 制热运行 制热运行时，室外机电子膨胀阀起节流作用，制冷剂蒸气在垂直管中上升至室内冷凝器，冷凝后的过冷液体在液管中下降，然后进入室外机电子膨胀阀节流后进入室外蒸发器。如果高度差过大，高温制冷剂蒸气可能在管路中冷凝，从而减少室内机的制热量。另外，如果液管的高度过大，由重力引起的附加压力使室外机电子膨胀阀前的压力高于冷凝压力，同前面的分析类似，由电子膨胀阀最高动作压差决定的室内外高度差不能超过50m。

综合前面的分析，为防止液体制冷剂在垂直上升过程中由重力带来的压降引起的闪蒸，保证室内外电子膨胀阀的正常工作，防止吸气过热，排气温度过高，保证吸气管顺利回油，室内外机之间的高度差要尽量小，最好不要超过40m。

3.3.2.3 室内机高度差的影响 (图 3-34)

制冷运行时，室内机电子膨胀阀起节流作用，并且室内机之间的流量分配也是由电子膨胀阀来完成的。为了使电子膨胀阀能够稳定工作，具有良好的调节作用，电子膨胀阀前液体应有一定的过冷度。

多联机一般都要求长配管、高落差，虽然室外机冷凝器具有较大的过冷度，但是为了克服垂直上升的压力降已经损失了绝大部分过冷度，在室内机电子膨胀阀前的过冷度一般为3~5℃。安装在最低位的电子膨胀阀，由于重力作用前后压差最大，安装在最高位时，前后压差最小。如果室内机之间的高差较大，安装在最高位的膨胀阀过冷度最小，容量最

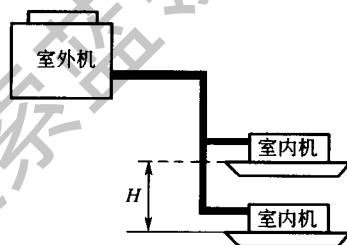


图 3-34 室内机高度差示意图

小，全开时容量可能不够，而安装在最低位的电子膨胀阀容量过大，在调节过程中可能出现振荡现象。下面的简单计算能说明该问题，假定处于最低位膨胀阀过冷度 $t_{cl,1}=5^{\circ}\text{C}$ ，阀前温度 $t_1=45^{\circ}\text{C}$ ，最高位膨胀阀过冷度 $t_{cl,2}=0^{\circ}\text{C}$ ，蒸发温度 $t_0=5^{\circ}\text{C}$ ，按照 2.2.1 中的分析方法，有 $\nu_{cl}=0.00092193\text{m}^3/\text{kg}$ ， $p_1=1.94\text{MPa}$ ， $p_2=1.73\text{MPa}$ ，则

$$H = \frac{\nu(p_1 - p_2)}{g} = \frac{0.00092193 \times (1.94 - 1.73) \times 10^6}{9.81} = 19.8(\text{m})$$

考虑连接较多台室内机的情况，为保证管路中最不利的室内机也能正常工作（保证最小的过冷度要求），室内机之间的高度差要小于19.8m，一般厂家多规定为15m。

3.3.3 制热运行时对室外温度的要求

制热运行时，室外温度最好不低于 -10°C 。多联机属于风冷热泵，其原理决定了机组的制热量必要随着室外温度的下降而发生衰减（图 3-35 和图 3-36），由于采用了若干新技术，相比风冷热水机组有了很大程度的改进，使用范围也更宽。当室外温度低于 -10°C 时，虽然机组能够正常运行，但是已经很难发挥出热泵供热的优势。下面进行理论分析。

多联机机组的制热量可以由下式表示

$$Q_k = G(\Delta h + w) \quad (3-11)$$

从制冷原理可知，单位制冷量 Δh 随蒸发温度（室外空气温度）的下降变化很小， Q_k 的变化取决于制冷剂流量 G 和单位功耗 w 。一般对于空调常见运行工况而言，随着蒸发温度的降低，虽然压缩机的单位功耗会增加，但由于流量减少的影响会更大，所以，一般压缩机的耗功会随着蒸发温度的下降而下降，但变化的幅度不大，多联机制热量的衰减主要取决于制冷剂流量 G 和单位制冷量 Δh 。因此，多联机多采用变频技术和电子膨胀阀调节来增大制冷剂流量，通过强化传热、改进风扇性能以及过冷却技术增大过冷度来增加单位制

冷量 Δh ，从而可以大大延缓制热量的衰减，使得制热量的衰减程度要远远小于风冷冷热水机组。

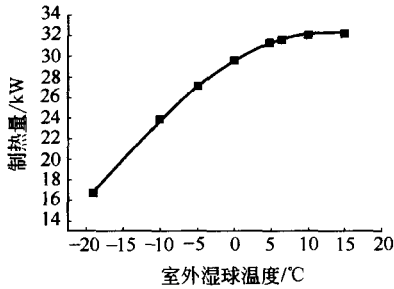


图 3-35 制热量随室外温度的衰减

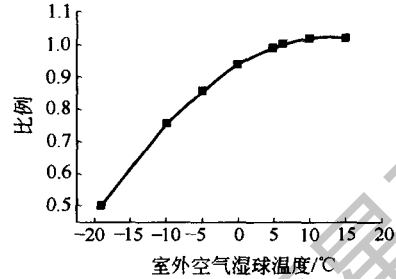


图 3-36 制热量随室外温度的衰减比例

表 3-6 变频多联机 RAS-280FS3Q 制热性能随室外温度的变化 (室内温度 20°C)

室外湿球温度 /°C	制热量 /kW	制热量变化率 /%	输入功率 /kW	输入功率变化率 /%	COP	COP 变化率 /%	出风温度 /°C
10	33.3	102	11.1	103	3.00	100	46
6	32.6	100	10.8	100	3.00	100	45
0	30.5	94	11.5	107	2.65	88	44
-5	28	86	10.7	99	2.62	87	42
-10	24.6	76	10.9	101	2.27	76	39
-15	20.2	62	11.3	105	1.79	60	36
-18	16.3	50	11.5	107	1.42	47	33

以 SET-FREE 变频多联机 RAS-280FS3Q 机组的实际测试值为例，从表 3-6 中可以看出，在环境温度为 -5°C 时，制热量约为标准工况的 86%， -10°C 时约为 76%，而在 -18°C 时约为 50%。由于压缩机耗功变化不大，因此室外温度下降时，系统的 COP 将下降，如在额定工况时 COP 为 3.0，则在 -10°C 时约为 2.27，在 -18°C 时约为 1.4。热泵效率高的优势不再明显。此外，实际使用时室内机的风量没有变化，制热量的衰减必然带来出风温度的降低，如果在在额定工况时出风温度为 45°C ，在 -10°C 时出风温度则降为 39°C ， -18°C 时约为 33°C ，已经是吹冷风的感觉了，很难满足舒适感的要求。

综上所述，尽管变频多联机可以大大延缓制热量随着室外温度的衰减，甚至在 -20°C 时也可以运行，但从供热的效率和质量角度看，在 -10°C 以下运行时已经无法充分发挥热泵的供热优势和效率，应优先选择其他更有效的供热方式。

3.3.4 变频多联机用作舒适性空调

变频多联机适用于舒适性空调系统，不适用于高精密空调建筑物、高温高湿环境、洁净室和高大空间建筑物。多联机的开发出发点就是在民用舒适场合使用，没有过多考虑工艺型空调的使用要求。

(1) 变频多联机不适用于高精密空调建筑物 多联机的室内机是定风量设计，虽然可以有多样风量选择，当用户一旦选定了风量挡位后，风量不再变化，而且一般风量设计按照送风温差 14°C 左右的标准来设计，无法满足高精密空调大风量、小送风温差的设计要求。由室内机换热公式 $Q = G_{acp}(t_{a1} - t_{a2})$ 还可看出，室内制冷量的变化是依靠送风温差来调节，如果室内负荷变化较大，必然带来出风温度波动较大，从而无法保证高精密空调的精度要求。

(2) 高温、高湿的空间不宜采用变频多联空调系统 在高温、高湿工况下，由于空调负荷较大，很容易产生制冷系统的蒸发温度过高、压缩机耗功增大、排气温度过高的现象，甚至有可能造成压缩机因负荷过大而被烧毁。在高湿的工况下时，室内机的除湿量较大，而室内机蒸发器的肋片较密，不利于冷凝水的排除，从而影响其换热效率。另外，送风口处常常因送风温度低于空气中的露点温度而出现“滴水”现象。

(3) 对洁净度要求较高的场合不宜使用多联机 虽然多联机室内机一般设用过滤网，但是这些滤网仅能过滤粗大的灰尘颗粒，不具有高效的过滤功能，而且送风系统也是按照该条件设计的。如果换成高效过滤器，则可因阻力过大而显著减小风量，无法正常运行。

(4) 高大空间的场所应重视气流组织问题 高大空间建筑物开间大、进深大、层高大、人员密集，从目前多联机室内机的性能参数上来看，室内机的风量和风压难以满足送风距离大的要求，会出现室内温度场不均匀的现象，甚至室内机出风无法到达工作区，难以满足室内设计温度。

4 变频多联机空调系统设计

目前,变频多联机主要应用于舒适性空调中,因其具有系统设置的灵活性、安装维修的灵活性、使用管理的灵活性、自适应负荷变化的灵活性、控制系统选择的多样性、部分负荷的高能效比等特点,在舒适性空调中成为发展最快的产品之一。因此应掌握变频多联机的特性,使其在工程中得到合理的应用,扬长避短,以满足工程设计的需要。目前,有不少工程因多联机系统的设计、选型和应用场合不合理,出现了不少问题,下面,简要介绍在系统设计、产品选型等应遵循的原则。

4.1 基本原则

在第三章中已经说明了变频多联机的设计思路与传统集中式空调不同,为了更好地使用多联机,在工程设计中必须遵循以下原则:系统小型化原则、管长最短原则、环境条件适用原则。

(1) 系统小型化的原则 有三层含义,一是室外机总容量小型化,二是制冷剂管路系统小型化,三是室内机数量少量化。根据前述多联机的特点,在设计多联机系统时,系统不宜过大。

① 室外机容量宜小不宜大 室外机一般由一台变频压缩机和一台或几台定频压缩机组成,这些压缩机的型式常采用涡旋式。涡旋式压缩机具有结构简单、运动部件少的特点,但其加工精度要求极高,对材料的耐磨性、耐热性要求更为特殊,对润滑系统要求极高。单台涡旋式压缩机仅适合于制冷能力从 8.4kW 到 42kW,定频压缩机与变频压缩机组合后的室外机容量也不宜过大,小容量室外机好于大容量室外机;含有多台压缩机的大容量室外机制冷剂的分配以及压缩机的回油和均油以及控制系统比含有少量压缩机的小容量室外机技术环节复杂;另外,特别是冬季制热,影响冬季制热效果很重要的因素是除霜,多台压缩机的大容量室外机的除霜系统控制复杂,融霜控制很难实现,除霜时室外机各模块之间又相互制约影响,造成模块组合式整机的制热能力下降。系统可靠性低,稳定性下降从这一方面来讲,室外机容量不宜过大。正像有的学者指出的那样,如室外机组过大,且不论为了实现这种大系统的可靠运行,特别是针对由于环境温度过低与管路过长带来的液体回流、液态制冷剂再闪蒸和回油困难等问题,需要增加一些辅助回路与附件,致使系统复杂,更重要的是将造成过多能量消耗,以及系统难以稳定运行。能耗增加的原因,一方面是由于机组容量增加,实现系统各部件的最优化匹配有难度,致使能耗增加。例如,日本为了实现 1997 年 12 月京都会议决议,规定多联式空调机组的制冷能效比 (EER) 为:制冷量小于等于 4kW 为 4.12,小于等于 7kW 为 3.23,小于等于 28kW 为 3.07。另一方面是由于管路过长,阻力损失大大增加,也将造成制冷压缩机能耗大为增加。总之,多联式空调机组容量不宜太大,室外机组额定制冷量以不大于 56kW 为好,而且,室外机尽可能分散布置。如果系统容量过大,不但各室内机电子膨胀阀前的制冷剂供液压力和蒸发器回气压力将有较大的变化,而且吸气过热度与冷凝器再冷度可能超出期望范围,致使系统不能稳定地运行。

② 制冷剂环路系统宜小不宜大 尽管从多联机工作原理可知,单台室外机容量大小与能效比关系不大,但由于受到制造技术及控制技术的制约,当多台压缩机并联工作时,从理论上讲,压缩机的工作效率与压缩机并联的台数关系不大。但在实际系统运行中,由于制冷剂在管

内流速较高，系统工作压力增大，制冷剂在系统中流动的比摩阻很大（约为 $12\text{kPa}/\text{m}$ 左右，有时可达 $25\text{kPa}/\text{m}$ ）。多联机系统的热量传输是依靠制冷剂的相变完成的，系统内制冷剂流量很小。若系统过大、管路过长，要使每个室内机的流量分配完全符合设计要求几乎不可能，即使通过调节功能很强的电子膨胀阀调节，也无法达到设计要求。而且，系统越大，各室内机环路长度差距越大，制冷剂的分配偏差越大，室内机的制冷制热量与室内负荷的偏差越大，部分房间室内机出力达不到设计要求，其结果是部分房间偏离室内设计温度。另一方面，系统过大，加充润滑油的量增加，润滑油的回油难度增加，传热下降，其系统的 EER （或 COP ）下降较多，实际上系统效率会随容量的增加而降低，所以，多联机系统不宜设计过大。

③ 室内机数量宜少不宜多 室内机数量较多，要使每个室内机的流量分配完全符合设计要求的可靠性降低，即使通过调节功能很强的电子膨胀阀调节，流量分配也存在偏差，且系统越大，室内机越多，各室内机环路长度差距越大，制冷剂的分配偏差越大，室内机的制冷制热量与室内负荷的偏差越大，其结果是部分房间偏离室内设计温度较大。另一方面，室内机数量过多，在低负荷的情况下，部分润滑油会滞留在室内机内，系统需要经常高频回油运转，系统效率随之降低，所以，多联机系统室内机数量宜少不宜多。

值得注意的是，室外机的大小对整个空调系统造价影响很小，变频多联机系统室外机单位冷量造价大小机型相差很小，如两台 20 匹室外机与一台 40 匹室外机造价几乎相等，由于大匹数室外机配管较大，系统安装费、材料费用也没有大的差距。

(2) 管长最短原则 长配管设计为方便工程设计安装提供了更大的自由度，但室外机与室内机的配管长度应尽可能的短，这样，机组的实际制冷量、制热量衰减少。大家知道，长配管会造成沿程阻力损失的增加，使空调系统的能力下降和耗功增加，对于 $R22$ 系统，吸气管每 18kPa 的压力损失相当于蒸发温度降低了 1°C ，排气管每 20kPa 的压力损失相当于冷凝温度升高了 1°C 。经过理论计算和实验验证，管道当量长度每增加 10m ，会造成约 $2\% \sim 3\%$ 的制冷能力衰减（制热约为 $0.5\% \sim 1\%$ ）。并且沿程阻力损失使连接管液管中的制冷剂的压力下降，甚至造成制冷剂的不断闪蒸，导致制冷剂密度减小，流速增大，进一步使阻力损失加大，对空调系统的能力和功耗造成不利，并影响电子膨胀阀的正常工作。同时，闪蒸气流经电子膨胀阀容易产生额外的噪声。如果增大连接管的直径，降低流速，从而降低阻力损失，但流速的下降又会影响空调系统的回油，控制系统就会更加频繁地进行回油运转，确保系统的安全性和可靠性，从而增加额外的功耗。管长对多联机的性能影响很大，特别是对夏季制冷，每百米管长冷量衰减约为 $20\% \sim 30\%$ ；冬季制热衰减相对较小，每百米管长制热量衰减约为 $5\% \sim 10\%$ 。所以，多联机厂家在配管长度上均提出了限制，例如 $RAS560$ 型室外机组（20 匹）以下多联机系统最大实际配管长度为 100m ，相当于当量长度为 120m （考虑到分歧、弯头的影响）。 $RAS690$ 以上多联机系统最大实际配管长度为 120m ，相当于当量长度为 150m 。从技术上讲，增加冷凝器出口处制冷剂的过冷度和保证连接管中携带润滑油所必须的制冷剂流速，就可以使系统允许的连接管长度增加，但长配管会造成空调系统的能力下降和耗功增加，为了保证空调系统的性能指标，所以在系统配管设计时管路越短越好。

长配管设计可以为工程设计安装提供更大的自由度，但是以牺牲空调系统的性能为代价，在实际的工程设计上应尽量避免。

(3) 环境条件适用的原则

① 室外环境温度及环境应符合室外机的工作范围 从前面所述多联机的工作原理可知，室外机的风量及进风温度对多联机的制冷制热量影响均很大，特别是对系统的使用寿命和工

作的可靠性有更大的影响,制冷时尽可能降低室外机进风温度,以降低冷凝温度,提高制冷效率,但若室外温度过低,冷凝温度过低,压缩机排气压力低,系统循环需要的压差无法建立,系统无法正常工作;若室外温度过高,冷凝温度过高,压缩机排气温度过高,润滑油温过高,润滑油易发生炭化,以致烧坏压缩机或减短系统寿命。因是热泵风冷式,进风温度最理想也就是周边环境温度,但布置多联机时,为了缩短室内外机的距离,室外机可能分层布置在阳台、挑台或每层室外机房内,有的将室外机布置在天井内,有的每层布置在凹形构筑物内,如室外机均在同侧同一水平位置每层放置,各层室外机受热压的相互作用,造成室外机热气流短路,不利于上层室外机散热,特别是在夏季,造成室外机放置越高,吸入的环境温度越高,对室外机制冷量影响越大,严重时,室外机将无法工作,或室外机长期在不利的环境下工作,系统寿命将大大缩短,为确保多联机正常工作,室外机制冷要求周边环境温度范围确定为 $-5\sim 43^{\circ}\text{C}$ 。制热时尽可能增加室外机进风温度,以提高蒸发温度,提高制热效率,但若室外温度过高,蒸发温度过高,压缩机进排气压差过小,系统循环压差无法建立,系统无法正常工作,室外温度过高时,系统也不需要制热运行;若室外温度过低,润滑油黏度增大,吸气压力过低,压缩机排气温度也会造成过高,系统工作效率降低,或出现无法正常工作现象,室外机制热要求周边环境温度范围确定为 $-5\sim 15^{\circ}\text{C}$ 。

对于阳光或高温热源直接辐射,周围环境中的灰尘或其他污染物会堵塞室外机的热交换器,空气中有油雾、盐分或腐蚀性气体,如硫磺等物质含量很高的环境,电磁波能够直接辐射到电器盒与变换器的地方不适于安装室外机。

② 室内机应适用其温度控制范围和室内环境及室内机的处理能力 制冷时,若室内温度过低,压缩机吸气压力和吸气温度过低,压缩机排气温度也会造成过高,系统工作效率降低,或出现无法正常工作现象;若室内温度过高,压缩机吸气压力和吸气温度过高,压缩机排气温度也会造成过高,系统工作效率降低,或出现压缩机排气温度过高,润滑油发生炭化现象,以致烧坏压缩机或减短系统寿命。制热时,若室内温度长期过低,冷凝温度过低,压缩机排气压力低,系统循环需要的压差无法建立,系统无法正常工作;若室内温度过高,室内机将停止工作。

设备机房或厨房内,油污会沉积在室内机的热交换器上的地方;电磁波能够直接辐射到电器控制盒、遥控器电缆或遥控器的地方;室内机的位置距离发射源小于3m的地方;酸性或碱性环境等地方不适于安装室内机。

③ 目前,普通变频多联机空调系统仅适合于舒适性空调领域,不适合用于有净化要求的场合、恒温恒湿要求的场合、允许噪声标准高的场合及特殊气流组织的场合。

④ 普通多联机系统室外机、室内机工作范围及出现的问题见表4-1。

表4-1 普通多联机系统室外机、室内机工作范围及出现的问题

工况	机种	环境温度	出现的问题
制冷	室外机	$\leq -5^{\circ}\text{C}$	室外温度低于 -5°C 时,压缩机排气压力过低,冷凝压力过低,室内换蒸发压力过低,蒸发器大面积结霜,室外机停止制冷
		$-5^{\circ}\text{C} \leq t \leq 43^{\circ}\text{C}$	正常工作
		$\geq 43^{\circ}\text{C}$	室外温度高于 43°C 时,冷凝温度过高,压缩机可能出现排气温度过高,机器运行保护,停机
	室内机	$\leq 19^{\circ}\text{C}$	室内温度 $\leq 19^{\circ}\text{C}$,蒸发温度过低,压缩机排气温度高,耗功大
		$19^{\circ}\text{C} \leq t \leq 30^{\circ}\text{C}$	正常工作
		$\geq 30^{\circ}\text{C}$	蒸发压力过高,压缩机负荷过大,系统工作不安全,甚至烧毁电机

续表

工况	机种	环境温度	出现问题
制热	室外机	$\leq -20^{\circ}\text{C}$	室外温度低于 -20°C 时,压缩机压比过大,排气温度过高,室外机可能保护停机,COP太低
		$-20^{\circ}\text{C} \leq t \leq 15^{\circ}\text{C}$	正常工作
		$\geq 15^{\circ}\text{C}$	室外温度 $\geq 15^{\circ}\text{C}$ 时,蒸发温度过高,室外机压缩机可能因为过载或其他原因而停机
	室内机	$\leq 15^{\circ}\text{C}$	室内温度长期 $\leq 15^{\circ}\text{C}$,冷凝压力过低,蒸发温度过低,换热器大面积结霜,压缩机可能回液,系统工作不安全,出风温度低,舒适性不好
		$15^{\circ}\text{C} \leq t \leq 30^{\circ}\text{C}$	正常工作
		$\geq 30^{\circ}\text{C}$	室内温度 $\geq 30^{\circ}\text{C}$ 时,冷凝温度过高,排气温度过高

制热时一般输入功率变化不大,因此,随着制热量的下降,机组的COP会下降。如果在额定制热工况的COP为2.6,则在环境温度为 -5°C 时COP降至2.2左右;而在环境温度为 -10°C 时,COP降至2.0左右;在环境温度为 -15°C 时,COP只有1.5左右。按照公共建筑节能设计标准的要求,虽然多联机在环境温度为 -15°C 时可以运行,但是COP值已经小于1.8,基于运行经济性的考虑已不宜使用。一般而言,室外机制热工作温度范围确定为 $-15\sim 15^{\circ}\text{C}$ 。

另外,对于阳光或高温热源直接辐射,周围环境中的灰尘或其他污染物会堵塞室外机的热交换器,有油雾、盐分或腐蚀性气体,如硫磺等物质含量很高的环境,电磁波能够直接辐射到电器盒与变频器的地方,不适于安装室外机。

⑤ 多联机用于北方地区供热问题的说明 在北方地区,用多联机供热时,当多联机的实际供热能力衰减大于23%时,即室外冬季空调计算湿球温度低于 -9.5°C ,采用多联机系统会增加系统造价,宜经计算比较后确定是否采用多联机系统。

由于室外机额定供热量比额定制冷量大10%,对于一般舒适性空调,供冷负荷大于供热负荷10%左右,由 $Q_{\text{SR}}=90\%Q_{\text{SL}}$, $Q_{\text{R}}=1.1Q_{\text{L}}$, $Q_{\text{SL}}=85\%Q_{\text{L}}/\beta$ 得到实际制热量为

$$Q_{\text{SR}}=Q_{\text{R}}n_1n_2n_3/\beta=1.1Q_{\text{L}}n_1n_2n_3/\beta \quad (4-1)$$

式中 Q_{R} ——室外机额定供热量, kW;

Q_{SR} ——室外机实际供热量, kW;

Q_{L} ——室外机额定制冷量, kW;

Q_{SL} ——室外机实际制冷量, kW;

n_1 ——冬季制热管长修正系数;

n_2 ——室外机进风、室内机回风温度修正系数;

n_3 ——除霜修正系数,假设为90%;

β ——设备运行污垢系数1.05。

又有

$$Q_{\text{SR}}=90\%Q_{\text{SL}}=90\%\times 85\%Q_{\text{L}}/\beta \quad (4-2)$$

将式(4-1)和式(4-2)对比,有

$$90\%\times 85\%Q_{\text{L}}/\beta=1.1Q_{\text{L}}n_1n_2n_3/\beta \quad (4-3)$$

因此

$$n_1n_2n_3=0.695 \quad (4-4)$$

计算得 $n_2=0.81$,根据厂家技术资料提供的室外机进风、室内机回风温度修正系数见表4-2,

查得室外进风温度为 -7.5°C ，根据厂家技术资料提供的除霜运行时制热量修正系数 n_3 见表4-3， n_3 为95%，再代入式(4-1)得， $n_2=0.77$ 。再根据 $n_2=0.77$ ，查表4-2，室外机进风湿球温度为 -9.5°C ，室外相对湿度取85%，室外干球温度为 -9°C 。

表 4-2 室外机进风、室内机回风温度修正系数

室外机进风湿球温度/ $^{\circ}\text{C}$	室内机回风湿球温度/ $^{\circ}\text{C}$					
	16.0	18.0	20.0	21.0	22.0	24.0
-15.0	0.65	0.64	0.62	0.62	0.62	0.62
-10.0	0.78	0.77	0.76	0.75	0.75	0.74
-5.0	0.89	0.87	0.86	0.84	0.84	0.83
0.0	0.97	0.96	0.94	0.92	0.92	0.86
5.0	1.05	1.03	0.99	0.98	0.94	0.88
6.0	1.06	1.04	1.00	0.98	0.95	0.88
10.0	1.12	1.08	1.02	0.99	0.95	0.88

通过以上计算说明，对于使用多联机冬季供热的舒适性空调，当室外温度低于 -9°C 时，不宜采用多联机供热。若以冬季供热为主，在选择多联机时，应以冬季实际供热量选择多联机，并对夏季实际供冷量进行校核。建筑物装机容量可能过大，投资过高。对于冬季空调室外计算温度小于 -9°C 的地区，可采用集中供暖加变频多联机系统，室内外机仅考虑夏季制冷，冬季供热不考虑，这样，变频多联机系统加集中供热系统（散热器供暖），供暖空调总造价增加不多，既有冬季集中供热运行费用低的长处，夏季又有多联机系统灵活性、运行费用低的特点，是寒冷地区较好的一种空调方式。对于这一地区，因室内外焓值较相近，冬季新风可采用显热换热器配辅助加热或仅对空气加热、夏季不处理的新风供给方式。

夏季制冷运行时，当室外气温低于 43°C 时，室外温度对制冷量影响很小，特别是北方地区，夏季空调室外计算温度较低。上面计算未考虑室外温度对实际供热量的影响。

表 4-3 除霜运行时制热量修正系数

室外机进风温度 (相对湿度=85%RH)/ $^{\circ}\text{CDB}$	修正系数 n_3	室外机进风温度 (相对湿度=85%RH)/ $^{\circ}\text{CDB}$	修正系数 n_3
-7	0.95	3	0.87
-5	0.93	5	0.90
-3	0.88	7	1.0
0	0.85		

4.2 设计步骤

变频多联机的设计步骤大致如下：

- ① 调研、收集资料，确定初步方案，并确定室外机的大体位置；
- ② 负荷计算；
- ③ 室内机选择计算、新风设备选择计算；
- ④ 布置室内机及新风设备；
- ⑤ 根据房间使用功能或要求划分多联机系统；
- ⑥ 确定室外机的位置；
- ⑦ 根据划分系统计算选择室外机；
- ⑧ 校核各室内机的实际供冷量、供热量，若实际制冷量、制热量不满足要求，适当调

整室内机；

⑨ 检查各系统的室内外机容量配比（50%~130%），适当调整室内机型号，使其满足配比要求；

⑩ 根据室内外机容量，标注配管管径和分歧管型号规格。

4.2.1 确定空调方案

这一阶段是多联机空调系统设计的最关键阶段，该阶段直接反映了一名暖通工程师的技术和经验、对空调发展趋势的掌握程度。作为一名有经验的暖通工程师，应站在客观独立的角度，本着为客户、为社会服务的观点出发，确定合理的空调方案。空调系统设计方案不仅直接关系到一次投资、维护成本、运行费用、使用寿命、管理的方便程度，而且还关系到环保、卫生、防疫、安全等问题。在初步确定变频多联机空调方案后，还应考虑以下问题。

① 一次投资 变频多联机空调系统在市场上出现较晚，大规模的应用也是近几年的事。因为该类型空调系统应用了电子膨胀阀技术、微电脑技术、变频控制等先进技术，科技含量高，所以系统造价相对较高。

② 使用环境 室外机使用环境是否符合多联机要求的条件，室内机处理能力能否满足室内空调区域空气参数的要求及使用条件的要求，系统配管长度能否满足多联机系统的要求，即是否符合设计三原则。

③ 室外机是否有地方放置，室内外机管道是否过长，是否超过了产品室内外机最大管道长度的限制和高差限制。

4.2.1.1 变频多联机空调系统特点

目前，变频多联机主要应用于舒适性空调中。因其具有系统设置的灵活性、安装维修的灵活性、使用管理的灵活性、适应负荷变化的灵活性、控制系统选择的多样性以及部分负荷的高能效比等特点，在舒适性空调中成为发展最快的产品之一。随着国民经济的发展与人民生活水平的不断提高，对舒适性空调的要求也越来越高，家用、商用空调将会以更加迅猛的速度发展。掌握变频多联机的特性，才能使其在工程中得到合理的应用，扬长避短，以满足工程设计的需要。变频多联机系统在工程设计中应使其成为一种较人性化的空调系统。下面对多联机系统各特点在工程中的应用及系统在设计、产品选型等方面的注意事项作具体介绍。

(1) 室外机设置的灵活性 前面介绍过，变频多联机空调系统是根据房间的功能、管长、室外机的容量来设置系统，每一台室外机及其相连的多台室内机构成独立的小系统，整个空调系统是由若干个小系统组成。室外机可以分散布置，也可并排放置，不同容量室外机高宽尺寸均相同，仅长度随容量不同而不同，排列美观整齐。室外机也可根据需要设置在合适的位置，只要通风良好、进排风不短路、留有适当的维修空间即可。室外机也可放置在地面、群楼屋面、阳台、挑台、屋面等位置，可节约较大的使用面积。

(2) 室内机布置的灵活性 一般多联机生产厂家均给出多种形式和规格的室内机供选择，下面以海信日立的多联机为例说明室内机的选择方法。

① 海信日立的室内机有8种形式、48种规格，设计师可结合室内装修选择布置室内机。

② 天花板内置风管机可通过有线遥控器重新设定室内机的机外余压，以满足现场配合装修调整风口位置的需要，使天花板内置风管机布置起来更加灵活。

③ 大部分室内机有DIP开关（容量调节开关），还可满足因房间功能改变而带来的冷热负荷在一定范围内的变化（±700W左右），可适应房间负荷因功能调整而引起负荷的较小

变化。

④ 四面出风嵌入式室内机和两面出风嵌入式室内机均有标准配置凝结水提升泵；天花板内置风管式室内机也可配置凝结水提升泵，凝水提升高度为 300~500mm，为凝结水的排放提供了方便。

(3) 配管系统的灵活性 多联机系统管径较小。多联机系统的配置管材为去磷无缝紫铜管，均为焊接连接，如 RAS-560 型室外机最大接管管径气管为 $\phi 38.1\text{mm}$ ，液管为 $\phi 15.88\text{mm}$ ，安装时管道占用空间小。因多联机系统是由多个相对独立的小系统组成，个别系统的调整仅影响相应的小系统，而不影响未改动的系统。系统改动时，室外机可将系统内的制冷剂收回，泄漏非常小，管路改动非常容易，很适用于房间功能的改变。由此可见，多联机配管系统对新建工程或改造工程都是非常适用的。

(4) 控制管理系统的灵活性 多联机的控制方式多种多样。控制系统均为厂家配套产品，控制的可靠性高，相对造价低。

(5) 安装、施工调试的灵活性 由于多联机空调系统是由多个一台室外机带多台室内机的小系统组成，并且多联机是利用制冷剂的气化潜热（水系统是利用水的温差显热）输送热量，制冷剂的气化潜热是水的温度变化（如 5°C 温差）显热的十多倍，所以多联机系统管径很小。如 RAS-840 型室外机气液管管径分别为 $\phi 44.45/\phi 22.2$ ，水系统供回水管管径为 2XDN80。水系统管道安装应有一定的坡度，按设计规范坡度应不小于 0.003，如走廊长度为 50m，则两端管道高差为 150mm，加上管径 50mm 的差别，每层走廊吊顶有 200mm 高度差，即多联机系统比水系统可提高 200mm 吊顶高度。

(6) 服务维修上的灵活性 大部分多联机生产企业建有三级或两级服务体系，如青岛海信日立空调系统有限公司建有服务商、办事处服务中心、公司总部三级服务体系，在中国的销售网络由遍布全国的海信日立办事处和售后服务中心组成。分布在全国各大城市的海信日立空调售后服务中心一直是公司销售网络中非常重要的组成部分。目前，海信日立空调售后服务技术力量由几百名专业技术人员组成，分别在全国各大中心城市建立大型售后服务中心，服务的范围可覆盖周边众多中小城市，销售及服务网络更是遍及城市与乡村，可以为海信日立 SET-FREE 空调的各种用户提供周到服务。

(7) 在建筑工程卫生方面 由于多联机系统室内机通过制冷剂直接蒸发冷却空气，蒸发温度在一般工况下为 $3\sim 7^{\circ}\text{C}$ ，蒸发温度较冷水循环式盘管内水温低，除湿能力强，室内相对湿度可保持在 50% 左右，在最佳舒适区。而风机盘管系统大部分设计为定流量系统，部分负荷时供水温度大于 7°C ，有时超过 10°C ，除湿能力随水温的升高而明显下降，一般情况下室内相对湿度可控制在 60% 左右或更高。相对湿度在 60%~80% 时最容易生长霉菌，对于过敏性哮喘的过敏质之一的空气中的螨，其繁殖率最强的温度条件在 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度为 60%~80%。相对湿度在 60% 以下可以抑制其繁殖，因而在 50% 相对湿度情况下不容易存在这种危害。对于室外侧，多联机室外机为风冷式，仅制热时产生少量凝结水，由于室外气温较低，细菌不易繁殖。但对于制冷采用水冷式的系统，由于冷却塔绝大部分为开放式，在夏季易滋生细菌，冷却塔不同程度地存在飘水现象，军团菌的传播就是其中一例。另外，目前变频多联机室内机均可配置长效性过滤器，具有吸附烟味、体臭等功能的除臭过滤器，还可配置具有杀菌去霉的抗菌长效过滤器。

4.2.1.2 多联机系统与其他系统的比较

多联机与其他空调系统的比较如表 4-4 所示。

表 4-4 多联机与其他空调系统的比较

序号	方案 比较内容	电制冷加 电锅炉	电制冷加 燃油或燃气锅炉	直燃单、 双效吸收式	风冷热泵冷 热水机组	变频多 联机系统
1	初投资	大型建筑物较低, 小型建筑物较高	大型建筑物较低, 小型建筑物较高	大型建筑物较高, 小型建筑物很高	大型建筑物较高, 小型建筑物很高	大型建筑物较高, 小型建筑物较低
2	电装机容量	高	较低	很小	较高	高
3	占用机房 面积	较大, 设专用机房, 每层层高较大, 需专用管井和空调机房, 占建筑面积的 3%~8%	较大, 设专用机房, 每层层高较大, 需专用管井和空调机房, 占建筑面积的 3%~8%	较大, 设专用机房, 每层层高较大, 需专用管井和空调机房, 占建筑面积的 3%~8%	较小, 设专用机房, 每层层高较大, 需专用管井和空调机房, 占建筑面积的 2%~5%	无需专用机房, 不占用机房面积, 可降低建筑层高, 节约土建造价, 降低能耗
4	年运行费	夏季较低, 冬季较高	较高	高	高	低
5	年维持费	较低	较低	较高	较高	很低
6	系统复杂 程度	较复杂, 系统维修量大, 需专人维修	复杂, 系统维修量大, 需专人维修	复杂, 系统维修量大, 需专人维修	复杂, 系统维修量大, 需专人维修	简单
7	安装周期	长	长	长	较长	短
8	系统改造难 易程度	难改造, 大的改造维修影响整个系统运行	难改造, 大的改造维修影响整个系统运行	难改造, 大的改造维修影响整个系统运行	难改造, 大的改造维修影响整个系统运行	易改造, 影响面极小, 且系统维修改造时间短
9	管理方便性	不方便, 需专人管理, 额外增加人工工资, 北方地区需进行防冻管理, 管理难度增加	不方便, 需专人管理, 额外增加人工工资, 北方地区需进行防冻管理, 管理难度增加	不方便, 需专人管理, 额外增加人工工资, 北方地区需进行防冻管理, 管理难度增加	不方便, 需专人管理, 额外增加人工工资, 北方地区室外管路易冻裂, 增加管理难度	很方便, 无须专人管理
10	系统对环境 的影响	较大, 冷却水有飘水现象, 污染环境, 冷却塔噪声较高, 对环境噪声影响大	较大, 冷却水有飘水现象, 污染环境, 冷却塔噪声较高, 对环境噪声影响大	大, 冷却水有飘水现象, 污染环境, 冷却塔噪声较高, 对环境噪声影响大	风冷热泵主机噪声高, 对环境噪声影响大	尺寸小, 噪声低, 对环境噪声影响很小
11	卫生	室外冷却水有飘水现象, 易传播疾病。室内湿度较高, 对卫生不利	室外冷却水有飘水现象, 易传播疾病。室内湿度较高, 对卫生不利	室外冷却水有飘水现象, 易传播疾病。室内湿度较高, 对卫生不利	室内湿度较高, 对卫生不利	夏季控制在最佳湿度区, 卫生舒适, 室内机可配专用杀菌过滤网
12	耗水量	较多	较多	多	较少	不耗水
13	全年综合 能效	在满负荷时 COP 高, 在部分负荷时 COP 值低, 全年大部分在部分负荷下运行, 全年综合能效比较低	在满负荷时 COP 高, 在部分负荷时 COP 值低, 全年大部分在部分负荷下运行, 全年综合能效比低	满负荷较低, 部分负荷时更低	满负荷较低, 部分负荷时更低	满负荷运行时较低, 但在部分负荷时 COP 值高, 全年大部分在部分负荷下运行, 全年综合能效比高, 是节能的主要原因
14	自控系统投 资和可靠性	投资高, 系统复杂, 调试困难, 可靠性低	投资高, 系统复杂, 调试困难, 可靠性低	投资高, 系统复杂, 调试困难, 可靠性低	投资高, 系统复杂, 调试困难, 可靠性低	厂家配套产品, 投资很低, 系统简单, 可靠性高

续表

序号	方案 比较内容	电制冷加 电锅炉	电制冷加 燃油或燃气锅炉	直燃单、 双效吸收式	风冷热泵冷 热水机组	变频多 联机系统
15	过渡季使用	无法满足同时供 冷供热需要,运行 费用高	无法满足同时供 冷供热需要,运行 费用高	无法满足同时供 冷供热需要,运行 费用高	无法满足同时供 冷供热需要,运行 费用高	系统按内外分区 设置时能满足内外 区同时供冷供热需 要,运行费用极低, 选用热回收型系统, 一个系统即可同时 满足供冷供热需要
16	节假日管理	需专人管理,北 方地区冬季需进行 防冻运行,增加运 行费用	需专人管理,北 方地区冬季需进行 防冻运行,增加运 行费用	需专人管理,北 方地区冬季需进行 防冻运行,增加运 行费用	需专人管理,北 方地区冬季需进行 防冻运行,增加运 行费用	无须专人管理, 无防冻问题,不增 加运行费用
17	室内机种类 和处理空气的 能力	种类繁多,满足 各种处理空气的需 要,如组合式空调 器可根据需要增加 功能段	种类繁多,满足 各种处理空气的需 要,如组合式空调 器可根据需要增加 功能段	种类繁多,满足 各种处理空气的需 要,如组合式空调 器可根据需要增加 功能段	种类繁多,满足 各种处理空气的需 要,如组合式空调 器可根据需要增加 功能段	种类少,各种室 内机处理空气能力 范围较小,很难根 据处理空气需要增 加功能
18	应用范围	舒适性空调、工 艺性空调	舒适性空调、工 艺性空调	舒适性空调、工 艺性空调	舒适性空调、工 艺性空调	舒适性空调

4.2.1.3 多联机在家用中央空调中的应用

虽然家用中央空调与一般的集中空调基本相同,有一个集中冷热源的完整的空调系统,但是它的系统却小得多,通常制冷量为7~80kW,服务的建筑物的面积在80~600m²左右。另外它的使用对象、使用时间和使用要求也有别于其他建筑物的商用空调系统。因此,在设计家用多联机时必须要注意到下列特殊性:

- ① 对室内空气参数要求的差异性较大;
- ② 使用地域差别大;
- ③ 冬季要求高;
- ④ 负荷变化率大,同时使用系数低;
- ⑤ 房间末端空调设备的选择应稍大些;
- ⑥ 更需体现“人性化”的理念。

为了保证向用户提供一个安全、舒适、高效、和谐的生活环境,家用多联机应满足表4-5的技术要求。表4-5还介绍了变频多联机系统满足家用中央空调技术要求的适应性。

表 4-5 家用中央空调技术要求及变频多联机在家庭使用的适应性

序号	家用中央空调技术要求	变频多联机系统的适应性
1	运行的稳定性要好	启动次数少,变频调节,系统稳定性好
2	健康卫生、舒适性要好	有多种机型,满足不同房间气流组织要求,控制温度波动范围小,夏季室内湿度小(50%左右),可维持在最佳舒适区
3	效率高、节能效果好	变频,COP值高
4	自动控制要求高、操作要简便	有线遥控器、无线遥控器、7日定时器、中央控制器四种控制方式可供选择
5	安装、连接要方便灵活	系统简单,仅有一套制冷剂管系统、凝结水系统,室内机可配凝水提升泵,制冷剂管系统可绕梁,系统安装灵活、方便

序号	家用中央空调技术要求	变频多联机系统的适应性
6	检修、维修要方便	系统简单、维修点少,各地均有维修网络
7	使用寿命长	主要部件设计无故障寿命为10年,系统设计寿命为15~20年
8	对供电网影响要小	变频启动,启动电流小,对电网冲击小
9	安全性要好,发生事故的破坏性要小	系统可靠性高,氟里昂无味、无臭、无毒,一旦泄漏对财产无破坏
10	环境保护	采用环保制冷剂,对大气臭氧层无破坏作用

通过以上分析,多联机在家用中央空调领域除价格较贵外,有着其他空调方式无法相比的优势。这些优势有:占用空间小,室外机安装位置灵活,系统可靠性高,用户操作方便,运行费用低,对北方用户无须防冻管理,即使系统泄漏也不会造成大的财产损失。

家用变频多联机系统在设备、控制系统、设计选型、安装等方面与应用于其他工程的多联机大致相同,但也有下列区别。在设备方面,因居住建筑层高较小,个别房间需要超薄型室内机,室外机容量可能要求较小,室内外机噪声要求更低,安装占用空间更小,安装位置应更灵活。在负荷计算时因邻室传热影响很大,应充分考虑邻室传热,并应考虑达到室内设定温度的时间要短,室内设备选型应略大一点,室外机按户内最大负荷计算选择,室内外机的选择可按本章4.2.5和4.2.6介绍的步骤进行。在安装上,由于安装维修空间小,家用变频多联机系统要求比应用于其他工程的商用多联机系统更严格。但应注意的是,在北方用多联机来供热时,必须要校核系统的实际供热能力。冬季独立供热系统加夏季多联机供冷、过渡季节供热不失为北方地区一种好的空调方式。

经过技术经济比较,确定采用多联机空调方案后,即可进行空调方案图的设计,并与其他专业互提初步资料,进行下一步设计。

4.2.2 确定新风方案

下面对配合多联机系统可使用的新风系统形式作一介绍。根据具体工程实际,结合空调建筑物的性质、使用功能的划分、结构特点、使用情况、当地气象条件以及工程造价等因素确定新风处理方案。本节仅介绍配合多联机使用的独立新风系统方案。表4-6为按我国国家标准给出的不同房间使用性质的新风量标准,详见《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005。对于民用建筑,可仅按每人新风量标准确定各房间的新风量。

表 4-6 公共建筑物主要空间的设计新风量

建筑类型与房间名称		新风量/[m ³ /(h·人)]	
旅游旅馆	客房	5 星级	50
		4 星级	40
		3 星级	30
	餐厅、宴会厅、多功能厅	5 星级	30
		4 星级	25
		3 星级	20
		2 星级	15
	大堂、四季厅	4~5 星级	10
	商业、服务	4~5 星级	20
		2~3 星级	10
美容、理发、康乐设施		30	

续表

建筑类型与房间名称			新风量/[m ³ /(h·人)]
旅馆	客房	1~3级	30
		4级	20
文化娱乐场所	影剧院、音乐厅、录像厅		20
	游艺厅、舞厅(包括卡拉OK歌厅)		30
	酒吧、茶座、咖啡厅		10
体育馆			20
商场(店)、书店			20
饭馆(餐厅)			20
办公楼			30
学校	教室	小学	11
		初中	14
		高中	17

4.2.2.1 采用具有热回收功能的全热或显热交换器处理新风

对于公共建筑物,如办公大楼、学校、商场、旅馆的餐厅、多功能厅大堂、四季厅、影剧院、游艺厅、舞厅、体育馆等建筑物,通常新风负荷较大。根据《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005 5.3.14条的规定,大部分公共建筑物可使用全热或显热交换器;对于其他建筑物内的舒适性空调系统,若新风量较大,便于设置独立新风和排风系统时,宜采用全热或显热交换器,回收冷热量,降低运行费用。对于医院的病房、旅馆客房、有油烟产生的房间,新风、排风系统需分散布置,不宜采用全热或显热交换器。

具体选择何种形式的全热或显热交换器,应根据换热器的特点、构造、适用范围确定。从使用条件气候来讲,以夏季空调为主的建筑物,对于夏季室内外空气焓差小于30%,即对于夏季空调湿球计算温度小于25.8℃的地区,如唐山、太原、呼和浩特、沈阳、长春、哈尔滨、贵阳、昆明、乌鲁木齐、吐鲁番、西安、兰州等城市,不宜使用全热交换器,对于冬季室内湿度无要求的舒适性空调不宜使用全热交换器,因为此时全热交换器的焓回收效率较低,换热器相对寿命较短(一般为5年),实际使用时回收的冷量非常有限,不如使用显热交换器更经济。

(1) 采用全热交换器处理新风 全热交换器处理新风是一种热回收技术,它不但回收排风中的显热,而且还可回收排风中的潜热。全热交换器一般分为转轮式全热交换器和板式全热交换器两类。目前,多联机空调系统大多选用全热交换器处理新风,一方面可以回收能量,节约运行费用,符合《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005的要求,另一方面,全热交换器的价格较以前有了大幅度的降低,而能源,特别是电费价格近几年上涨较快,特别是2003年、2004年部分以水电为主的省份遇到了干旱,夏季较常年气温偏高,电力缺口很大,唤起了人们的节电意识。2003年春季流行SARS以后,各种舒适性空调建筑物的新风量标准提高了,新风负荷占空调建筑物负荷的比例比以前更大。减少新风负荷、回收排风冷热量是节约空调运行费用的有力措施。

用于评价全热交换器回收性能的重要指标是热回收效率,分为显热回收效率、潜热回收

效率和全热回收效率，其各自的含义示意于图 4-1 中。表 4-7 给出了全热交换器显热效率 η_r 、潜热效率 η_d 、全热效率 η_t 的定义。

表 4-7 全热交换器的热回收效率

季 节	显热效率(η_r)	潜热效率(η_d)	全热效率(η_t)
夏季	$\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \times 100\%$	$\frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_3} \times 100\%$	$\frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3} \times 100\%$
冬季	$\frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \times 100\%$	$\frac{d_2 - d_1}{d_3 - d_1} \times 100\%$	$\frac{i_2 - i_1}{i_3 - i_1} \times 100\%$

① 转轮式全热交换器 这是一种外形类似圆盘、内部装填众多数量的蜂巢状芯材的转动式空气 - 空气换热器。根据所用芯材的不同，回收器可做成显热回收型和全热回收型。转轮在一台小功率电动机的传动下，以 0.01~10r/min 的速度缓慢地转动，其结构如图 4-2 所示。其圆形截面的转轮 [图 4-2 (b)] 被均分隔成 A 和 B 两个主要部分，分别连接排风管和新风管。如果是全热交换型，其芯材由不燃性吸湿性材料或带吸湿性涂层的材料做成。当夏季温度和湿度较低的室内排风空气通过相应部分的芯材时，芯材一方面受到冷却，另一方面由于水蒸气分压力差，放出其中所含的部分水分。及至下一瞬间，刚与排风空气相接触，被冷却去湿后的芯材便轮转到新风区，与进入的新风空气相接触。于是，高温、高湿的新风空气便得以降温、除湿，使它在进行其他耗能的热湿处理之前，先行预冷却和预去湿。如果是显热回收型转轮式热回收器，则其换热芯材由如铝合金之类的金属薄片层层紧密盘卷堆砌而成。由于芯材不具吸湿性能，所以它与排风空气或新风空气之间只有显热的交换，并无质（湿）的传递。为了减少排风空气可能进入新风气流而带来的污染，大多数产品都在转轮的结构上采取了措施，即在转轮旋转进入新风区之前，专门分隔一小块扇面作为自净区 C [图 4-2 (b)]。

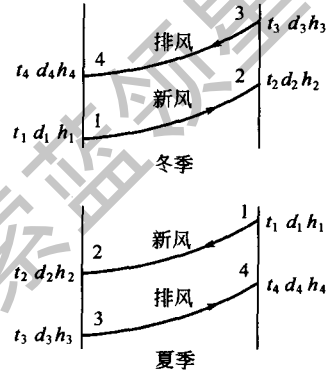


图 4-1 显热回收效率、潜热回收效率和全热回收效率计算

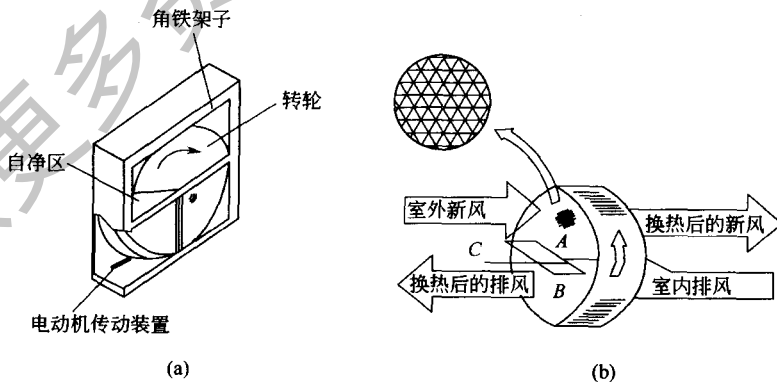


图 4-2 转轮式全热交换器

自净区的一侧连接在新风管的正压端，另一侧与排风管的下游负压端相连。这样，在设备运行时，使转轮芯材在与排风直接接触后，不立即与新风相接触，而是先经一小股新风气流的吹洗之后再进入新风区。转轮式热回收器处理的风量范围很大，小者可为 50m³/h，大

的可达 $140000\text{m}^3/\text{h}$ 。

随着技术的进步,转轮式热回收器所用芯材也在不断更新、发展。例如,最早采用的是金属丝网芯材,只能用作显热回收。其后依次出现了氯化锂涂层、氧化铝和硅胶。直到 20 世纪 80 年末,开始出现分子筛芯材。分子筛是一种具有固定氧原子排列方式的晶体,其晶体结构内含有固定尺寸的微孔。例如, 3\AA ($1\text{\AA}=10^{-10}\text{m}$) 分子筛,其内部微孔直径即为 3\AA 。 3\AA 分子筛的微孔只容许分子直径小于 3\AA 的气体分子通过,所以,它能选择性地只吸收诸如水蒸气这样的小型分子。 CO_2 、甲醛、苯和病毒的分子有效直径分别为 3.3\AA 、 3.8\AA 、 6.9\AA 、 50\AA 。细菌的尺寸更大,一般都大于 500\AA 。所以,如果排风气流中含有这类污染物质,通过 3\AA 分子筛芯材时,这些污染物质也不会被吸收,最终必将随排风气流一齐排出室外。这样,在很大程度上解决了其他芯材所无法解决的交叉污染或感染问题。这也为转轮式热回收器在医疗卫生等场所的应用开拓了前景。

此外, 3\AA 分子筛转轮式热回收器的热回收效率,也比其他芯材高。实测资料表明,其全热回收效率随迎面风速不同而不同,在推荐的迎面风速范围 $3\sim 4.5\text{m/s}$ 内,其全热回收效率为 $70\%\sim 80\%$ 。相应的阻力为 $125\sim 237\text{Pa}$ 。但转轮式热回收器在工程设计、安装和运行中应注意以下一些问题。

a. 为了确保转轮式热回收器的回收效率,应力求使参与换热的两股空气流的风量保持相等。新、排风量比最大不宜超过 $1:0.75$,如果实际工程中新风量很大,多余的风量可通过专设的旁路管旁通。

b. 在采用转轮式热回收器的情况下,为保证其长期正常运行,新风必须先行通过效率不低于 30% 的粗效过滤器过滤处理。

c. 对于冬季室外温度很低的严寒地区,设计时应校核计算其运行有无霜冻的可能,如有可能结冰,则应在新风进入热回收器之前采取预热措施。

d. 在春秋季节,当不需要转轮热回收器运行,又无旁通风管可供利用时,可控制转轮每隔一段时间自动定期地转动一次,以减少可能的积尘。

e. 维护清理时,宜用压缩空气吹扫。

虽然转轮式热回收器的热回收效率高,但由于其结构上的限制,不可避免存在一些缺点。

a. 由于允许使用的迎面风速较低,仅为 $3\sim 4.5\text{m/s}$,转轮设备所需截面积大,占地面积和占用空间大。

b. 必须把空调系统的排风管和新风管集中安排在一处敷设,给系统的设计带来复杂性。

c. 芯材在与排风气流直接接触后,即进入与新风空气气流的直接接触,除分子筛一类的芯材外,其他各种芯材都有可能引起排风空气与新风空气之间的交叉污染。另外,如果分隔板与转轮间的密封处理不好,也可能导致排风空气进入新风气流的污染问题,不宜应用于医院等易引起交叉污染的场合。

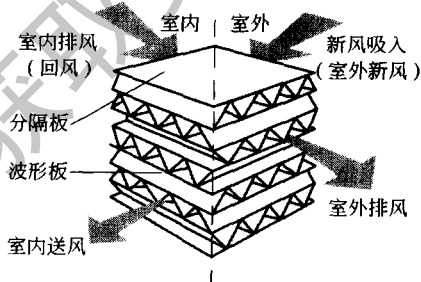


图 4-3 板式和板翅式热回收器结构和工作原理

② 板式和板翅式全热交换器 板式和板翅式热回收器是一种无运动部件的空气-空气换热器。其结构和工作原理示于图 4-3 中。换热元件由难燃或不燃的、传热(显热回收)和传质(水蒸气,全热回收)性能好

的极薄材料做成平板状，或经加工做成波形折摺状，交叉叠置形成垂直相交的两股流道。这类热回收器也可做成显热回收型。全热回收型则是采用不燃性矿物纤维作为基材，经专门加工制成吸湿、透湿性能良好的纸状波形折摺态。其纤维的间隙很小，只有直径较小的水分子能够通过，见表 4-8，其他直径较大的有害气体或异味气体分子根本无法通过，所以能够实现湿度的交换。这样，温度和湿度不同的两股气流相间通过各自流道时，一方面通过传导进行显热的交换；另一方面，也在水蒸气分压力差的作用下，透过薄的纸状层进行湿的交换。这类全热回收器的显热回收效率一般可达 75%，潜热回收效率为 50% 左右。在推荐的迎面风速下阻力为 200~300Pa。

表 4-8 板式和板翅式全热回收器基材性质

种 类	分子直径/ μm	种 类	分子直径/ μm
二氧化碳(CO_2)	0.324	水蒸气(H_2O)	0.288
氨气(NH_3)	0.308	换热材料纤维间隙	0.300
甲烷(CH_3)	0.324		

目前，这种热回收器在空调工程中应用得最多的是全热回收型通风换气机。它是由相应容量的换热单元，配置必要的排风机和新风机，组成一个整体式具有热回收功能的通风换气机组，吊挂或落地安装在空调房间内外，以确保密闭的空调房间内能以较小的能耗实现充分的通风换气。这类热回收器由于在两股气流之间存在一层隔板，加之又是完全静止的，没有运动部件，没有密封防漏问题，所以不会引起进风气流的污染。但在集中式空调系统的应用中，也同样需要把新风管和排风管集中在一起安装，这会给系统的布置和风管走向带来不便。

板式和板翅式全热交换器在工程设计、安装和运行中都有一些需要引起注意的问题。

a. 在实际使用时，由于风量与设计有偏差，且运行一段时间后由于积灰热回收效率会有所下降，设计时全热回收效率宜按 50% 计算，显热回收效率宜按 60% 计算。

b. 在西部夏季干热地区，室内外焓差较小，焓回收效率低，不宜采用全热交换器，或经过计算确定。

c. 过渡季节可设计旁通管路，即可延长换热器使用寿命，还可避免利用新风供冷时效果的降低。

d. 含有危险浓度的致病细菌或病毒的房间不宜与其他房间共用一套全热交换器，如传染病医院的病房。

e. 考虑全热交换器换热元件的使用寿命和热交换效率，设计、安装时应考虑保养维修和更换的空间。

f. 严寒地区当室外温度较低时，应设新风预热装置，特别是应用于冬季室内湿度较大的房间，（如游泳馆），以避免出现霜堵，机器下部应设排水管。可用以下方法近似判断是否出现霜堵：在焓湿图上，室外新风与室内排风状态点连线的中点在露点以下，且露点低于零度，则会出现霜堵。选用新风预热器时，预热后的空气与室内排风连线中点应高于出现霜堵点 3~5℃。

g. 设计时，新风入口和排风出口应符合相关规范规定，避免进排风短路。

(2) 采用显热交换器处理新风 显热交换器形式较多，主要有翅式显热交换器、热管热交换器、中间热媒式换热器等，目前常用的是板翅式显热交换器，其他形式的显热交换器应

用较少，本书不再介绍，下面主要介绍板翅式显热交换器。与板翅式全热交换器类似，显热式热回收器一般用铝箔做成平板状，平板间距为4~8mm，阻力为200~300Pa，热回收效率约为65%左右，但使用寿命较板式和板翅式全热交换器长。

显热交换器在工程设计、安装和运行中需要注意以下问题：

① 在实际使用时，由于风量与设计有偏差，且运行一段时间后由于积灰效率也有所下降，设计时热回收效率宜按55%计算；

② 显热交换器有凝结水排水管，设计时应注意凝结水的排出，冬季当室外进气温度低于0℃时，有可能出现结冰，应注意将新风预热后再进入显热交换器；

③ 设计、安装时应考虑设备维修和过滤网、换热芯更换的空间；

④ 设计时，新风入口和排风出口应符合相关规范规定，避免进排风短路。

4.2.2.2 制冷剂直接蒸发式新风机

对于医院的病房、旅馆客房、办公室等要求对新风夏季冷却降温、冬季加热处理的房间，宜采用制冷剂直接蒸发式全新风机。

2004年以前，由于多联机系统主要是应用于处理室内空气，普通室内机的处理能力（焓差）较小，不能应用于处理新风。专用新风处理机造价很高，工作范围（-5~43℃）有一定限制；室外机在处理新风时，其工作范围（-5~43℃）较处理室内空气时的工作范围（-20~43℃）小，其工作范围也受到了限制，解决新风问题极大地影响了多联机在舒适性空调中的应用，限制了多联机在舒适性空调中的推广。有一些工程，由于对多联机的特性不了解，而采用普通室内机处理新风，造成新风处理能力不足，夏季室内机回气过热度过大，冬季冷凝温度过低，影响了系统运行安全，同时，尽管室内机处理新风时设定为高风状态，但在工作时，由于其控制逻辑决定了在其进风温度在规定的范围内时，其新风量满足要求，但大部分情况下进风温度在规定的范围外，其风量并不在最大风量下运行，无法满足新风量的要求。现通过普通风管机处理能力、工作范围、控制方式举例说明普通室内机不能作为新风机使用。

(1) 处理新风能力不足问题 以杭州为例，室外计算气象参数为（ $t_g = 35.7^\circ\text{C}$ ， $t_w = 28.5^\circ\text{C}$ ），采用RPI-56FSG1Q处理新风，室内设计干球温度为27℃，湿球温度为19℃。

$$\Delta t = Q_x / (C \cdot M) = (3600 \times Q_x \zeta) / (1.2 \times CL) \quad (4-5)$$

式中 Δt ——温降，℃；

Q ——室内机制冷量，kW；

Q_x ——室内机制冷显热量，kW；

ζ ——显热因子；

C ——空气比热容，1.01kJ/(kg·℃)；

L ——处理空气量，m³/h。

计算结果见表4-9。

表4-9 处理新风能力不足例题计算结果表

制冷量/kW	风量/(m ³ /h)	显热因子	温降/℃	处理后焓值/(kJ/kg干空气)	相对湿度/%	处理后含湿量/(g/kg)	室内焓值/(kJ/kg干空气)	室内含湿量/(g/kg)	室外焓值/(kJ/kg干空气)	室外含湿量/(g/kg)	
5.6	高	900	0.74	13.76	62.51	95	15.85	53.97	10.47	91.94	21.78
	中	780	0.68	14.50	59.60	95	15.04				
	低	660	0.66	16.63	52.58	95	13.15				

通过以上计算看出,若室外空气经室内机处理后送入室内,将增加室内机负担,且室内湿度很大,和一般新风送风状态点(等焓点为 52.33kJ/kg 干空气,含湿量为 13.08g/kg)有一定差距。若室内设计参数标准提高,室内机处理能力更显不足。室内机处理能力受到室内机的蒸发器的排数、制冷剂流量、翅片间距、翅片形状、风速、风量等限制。

(2) 普通室内机处理新风超过其工作范围 易出现的问题见表 4-10。

表 4-10 普通室内机处理新风易出现的问题

项目	机种	条件	出现 问题
制冷	室外机	$\leq -5^{\circ}\text{C}$	室外温度低于 -5°C 时,压缩机排气压力低,室外机停止制冷
		$\geq 43^{\circ}\text{C}$	室外温度高于 43°C 时,室外机压缩机可能出现排气温度过高,机器运行保护停机
	室内机	$\leq 19^{\circ}\text{C}$	室内温度 $\leq 19^{\circ}\text{C}$,室内机进入通风运行状态
		$\geq 30^{\circ}\text{C}$	室内温度长期 $\geq 30^{\circ}\text{C}$,室内机吸气过热度大,系统工作不安全
制热	室外机	$\leq -20^{\circ}\text{C}$	室外温度低于 -20°C 时,压缩机吸气压力低,室外机停止制热
		$\geq 15^{\circ}\text{C}$	室外温度 $\geq 15^{\circ}\text{C}$ 时,室外机停止制热
	室内机	$\leq 15^{\circ}\text{C}$	室内温度长期 $\leq 15^{\circ}\text{C}$,系统高压低压不能正常建立,系统工作不安全
		$\geq 30^{\circ}\text{C}$	室外温度 $\geq 30^{\circ}\text{C}$ 时,室内机进入通风运行状态

(3) 新风机与普通室内风管机在构造、控制方式等的区别(表 4-11)。

表 4-11 新风机与普通室内风管机的区别

项 目	新 风 机	普通室内风管机
构造	翅片间距、长度与普通室内风管机不同,换热器排数多,壳体保温加厚	—
处理能力	强	弱
工作范围	制热:进风 $-5\sim 15^{\circ}\text{C}$,高于 15°C 自动转换为通风,出风 $15\sim 30^{\circ}\text{C}$ 制冷:进风 $20\sim 43^{\circ}\text{C}$,低于 20°C 自动转换为通风,出风 $15\sim 27^{\circ}\text{C}$	制热: $17\sim 30^{\circ}\text{C}$ 制冷: $19\sim 30^{\circ}\text{C}$
风量、风压	风量小,定风量,风压高,运行过程设定风量和对应风压不变,以保证设计新风量	风量大,风压低,制热时风量随送风温度变化而变化,但当送风温度大于一定温度时,按设定风量运行
控制系统	在一定温度范围内,自动转换为通风运行状态,确保设定的新风量和节能运行	在整个运行过程中,风量有变化,无法确保设定的新风量,不能实现节能运行

随着市场竞争加剧和技术的进步,专用新风机已逐步应用于舒适性空调中,尽管目前价格较高,但价格呈下降的趋势,新风机很快得到推广和普及,应用时应注意以下几点。

① 配加湿器、辅助加热器、杀菌过滤器,新风机还可设定为通风状态运行等多种形式,见厂家技术资料、产品说明书。

② 用时应注意其适用范围,有两种形式新风系统:a. 室外机专用新风机系统;b. 新风机与普通室内机公用室外机系统。室内新风机的工作范围均为 $-5\sim 43^{\circ}\text{C}$,供热时,室外温度高于 15°C 室内机自动转换为通风状态;供冷时,室外温度低于 20°C 自动转换为通风状态。

③ 目前规格型号有 $1080\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1680\text{m}^3/\text{h}$ 、 $2100\text{m}^3/\text{h}$ 三种型号,规格较少。

④ 注意室外机与室内机的管长和高差要求,不同的厂家对新风机和室外机容量配置有不同的要求,注意厂家技术资料和样本说明。

新风机不适用于下列场合：a. 有机油或其他油类油雾环境；b. 空气含盐量高环境；c. 硫化气体含量高的环境；d. 油雾或潮气大的厨房；e. 发射电磁波的设备附近；f. 有酸、碱蒸气的地方。

4.2.2.3 风管机，四面出风、两面出风嵌入式，落地式柜机引入部分新风

对新风量及新风处理状态要求不高的场合，且室内机数量少，非常分散，可采用室内机自吸入部分新风的方式。室外新风与室内空气混合后，再经过处理后送入室内。使用此种新风方案，应注意以下几点：

① 变频多联机室内机引入新风量不应超过室内机处理风量的30%；

② 对于风管机，过渡季节室内机设为通风状态运行，运行费用增高，停止风管机运行，无法保证新风量，还易引起误操作，增加运行费用；

③ 对于四面出风、两面出风嵌入式，采用直接吸入式，新风吸入口过多，很难与建筑配合；采用风机集中送新风，各室内机的新风量无法保证，影响系统的安全运行；另外，室内机接入新风时，应增加一个新风吸入器，室内机高度增加80mm。

此种新风引入方式，宜在室内机数量少，非常分散，新风量少时采用。

4.2.2.4 独立风冷热泵冷热水机新风机处理新风

在部分工程设计中，新风量要求较大，新风处理要求较严格，直接蒸发式新风机和全热交换器在设备布置和处理新风上无法满足要求。而采用水系统新风机处理新风，冷热水由风冷热泵冷热水机组提供。在采用此新风系统时，应注意以下几点。

① 用于冬季处理新风时，应注意风冷热泵冷热水机的供热能力随室外温度降低而衰减，当室外气温低于 -7°C 时，冷热泵冷热水机无法供热，这与多联机供热温度范围有区别，水系统应采用辅助加热。

② 冬季采用此系统处理新风时，应注意防冻，因无空调箱、风机盘管等室内机与之相连，比全部采用风冷热泵冷热水空调系统更容易冻坏新风机盘管、冻裂管路。特别是对于空调室外计算温度低于 0°C 的北方地区，在休息、节假日时，应采取可靠的防冻措施，以免造成大的损失。

③ 风冷热泵冷热水新风系统运行、管理、维修不便。

④ 新风机分散，管路敷设麻烦。

⑤ 当风冷热泵冷热水机组较大时，其尺寸及噪声比多联机大很多，应注意噪声、安装空间对周边环境的影响。

4.2.2.5 水系统的新风机

新风量大、新风处理后的状态参数有具体要求且有冷热水源时，供水温度较低，应采用水系统的新风机。为了实现室内机干工况运行，避免室内机夏季盘管滋生细菌，要求新风机夏季担负室内湿负荷且冬季承担新风热负荷。采用此系统时，应注意以下几点。

① 选择此种新风机时，应通过计算选型；若无其他条件要求，各种低温水源的水系统新风机均可采用。

② 冷水温度宜为 $3\sim 7^{\circ}\text{C}$ ，特别适合于冰蓄冷空调系统。

③ 应设置凝结水系统，但凝结水管管径可比常规系统小一规格；凝结水管应通过计算确定保温厚度。

④ 注意新风管保温厚度比常规系统保温厚度大，应通过计算确定保温厚度。

⑤ 由于新风处理后的温度较低，注意新风送风口表面结露的处理。

4.2.2.6 新风冬季加热处理，夏季直接送入室内

在一部分地区，如黄河以北地区，冬季室外温度很低，已经超出了多联机新风机的的工作范围，如直接送入室内，新风温度过低，会造成室内温度波动很大，特别是在部分房间停止供热时，可能会造成房间温度过低，冻坏水管及用水设备。夏季尽管室外气温较高，但新风湿度较小，焓值低，如有热源，如热水、蒸汽等，可采用夏季对新风过滤后直接送入室内，冬季对新风加热、加湿处理后送入室内的处理方式。选用带热水或蒸汽盘管的新风机或电加热新风机即可。如使用并联风机箱，过渡季节还可增大新风量，提高室内空气品质，这还有利于弥补多联机供热衰减的缺点。建筑物对新风要求不是很高的空调，可采用此种方法处理新风。采用此系统时，应注意送风不宜直吹到人身上，新风口与室内机送风口应有一定的距离，以免夏季室内机送风口结露。

4.2.2.7 室外新风由风机直接送入室内

室外新风不经冷热处理，仅经过粗效过滤直接送入室内。该种新风系统简单，一次投资少，运行可靠，新风量能得到保证。但在具体应用时，应注意以下几点。

① 内机应承担新风负荷，特别是北方地区，室外气温较低时，由于多联机的负荷特点，造成多联机室内外机选型较大，系统造价较高，且不利于空调效果。

② 由于多联机使用的灵活性，当房间较多时，不论在什么气候条件下，部分房间不使用的几率很大，易造成空调开启时室内温度过高或过低。特别是在冬季，由于室内设备和建筑物温度过低，室内达到空调设定的温度的时间加长，影响使用。

③ 冬季送风温度过低时，注意风口表面的结露，特别是送风口安装在湿度较大的房间。夏季新风送风口不宜靠近室内机送风口，以免室内机送风口结露。可采用将新风接入室内机出风管内，使新风与处理后的空气混合后送入房间，这样，既可解决新风口位置问题，又可解决过渡季节单独送新风的问题。

在冬暖夏凉地区，对新风处理要求不高，仅满足新风量要求使用时，采用室外新风由风机直接送入室内的供新风方式较为合理。

4.2.2.8 无组织自然通风

室外新风通过门窗开启或缝隙自然补新风，对于新风要求不高的板式办公楼或住宅较适合。但受风向的影响大，新风量无法得到保证，特别是对于筒型建筑，不宜采用。近几年门窗级别不断提高，密封性越来越好，特别是高层建筑物，采用无组织自然通风方式供给新风已无法满足新风量的要求。对于住宅以外的建筑物，建议不要采用自然通风供给新风。

4.2.2.9 机械排风结合自然进风

该类新风处理方式特别适合别墅、住宅等连续使用的建筑物。此种新风供给方式能保证新风量，该组合系统在室内形成了良好的新风气流组织，排除污染物的能力很强，气流方向固定，新风由主要房间（卧室、客厅）流向次要房间（厨房、卫生间），空气龄最小，室内空气品质较好；新风对室内温度场、速度场的影响很小，对PMV、PPD指标没有影响，对室内污染物浓度场影响最大；新风利用率高，新风直接送入人的活动区域，不会受到风道系统的污染，没有和低品质空气的混合过程。因风机功率较小，运行费用很低。

4.2.3 负荷计算（注意新风负荷的承担方式）

多联机的空调负荷计算通常分为详细计算和简易估算两种。一般来说，在正式设计时应做详细计算，在确定方案和技术经济比较时可采用简易估算。负荷计算时应注意新风负荷的

承担方式。

(1) 夏季空调负荷详细计算 空调房间夏季空调负荷计算与常规的空调设计计算方法一样,这里不再介绍。但值得注意的是,因各房间室内机型号选择采用的是逐时最大负荷,在选择室外机并划分空调系统时,不是将所有房间最大负荷相加,而是采用同一系统(一个室外机)服务的各房间某一时刻负荷的最大值,其值一般小于各房间空调负荷的和。因现在空调工程负荷计算均采用电算法,其值很容易获得,所以室内外机配比会出现大于100%的现象。

(2) 冬季空调负荷详细计算 与常规的空调设计计算方法一样,在选择室外机并划分系统时,同一系统(一个室外机)服务的各房间供热总负荷等于各房间负荷之和,计算方法这里不再介绍。

值得注意的是,考虑到多联机的使用灵活性特点,同时考虑间歇使用和邻室传热,选择室内机时,办公建筑物室内计算负荷宜乘以1.05~1.2的放大系数。居住建筑物室内计算负荷宜乘以1.1~1.3的放大系数。选择室外机时,办公建筑物室内计算负荷宜乘以1.05~1.2的放大系数;居住建筑物室内计算负荷宜乘以1.05~1.2的放大系数。

不论夏季还是冬季空调负荷计算,均应根据新风方案,确定室内机是否承担新风负荷。若承担,室内机计算负荷应计算承担的新风负荷。

4.2.4 划分多联机系统,确定室外机的大体位置

(1) 划分多联机系统 根据前述系统最小化原则,结合建筑物各房间的使用功能,可按以下要求进行系统划分:

① 坚持系统最小化原则,系统容量不宜过大,最长管路不宜过长;同一个系统室内机的额定容量和不宜超过60kW;

② 不同朝向或使用时间有差异的房间宜划分为一个系统,以确保个别房间实际负荷超过计算负荷时各室内机的出力;

③ 系统不宜跨越多层划分系统,跨层不超过3层,最好同层划分系统,以减少重力作用对制冷剂分配的影响;

④ 最好大容量室内机与小容量室内机不划分在同一系统,容量相近的室内机宜划分为同一系统,以利于各室内机流量分配的平衡;

⑤ 使用不频繁的大空间房间宜单独设置系统,如大会议室、多功能厅等。因定速系统比变频系统造价低很多,宜选用定速系统,以节省造价。

(2) 确定室外机的大体位置 根据系统设计三原则及室外机的外形尺寸、通风要求、环境要求、安装维修要求、噪声振动的影响,结合建筑、结构、供电、排水等专业要求,大体确定室外机的位置,以便进行室内机、室外机的选择计算。

4.2.5 室内机选择计算

通过室内机选择计算,即可确定室内机规格的大小;室内机的形式根据客户要求、建筑结构特点、工程造价、装修要求等确定。室内机的规格形式见“4.2.10 布置室内机”部分。由于实际空调房间室内设定温度与多联机系统额定工作状态有偏差。夏季供冷时,当室内设定温度低于额定工作温度时,室内机的实际供冷量会有所下降;同样,冬季供热时,当室内设定温度高于额定工作温度时,室内机的实际供热量也会有所下降。一般情况,室内空调设定温度偏离额定工况4℃以内时,供冷、供热量的变化在20%以内,同时考虑到变频多联机系统使用灵活性的特点,应考虑间歇使用系数和房间传热的影响,室内计算负荷宜适当乘以1.1~1.3的放大系数。

(1) 夏季

$$Q_{nm} = kQ_{nj}$$

式中 Q_{nm} ——室内机名义制冷量, kW;
 Q_{nj} ——室内计算冷负荷, kW;
 k ——室内计算负荷放大系数, 取 1.1~1.3。

根据 Q_{nm} 选出室内机。

(2) 冬季 $Q_{nm} = kQ_{nj}$

式中 Q_{nm} ——室内机名义制热量, kW;
 Q_{nj} ——室内计算热负荷, kW;
 k ——室内计算负荷放大系数, 取 1.1~1.3。

根据 Q_{nm} 选出室内机。

4.2.6 室外机选择计算

室外机位置大体确定后, 管路长度大体确定, 管长修正基本确定, 根据划分系统服务的房间计算最大冷负荷和冬季热负荷, 并按以下步骤选择室外机, 取其中大的型号, 若所选型号过大或过小, 则重新划分系统, 重复以上步骤, 直到选出合适的室外机为止。

(1) 夏季、冬季空调负荷计算

① 夏季空调负荷计算 空调房间夏季空调负荷计算与通常空调设计计算方法一样, 这里不再介绍。但计算时应注意同一系统的制冷负荷是同一系统内各房间同一时刻负荷和的最大值, 其值小于或等于同一系统内各房间负荷的和, 不是将各房间负荷相加。因采用电算其值很易获得, 所以室内外机配比会出现大于 100% 的现象。

② 冬季空调负荷计算 冬季空调负荷计算与通常空调设计计算方法一样, 在选择室外机划分系统时, 同一系统 (一个室外机) 服务各房间供热负荷, 其值等于各房间负荷的和, 计算方法这里不再介绍。

夏季、冬季空调负荷计算完成后, 即可进行室外机容量的选择计算 (考虑到多联机的使用灵活性特点, 同时考虑间歇使用和邻室传热, 选择室内机时, 办公建筑室内计算负荷宜适当乘以 1.1~1.3 的放大系数。居住建筑室内计算负荷宜适当乘以 1.15~1.35 的放大系数。选择室外机时, 办公建筑室内计算负荷宜适当乘以 1.05~1.2 的放大系数; 居住建筑室内计算负荷宜适当乘以 1.05~1.2 的放大系数)。

(2) 夏季制冷额定容量的选择

$$Q_m = \frac{\beta \sum Q_{nmax}}{n_1 n_2}$$

式中 Q_m ——室外机名义制冷量, kW;
 $\sum Q_{nmax}$ ——室外机担负系统内所有房间计算冷负荷, 某一时刻最大值, kW;
 n_1 ——管长修正系数, 见图 4-4;
 n_2 ——室外机进风、室内机回风温度修正系数, 见表 4-12;
 β ——设备运行污垢系数, β 取 1.05。

(3) 冬季制热额定容量的选择

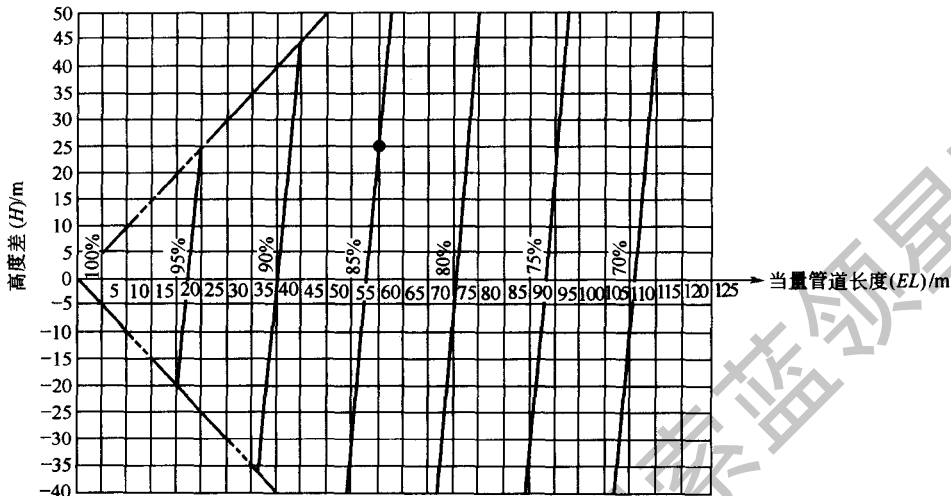
$$Q_m = \frac{\beta \sum Q_n}{n_1 n_2 n_3}$$

式中 Q_m ——室外机名义制热量, kW;
 $\sum Q_n$ ——室外机担负系统内所有房间计算热负荷值, kW;
 n_1 ——管长修正系数, 见图 4-5;

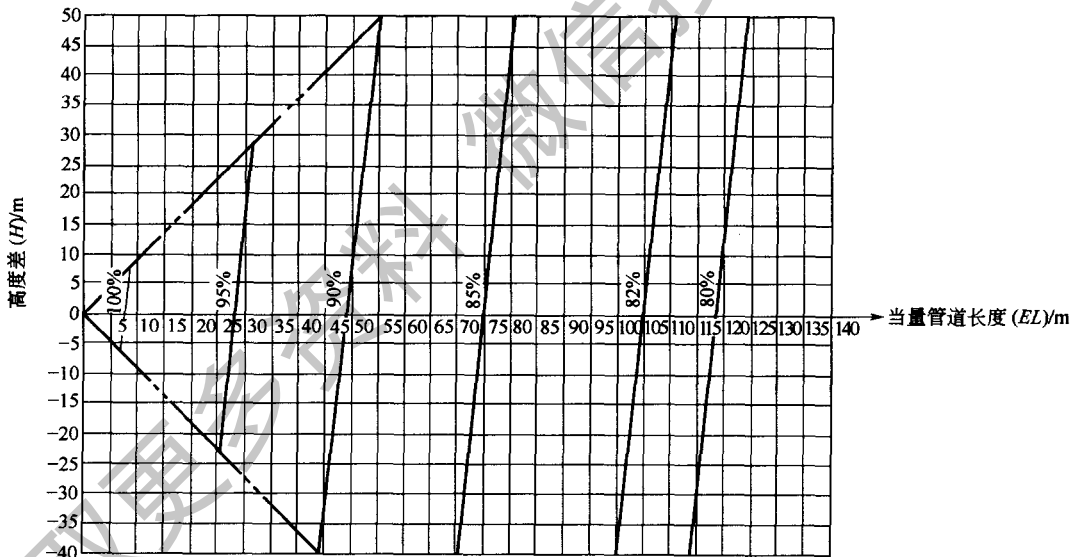
n_2 ——室外机进风、室内机回风温度修正系数，见表 4-13；

n_3 ——除霜修正系数，见表 4-14；

β ——设备运行污垢系数， β 取 1.05。



(a) 假如气管尺寸是 $\phi 19.05$ (RAS-140FS3Q), $\phi 25.4$ (RAS-224FS3Q / FSGQ), $\phi 28.6$ (RAS-280FS3Q / FSGQ), $\phi 31.75$ (RAS-450FS3Q) 及 $\phi 38.1$ (RAS-560FS3Q)



(b) 假如气管尺寸是 $\phi 38.1$ (RAS-24FSG1 及 RAS-24FS5), $\phi 44.45$ (RAS-30FSG1 及 RAS-30FS5)

图 4-4 管长对制冷量的修正曲线 n_1

① 管长修正系数 n_1 注意管长对制冷量的影响，样本中数据是在如下条件下测得。

制冷工况：

室内温度 27°CDB, 19°CWB

室外温度 35°CDB

管道长度 5m, 管道高度差 0m。

制热工况：

20°CDB

7°CDB, 6°CWB

在 43°C 范围内，室外温度对制冷量的影响不大，应注意室外气温对制热量的影响，管

长对制热量影响较小, 对制冷量影响较大, 修正曲线如图 4-4、图 4-5 所示。

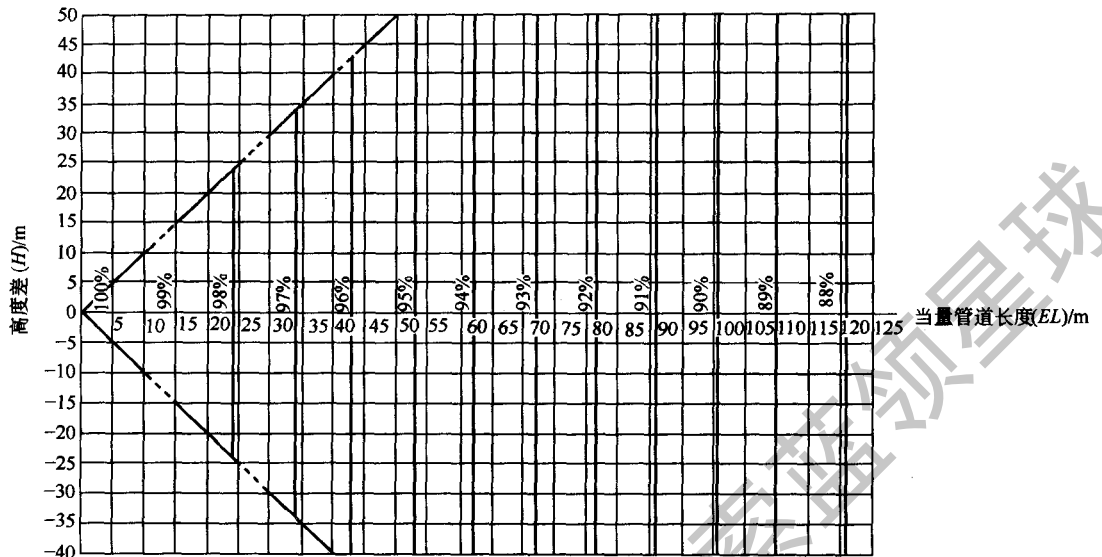


图 4-5 管长对制热量修正曲线 n_1

② 夏季室外机进风、室内机回风温度修正系数 n_2 (表 4-12)

表 4-12 夏季室外机进风、室内机回风温度修正系数 n_2

室外机进风干球温度/°C	室内机回风湿球温度/°C						
	16.0	18.5	19.0	19.5	20.0	22.0	24.0
25.0	0.86	0.97	1.00	1.03	1.04	1.09	1.14
30.0	0.86	0.97	1.00	1.03	1.04	1.09	1.14
35.0	0.86	0.97	1.00	1.03	1.04	1.09	1.14
40.0	0.82	0.94	0.96	0.99	1.00	1.06	1.11

③ 冬季室外机进风、室内机回风温度修正系数 n_2 (表 4-13)

表 4-13 冬季室外机进风、室内机回风温度修正系数 n_2

室外机进风湿球温度/°C	室内机回风湿球温度/°C					
	16.0	18.0	20.0	21.0	22.0	24.0
-15.0	0.65	0.64	0.62	0.62	0.62	0.62
-10.0	0.78	0.77	0.76	0.75	0.75	0.74
-5.0	0.89	0.87	0.86	0.84	0.84	0.83
0.0	0.97	0.96	0.94	0.92	0.92	0.86
5.0	1.05	1.03	0.99	0.98	0.94	0.88
6.0	1.06	1.04	1.00	0.98	0.95	0.88
10.0	1.12	1.08	1.02	0.99	0.95	0.88

④ 除霜运行时制热量修正系数 n_3 (表 4-14)

表 4-14 除霜运行时制热量修正系数 n_3

室外机进风温度(相对湿度=85%RH)/°CDB	-7	-5	-3	0	3	5	7
修正系数 n_3	0.95	0.93	0.88	0.85	0.87	0.90	1.0

注: 1. 不同厂家的产品性能有区别, 各种修正系数也不一样, 应用不同的产品时应注意修正系数的变化;

2. 根据夏季、冬季所选出的室外机规格, 取其中大的型号。

4.2.7 校核各室内机的实际供冷量、供热量

实际供冷量（或供热量）为

$$Q_{ns} = Q_{ws} \frac{Q_{nm}}{\sum Q_{nm}} \quad (4-6)$$

式中 Q_{ns} ——室内机实际供冷量（或供热量），kW；

Q_{ws} ——室外机实际供冷量（或供热量），kW，夏季供冷量： $Q_{ws} = n_1 n_2 Q_m / \beta$ ；冬季供热量： $Q_{ws} = n_1 n_2 n_3 Q_m / \beta$ ， n_1 、 n_2 、 n_3 、 Q_m 、 β 见4.2.6节室外机选择计算。

根据夏季、冬季所选出的室内机，取其中大的型号，并校核实际供冷量或供热量。若实际制冷量、制热量不满足要求，适当调整室内机规格。

4.2.8 检查各系统的室内外机配比

由多联机室内机、室外机选择过程可知，对于同一个系统，室内机的额定容量和应大于或等于室外机的额定容量，室内外机的容量配比有可能大于130%，为了确保系统的安全性和工作的可靠性，系统的室内外机配比不应超过50%~130%。若室内外机容量配比不满足要求，则适当调整室外机型号，使其满足配比50%~130%的要求。

4.2.9 新风设备选型计算

在确定新风系统方案后，即可进行新风设备选型计算，其步骤如下：

① 根据建筑条件图和房间的使用功能，确定房间滞留人数，根据新风量标准，确定房间新风量；

② 根据建筑条件、结构条件、使用功能等划分新风系统；

③ 根据新风系统所担负房间的新风量要求，确定系统新风量，选择新风设备。

在选择新风设备时，应注意以下问题。

① 选择新风系统形式，并结合新风系统形式所对应的不同的新风设备规格、型号、安装维修条件、外形尺寸等要求。

② 功能差异较大的房间，新风系统不宜划为一个系统，如办公室和使用不频繁的大型会议室，大型会议室宜单独设置新风系统，有利于节约运行费用。

③ 新风系统宜小不宜大，新风系统过大，新风管道尺寸、占用空间过大，不利于管道布置；系统过大，送风口过多，很难保证各房间的设计风量。

④ 新风吸入口的位置很重要，设置新风吸入口时应注意：a. 设在室外空气比较洁净的地方，并宜设在北外墙上；b. 应尽量设在排风口的上风侧（进排风口同时使用时，特别是采用热交换器处理新风时，设在主导风向的上风侧），且应低于排风口，并尽量保持不小于10m的间距；c. 进风口底部距地面不宜小于2m，当新风口布置在绿化带时，进风口底部距地面不宜小于1m。

4.2.10 布置室内机

布置室内机前，应先确定室内机的型式。选择、布置室内机，应结合室内装修、气流组织要求、造价、用户要求及各种室内机的特点、房间功能等确定。

4.2.10.1 天花板内置风管机

以海信日立产品为例，天花板内置风管机技术参数以及外形尺寸分别如表4-15、图4-6所示。

表 4-15 天花板内置风管机参数表

室内机型式		天花板内置风管式							
型号	RPI-28FSG1Q	RPI-40FSG1Q	RPI-56FSG1Q	RPI-71FSG1Q	RPI-80FSG1Q	RPI-90FSG1Q	RPI-112FSG1Q	RPI-140FSG1Q	
室内机电源									
可匹配室外机型号		RAS-140FS3Q、RAS-224FS3Q、RAS-280FS3Q、RAS-410FS3Q、RAS-450FS3Q、RAS-530FS3Q、RAS-560FS3Q、RAS-690FS3Q、RAS-840FS3Q、RAS-224FSGQ、RAS-280FSGQ							
额定制冷量 ^a	kW	2.8	4.3	5.6	7.1	8.4	9.0	11.2	14.2
	kcal/h	2400	3700	4800	6100	7200	7700	9600	12200
	Btu/h	9500	14700	19100	24200	28700	30700	38000	48400
额定制冷量 ^b	kW	2.9	4.4	5.8	7.3	8.7	9.3	11.6	14.5
	kcal/h	2500	3800	5000	6300	7500	8000	10000	12500
	Btu/h	9900	15100	19800	25000	29700	31800	39700	49500
额定制热量	kW	3.3	4.9	6.5	8.5	9.6	10.0	13.0	16.3
	kcal/h	2800	4200	5600	7300	8300	8600	11200	14000
	Btu/h	11100	16700	22200	29000	32800	34100	44000	55500
噪声(A声压级)	dB	35-33-31	35-33-31	35-33-31	36-34-32	42-39-35	42-39-35	43-40-36	44-41-37
外形尺寸 高(H)	mm	270	270	270	270	350	350	350	350
	in	10-5/8	10-5/8	10-5/8	10-5/8	13-3/4	13-3/4	13-3/4	13-3/4
宽(W)	mm	650+75	650+75	900+75	900+75	900+75	900+75	900+75	1300+75
厚(D)	mm	720	720	720	720	800	800	800	800
	in	28-3/8	28-3/8	28-3/8	28-3/8	31-1/2	31-1/2	31-1/2	31-1/2
净重	kg	26	26	35	35	46	46	46	58
	lbs	57	57	77	77	101	101	101	128
制冷剂	R22/R407C(充氮气以防腐蚀)								
室内风机风	m	8/7/6	13/11/9	15/13/11	16/14/12	25/21/17	25/21/17	27/23/19	37/31/25
电机功率	W	60	60	75	75	290	290	290	290
制冷剂连管	喇叭形接头连接(具有喇叭形接头)								
液管	in	1/4	1/4	1/4	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
气管	in	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8	3/4	3/4
冷凝水管	VP25(外径 φ32)								
机外静压	Pa					120(170-60)	120(170-60)	120(170-60)	120(170-60)
包装体积	m ³	0.21	0.21	0.27	0.27	0.38	0.38	0.38	0.52
功率	kW	0.10	0.14	0.14	0.14	0.28	0.28	0.28	0.40
工作电流	A	0.5	0.7	0.7	0.7	1.3	1.3	1.3	1.9

注: 1. 额定制冷量与制热量测试工况如下。

制冷工况:

室内回风温度: 27℃DB (80°FDB)

a. 19℃WB (66.2°FWB)

b. 19.5WB (67°FWB)

室外进风温度: 35℃DB (95°FDB)

管道长度: 5m 管道高度差: 0m

制热工况:

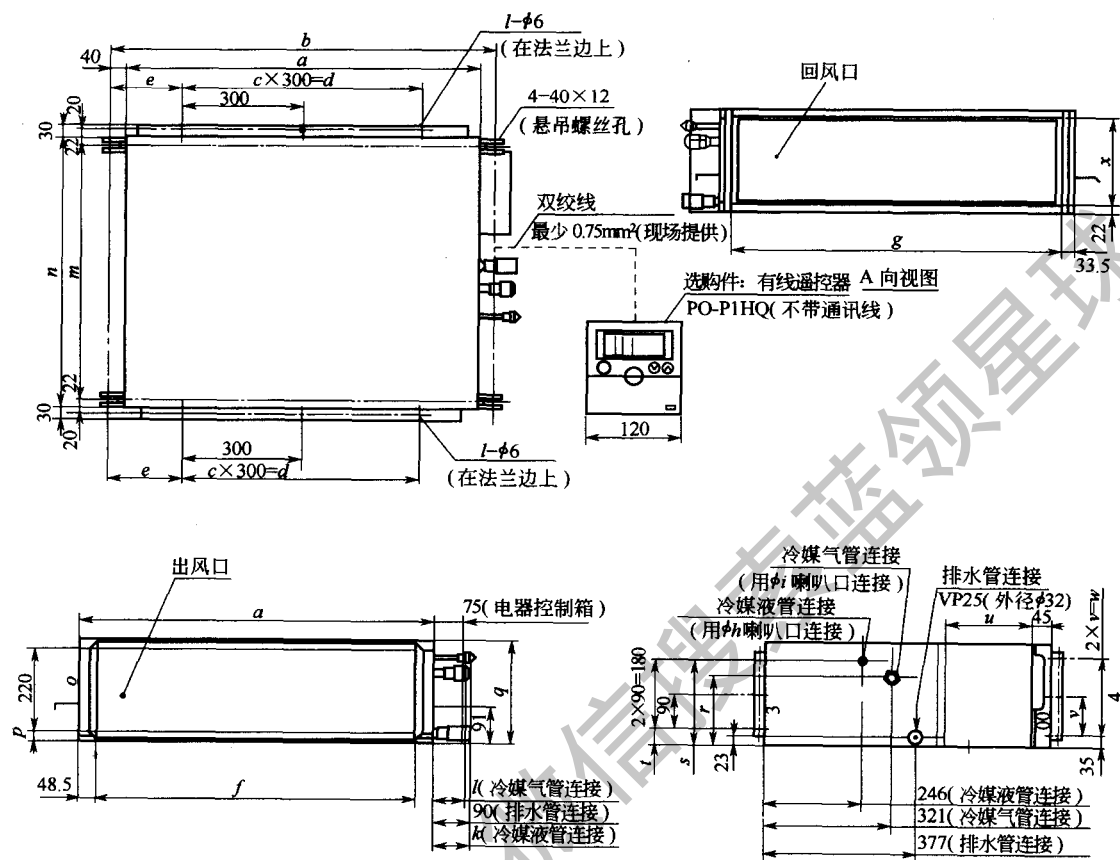
室内回风温度: 20℃DB (68°FDB)

室外进风温度: 7℃DB (45°FDB)

6℃WB (43°FWB)

2. 噪声根据国标 GB/T 18836—2002 风管送风式空调(热泵)机组附录 B(规范性附录)测定。测量点距离机身下部 1.5m 处, 送风口接 2m 送风管, 回风口接 1m 回风管。由于上述参数是在无反射回声的消音室内进行测量, 因此在现场必须计入反射回声的影响, 增加 1~2dB(A)。

3. $t/°C = \frac{5}{9} (t/°F - 32)$, 1in=0.0254m, 下同。



(单位: mm)

型号	尺寸	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	p	q	r	s	t	u	v	w	x
RPI-28FSG1Q		650	730	1	300	215	553	583	6.35	12.7	70	92	10	676	720	23	270	182	222	43	220	100	200	226
RPI-40FSG1Q		650	730	1	300	215	553	583	6.35	12.7	70	92	10	676	720	23	270	182	222	43	220	100	200	226
RPI-56FSG1Q		900	980	2	600	190	803	833	6.35	15.88	77	92	12	676	720	23	270	182	222	43	220	100	200	226
RPI-71FSG1Q		900	980	2	600	190	803	833	9.53	15.88	77	95	12	676	720	23	270	182	222	43	220	100	200	226
RPI-80FSG1Q		900	980	2	600	190	803	833	9.53	15.88	78	95	12	756	800	103	350	204	244	123	300	140	280	306
RPI-90FSG1Q		900	980	2	600	190	803	833	9.53	15.88	78	95	12	756	800	103	350	204	244	123	300	140	280	306
RPI-112FSG1Q		900	980	2	600	190	803	833	9.53	19.05	81	95	12	756	800	103	350	204	244	123	300	140	280	306
RPI-140FSG1Q		1300	1380	3	900	240	1203	1233	9.53	19.05	81	95	14	756	800	103	350	204	244	123	300	140	280	306

图 4-6 天花板内置风管式室内机结构尺寸

使用风管机时, 应注意以下几点:

① 天花板内置风管机可通过有线遥控器重新设定室内机的机外余压, 或选择具有高静压或低静压的室内机, 以满足现场配合装修调整风口位置的需要, 使天花板内置风管机布置更加灵活;

② 71 型以下室内机有 DIP 开关（容量调节开关），可满足因房间功能改变冷热负荷的一定范围内的变化（±700W 左右），在工程实际当中也非常实用，可适应房间负荷因功能调整而引起负荷的适当变化；

③ 四面出风嵌入式室内机凝结水提升泵均为标准配置，天花板内置风管式室内机也可配置凝结水提升泵，冷凝水提升高度为 300~500mm，为凝结水的排放提供了方便。

但在设计室内机位置时，应注意以下几点：

① 不得将室内机安装在设备机房或厨房内，防止油滴或油气吸入室内机，油污会沉积在室内机的热交换器上，从而影响室内机的性能，并使它变形，最后甚至会使室内机中的塑料部分件损坏；

② 不得将室内机安装在电磁波能够直接辐射到的电器控制盒、遥控器电缆或遥控器的地方，将室内机尽可能安装在远离电磁波发射源的位置，距离发射源不得少于 3m，并将遥控器安装于铁盒内，遥控线布置于铁管内，并将铁盒、铁管接地，如果电源的噪声超过规定值，应该安装一个消声器；

③ 不得将室内机安装在酸性或碱性环境中，以免对室内机换热器造成腐蚀；

④ 当室内机使用在温度较高、湿度较大的房间时，如使用在超市食品加工区、洗浴中心，室内机外壳应加强保温，可采用 15mm 橡塑或闭孔聚乙烯发泡保温材料（难燃 B1 级）保温，以免外表结露。

下面给出几种风管式室内机布置的示例供设计时参考。图 4-7、图 4-8、图 4-9 示出了风管机在办公场合应用的实例，其中风管均采用具有很好消声功能的离心玻璃棉直接风管。图 4-7 为大开间办公室，室内机规格较大，送风消声风管布置成土字形，回风消声风管布置成丁字形；图 4-8 为一面积较小的办公室，室内机为 71 型，因其噪声较低，结合现场情况，送回风均采用静压消音箱布置方式。图 4-9 为以小型公司办公室室内机的布置方式，因室内机规格较大，噪声大，室内机布置在设备间内，进出风口均加消声器，室内机采用减振吊架安装。

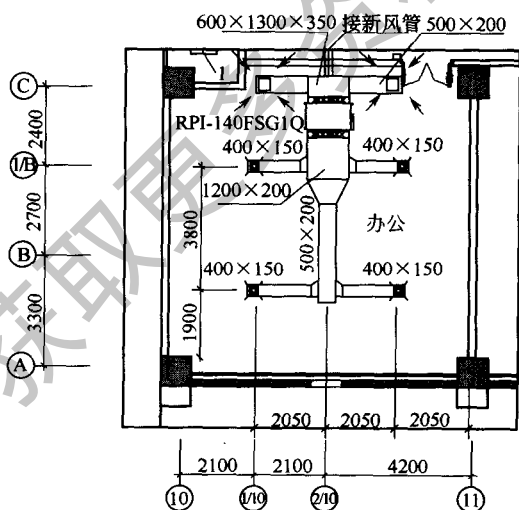


图 4-7 风管的布置实例 1

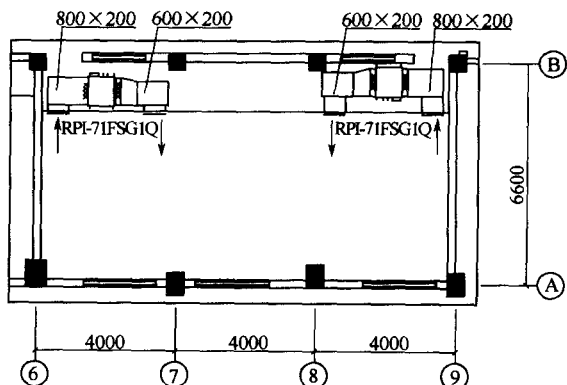


图 4-8 风管的布置实例 2

在实际布置室内机时，实际条件无法像测试条件那样，风管长度往往小于测试条件，测

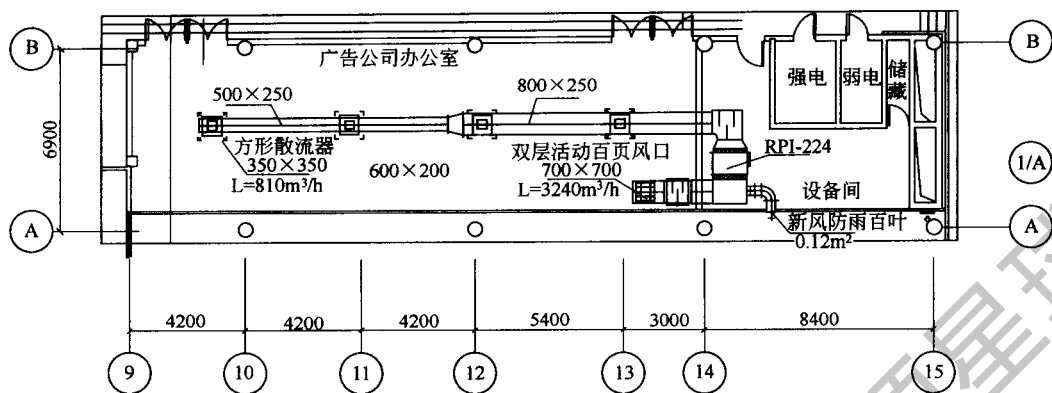


图 4-9 风管的布置实例 3

点与国标规定的测点相距甚远，造成室内机运行时，其测点噪声要高于样本给定值，甚至出现室内噪声超标，回风口的噪声大于送风口噪声。图 4-10 是按照国标 GB/T 18836—2002 风管送风式空调（热泵）机组附录 B（规范性附录）规定的噪声实验方法和测试条件下测得的各点噪声值，图 4-11 是在无回风管测试条件下测得的各点噪声，机型均选用标准风压下 40 型风管机，各测点噪声值见表 4-16。

表 4-16 国标工况和无回风管条件下的噪声实测值

机 型	测量条件	测点 风量	1	2	3	4
			(国标测点)			
RPI-40FSG1Q RPI-40FSG1Q	有回风管	高	32	36.5	39	36
		中	29.5	32.5	34.5	32.5
		低	25	30	31	29
	无回风管	高	38	37	40.3	38.2
		中	34.2	33.5	36.1	34.5
		低	31	31	32.3	31.1

注：测场为自由场，半自由场应加 1dB (A)。

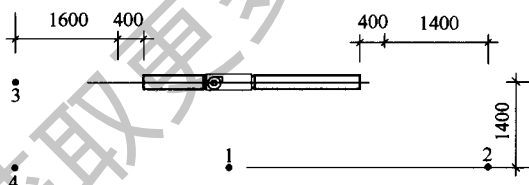


图 4-10 有回风管测试条件下测点布置

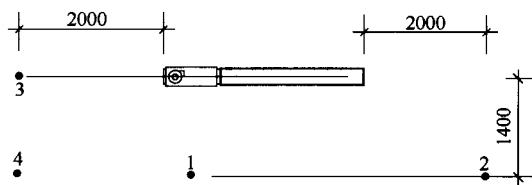


图 4-11 无回风管测试条件下测点布置

从测量结果来看，回风噪声比送风噪声大，因实际使用条件与国标测试条件相差较大，设计时不能直接套用厂家样本规定数值，应注意消声处理。在上例中，如按国标条件测试，室内机高风速运转时噪声值为 32dB (A)，而同样在设备下方 1.4m、测点水平距设备中心 2m、距地面 1.4m 的测点 2，其送风侧噪声为 36.5dB (A)，回风侧为 38.6dB (A)，分别高出 4.5dB (A) 和 6.6dB (A)，可见测点对结果的影响，设计时应注意工作区的噪声值要根据厂家的样本值进行修正，并注意消声处理。而如图 4-11 布置室内机时，由于没有回风

管,按照国标规定的测点1的噪声大约为38dB(A),比采用回风管时要高出6dB(A)。因此在布置室内机时应引起注意,一方面应注意机外余压是否满足设计要求,另一方面,是否满足室内噪声的要求。因风管具有很好的消声功能,比加消声器相对造价低,是一种不错的消声处理方式。当采用较小型号室内风管机时,因其噪声较小,送回风口适当处理即可满足要求,但对于大型号室内风管机,其噪声较大,应做加强消声处理,无论何种室内机布置,都应经过计算、校核确定。

4.2.10.2 四面出风嵌入式

四面出风式室内机的技术参数和外形尺寸分别如表4-17及图4-12所示。

表4-17 四面出风式室内机技术参数

室内机型式		四面出风嵌入式							
型号	RCI-28FSG2Q	RCI-40FSG2Q	RCI-56FSG2Q	RCI-71FSG2Q	RCI-80FSG2Q	RCI-90FSG2Q	RCI-112FSG2Q	RCI-140FSG2Q	
室内机电源	AC1 ϕ ,220V/50Hz								
可匹配室外机型号	RAS-140FS3Q、RAS-224FS3Q、RAS-280FS3Q、RAS-410FS3Q、RAS-450FS3Q、RAS-530FS3Q、RAS-560FS3Q、RAS-690FS3Q、RAS-840FS3Q、RAS-224FSGQ、RAS-280FSGQ								
额定制冷量 ^a	kW	2.8	4.3	5.6	7.1	8.4	9.0	11.2	14.2
	kcal/h	2400	3700	4800	6100	7200	7700	9600	12200
	Btu/h	9500	14700	19100	24200	28700	30700	38000	48400
额定制冷量 ^b	kW	2.9	4.4	5.8	7.3	8.7	9.3	11.6	14.5
	kcal/h	2500	3800	5000	6300	7500	8000	10000	12500
	Btu/h	9900	15100	19800	25000	29700	31800	39700	49500
额定制热量	kW	3.3	4.9	6.5	8.5	9.6	10.0	13.0	16.3
	kcal/h	2800	4200	5600	7300	8300	8600	11200	14000
	Btu/h	11100	16700	22200	29000	32800	34100	44000	55500
噪声(A声压级)	dB	32-30-28	32-30-28	32-30-28	32-30-28	34-32-30	34-32-30	41-36-33	43-38-35
外形尺寸 高(H)	mm	248	248	248	248	298	298	298	298
	in	9-3/4	9-3/4	9-3/4	9-3/4	11-3/4	11-3/4	11-3/4	11-3/4
宽(W)	mm	840	840	840	840	840	840	840	840
	in	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16
厚(D)	mm	840	840	840	840	840	840	840	840
	in	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16	33-1/16
净重	kg	23	23	24	24	26	26	29	29
	lbs	51	51	53	53	57	57	64	64
制冷剂	R22/R407C(充氮气以防腐蚀)								
室内风机风量 (高/中/低)	m ³ /min	13/12/11	15/13.5/12	16/14/12	20/17/15	26/23/20	26/23/20	32/28/24	34/29/25
电机功率	W	56	56	56	56	56	56	108	108
制冷剂连管液管	喇叭形接头连接(具有喇叭形接头)								
	mm	ϕ 6.35	ϕ 6.35	ϕ 6.35	ϕ 9.53	ϕ 9.53	ϕ 9.53	ϕ 9.53	ϕ 9.53
	in	1/4	1/4	1/4	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8

续表

室内机型式		四面出风嵌入式							
型号		RCI-28FSG2Q	RCI-40FSG2Q	RCI-56FSG2Q	RCI-71FSG2Q	RCI-80FSG2Q	RCI-90FSG2Q	RCI-112FSG2Q	RCI-140FSG2Q
室内机电源		AC1 ϕ , 220V/50Hz							
气管	mm	ϕ 12.7	ϕ 12.7	ϕ 15.88	ϕ 15.88	ϕ 15.88	ϕ 15.88	ϕ 19.05	ϕ 19.05
	in	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8	3/4	3/4
冷凝水管		VP25(外径 ϕ 32)							
包装体积	m ³	0.22	0.22	0.22	0.22	0.26	0.26	0.26	0.26
标准附属件		安装托架							
面板型号		P-G23 WA2Q	P-G23 WA2Q	P-G23 WA2Q	P-G23 WA2Q	P-G23 WA2Q	P-G23 WA2Q	P-G23 WA2Q	P-G23 WA2Q
		丝面白							
外型尺寸高(H)	mm	37	37	37	37	37	37	37	37
	in	1-7/16	1-7/16	1-7/16	1-7/16	1-7/16	1-7/16	1-7/16	1-7/16
宽(W)	mm	950	950	950	950	950	950	950	950
	in	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8
厚(D)	mm	950	950	950	950	950	950	950	950
	in	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8	37-3/8
净重	kg	6	6	6	6	6	6	6	6
	lbs	13	13	13	13	13	13	13	13
包装体积	m ³	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
功率	kW	0.04	0.05	0.05	0.06	0.09	0.09	0.11	0.14
工作电流	A	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	0.5	0.7	0.8

注：1. 额定制冷量与制热量工况如下。

制冷工况

室内回风温度：27°CDB (80°FDB)

a. 19°CWB (66.2°FWB)

b. 19.5°CWB (67°FWB)

制热工况

室内回风温度：20°CDB (68°FDB)

室外进风温度：7°CDB (45°FDB)

6°CWB (43°FWB)

室外进风温度：35°CDB (95°FDB)

管道长度：5m 管道高度差：0m

2. 噪声可根据下列工况制定：距离机身表面 1.5m 处。上述参数是在无反射回声的消音室内进行测量，因此在现场必须计入反射回声的影响，增加 1~2dB (A)。

采用四面出风嵌入式时，应注意以下几点。

① 可通过有线遥控器重新设定室内机的风机转速，使送风量和风压均有增加，以满足现场吊顶高度的增加对气流组织的需要，确保空调使用效果。但安装高度有限制，RCI-71 以下机型适用于安装高度小于 3m 以下场合，RCI-80 以上机型适用于安装高度小于 4.5m 以下场合。图 4-13、图 4-14、图 4-15、图 4-16、图 4-17、图 4-18、图 4-19 给出了采用不同型号的四面出风嵌入机房间内温度场的分布曲线图。从图中可以看出，在布置选用四面出风嵌入机时，应注意气流的分布，特别是冬季供热时，室内机安装高度是否符合送风距离的要求，并注意与室内装修的配合。

② 大部分室内机有 DIP 开关（容量调节开关），可满足因房间功能改变冷热负荷的一定范围内的变化（±700W 左右），在工程实际当中也非常实用，可适应房间负荷因功能调整而引起负荷的适当变化。

③ 四面出风嵌入式室内机凝结水提升泵均为标准配置，冷凝水提升高度为 300~500mm，为凝结水的排放提供了方便。

④ 不得将室内机安装在设备机房或厨房内，防止油滴或油气吸入室内机，油污会沉积在室内机的热交换器上，从而影响室内机的性能，并使它变形，最后甚至会使室内机中的塑料部件损坏。

⑤ 不得将室内机安装在电磁波能够直接辐射到的电器控制盒、遥控器电缆或遥控器的地方。将室内机尽可能安装在远离电磁波发射源的位置，距离发射源不得少于 3m，并将遥控器安装在铁盒内，遥控线布置于铁管内，并将铁盒、铁管接地。如果电源发出的噪声超过规定值，应安装一个消声器。

⑥ 不得将室内机安装在酸性或碱性环境中，以免对室内机换热器造成腐蚀；距墙边的距离不宜小于 1.5m，两台室内机间距不宜小于 3.0m。

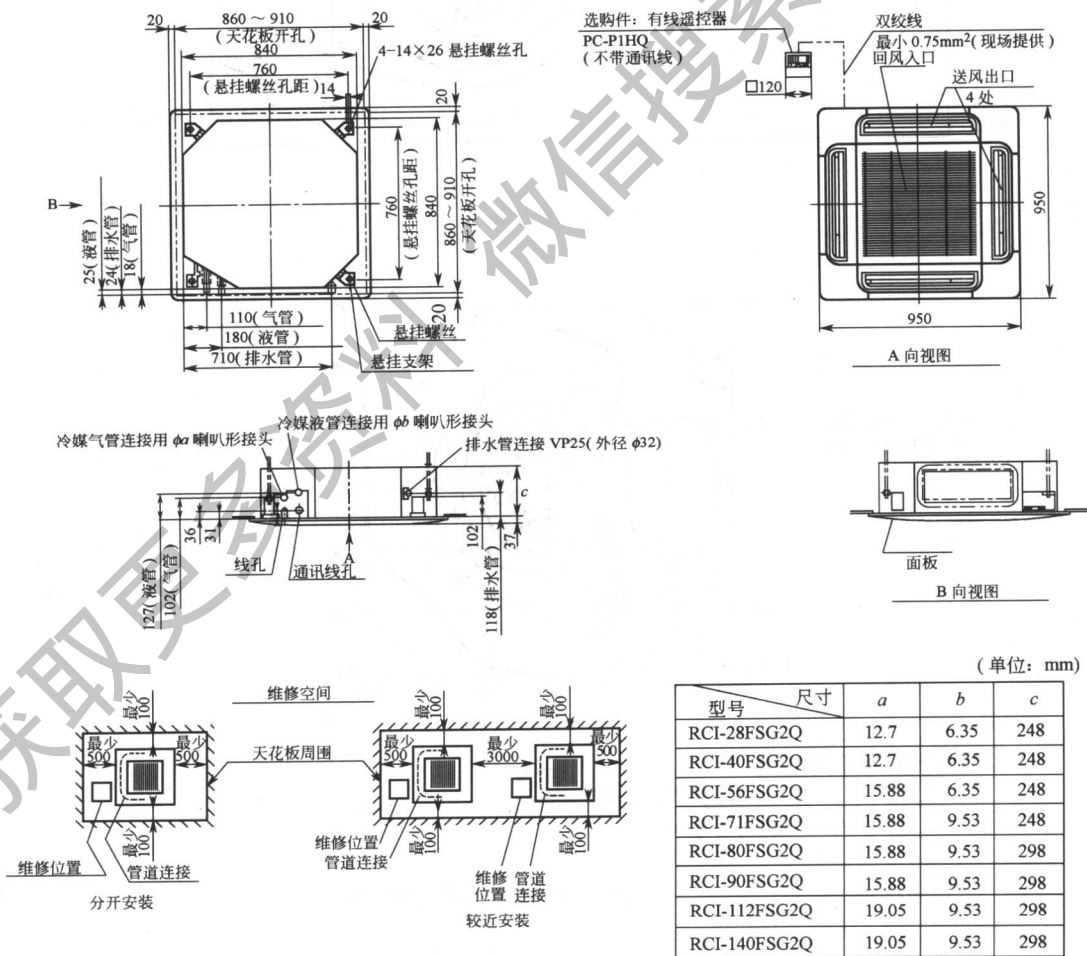
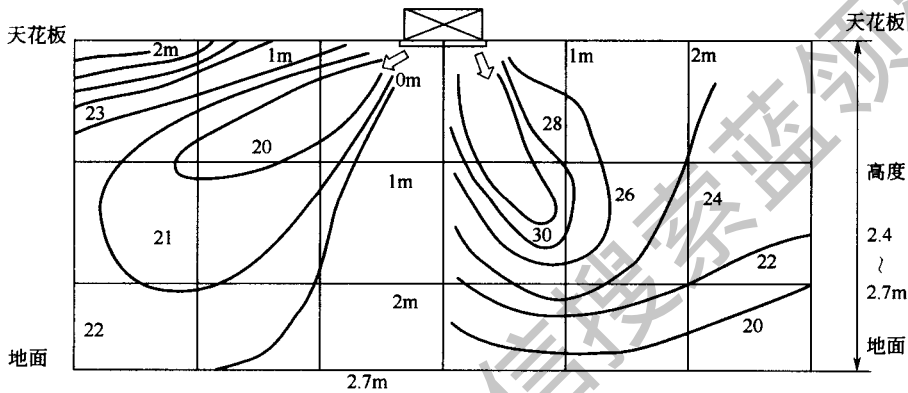


图 4-12 四面出风嵌入式室内机外形尺寸及安装空间要求

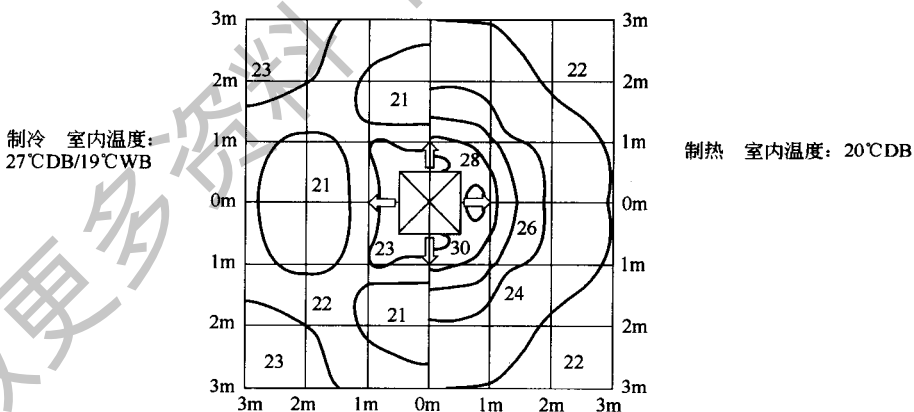


制冷 室内温度: 27°CDB/19°CWB

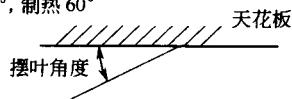
制热 室内温度: 20°CDB



(a) 垂直温度分布



摆叶角度: 制冷 30°, 制热 60°



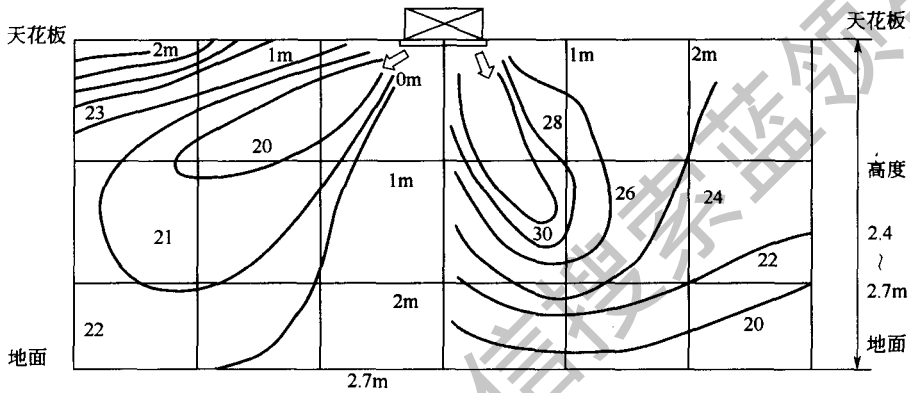
(b) 水平温度分布 (距地面 1.2m)

图 4-13 采用 RCI-28 型室内机的房间内温度分布图
(高风速, 空气流速无波动, 室内无障碍物时)

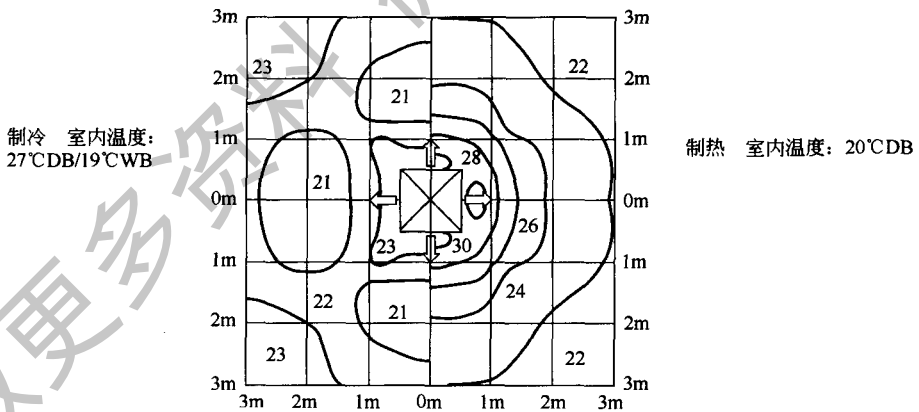


制冷 室内温度: 27°CDB/19°CWB

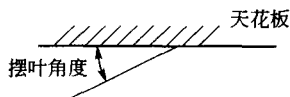
制热 室内温度: 20°CDB



(a) 垂直温度分布

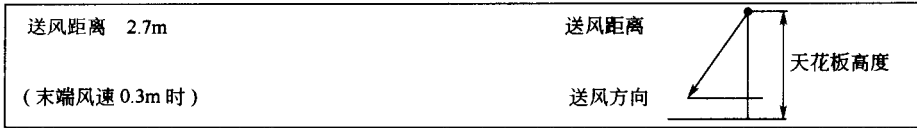


摆叶角度: 制冷 30°, 制热 60°



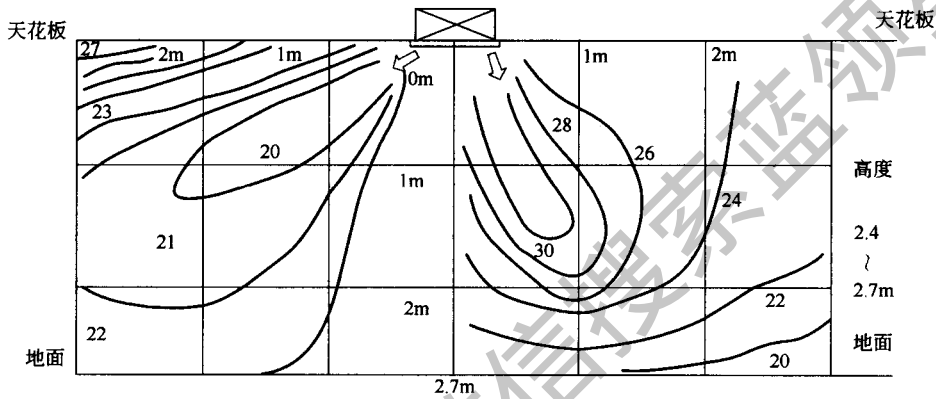
(b) 水平温度分布 (距地面 1.2m)

图 4-14 采用 RCI-40 型室内机的房间内温度分布图
(高风速, 空气流速无波动, 室内无障碍物时)

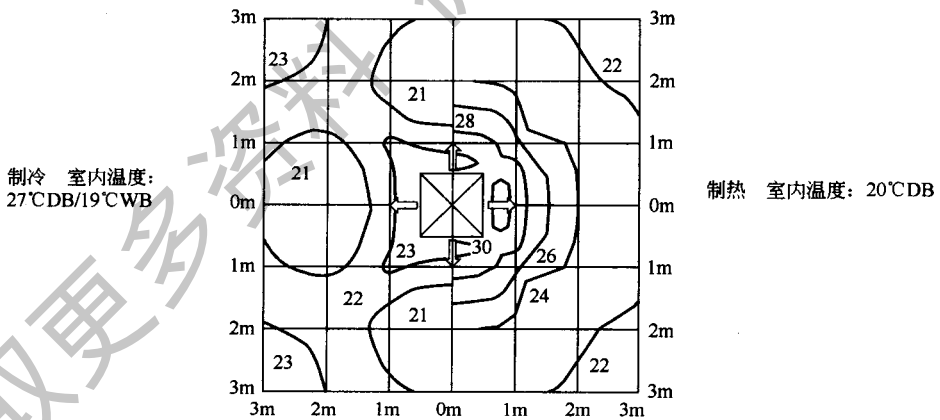


制冷 室内温度: 27°CDB/19°CWB

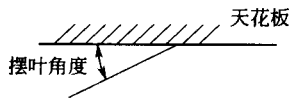
制热 室内温度: 20°CDB



(a) 垂直温度分布

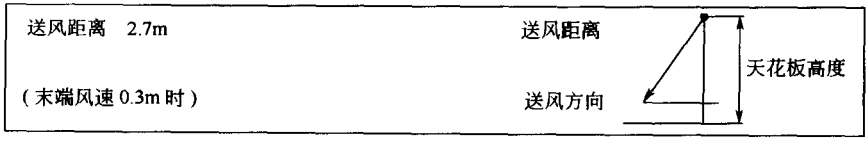


摆叶角度: 制冷 30°, 制热 60°



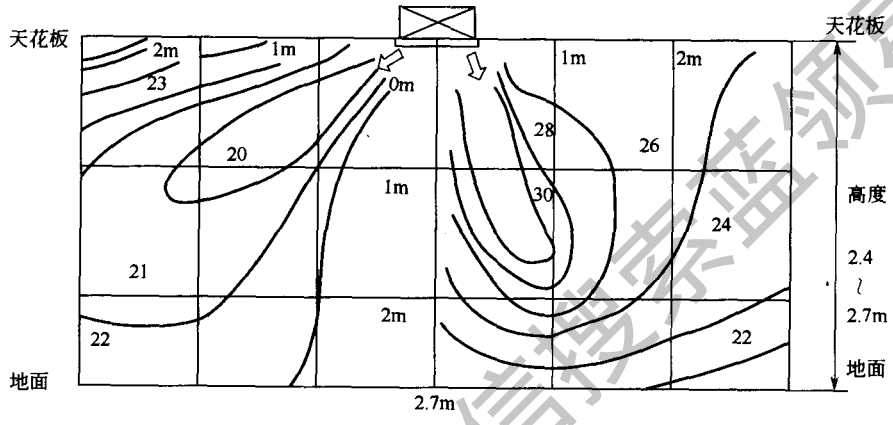
(b) 水平温度分布 (距地面 1.2m)

图 4-15 采用 RCI-56 型室内机的房间内温度分布图
(高风速, 空气流速无波动, 室内无障碍物时)



制冷 室内温度: 27°CDB/19°CWB

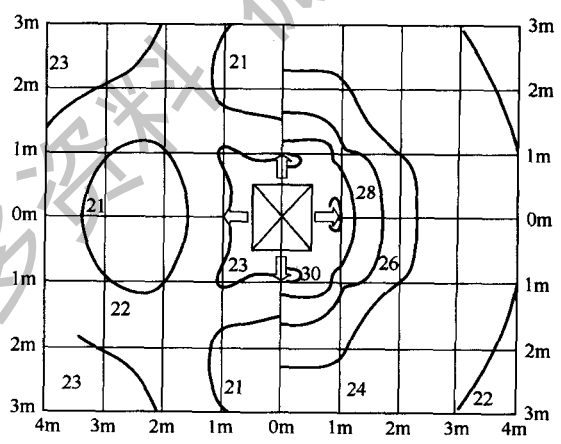
制热 室内温度: 20°CDB



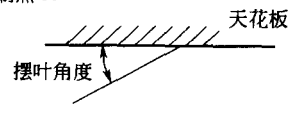
(a) 垂直温度分布

制冷 室内温度:
27°CDB/19°CWB

制热 室内温度: 20°CDB



摆叶角度: 制冷 30°, 制热 60°



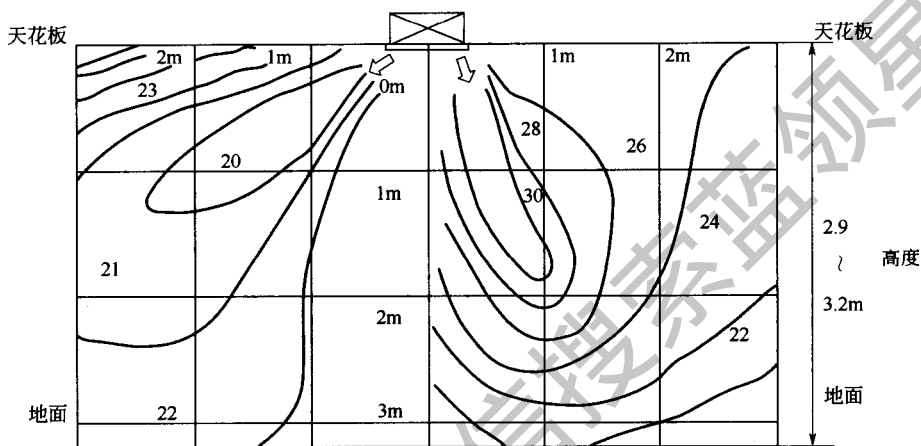
(b) 水平温度分布 (距地面 1.2m)

图 4-16 采用 RCI-71 型室内机的房间内温度分布图
(高风速, 空气流速无波动, 室内无障碍物时)

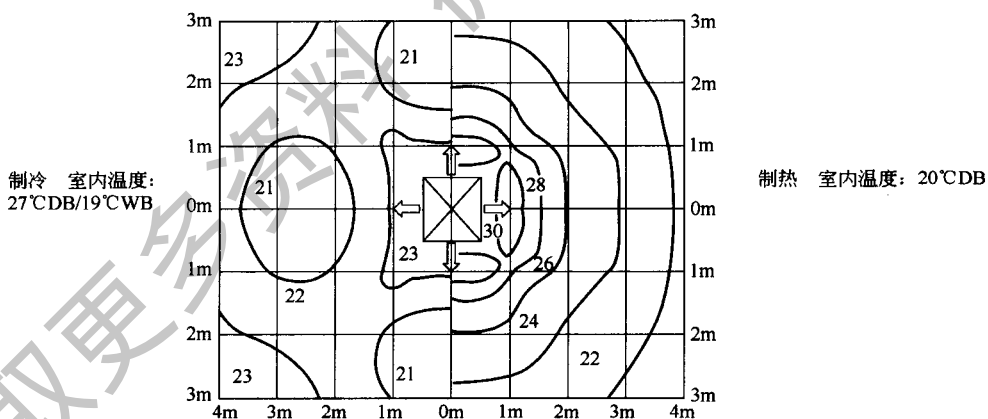


制冷 室内温度: 27°CDB/19°CWB

制热 室内温度: 20°CDB



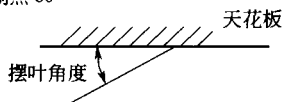
(a) 垂直温度分布



制冷 室内温度:
27°CDB/19°CWB

制热 室内温度: 20°CDB

摆叶角度: 制冷 30°, 制热 60°



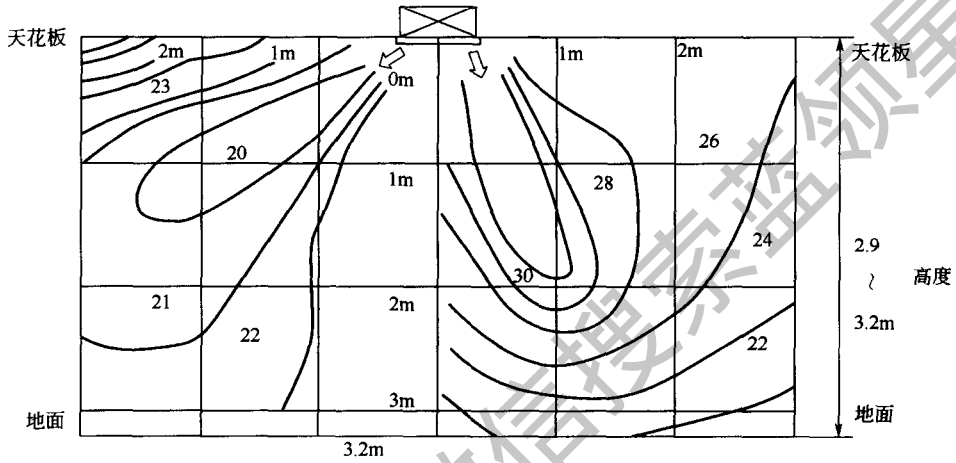
(b) 水平温度分布 (距地面 1.2m)

图 4-17 采用 RCI-80 型室内机的房间内温度分布图
(高风速, 空气流速无波动, 室内无障碍物时)

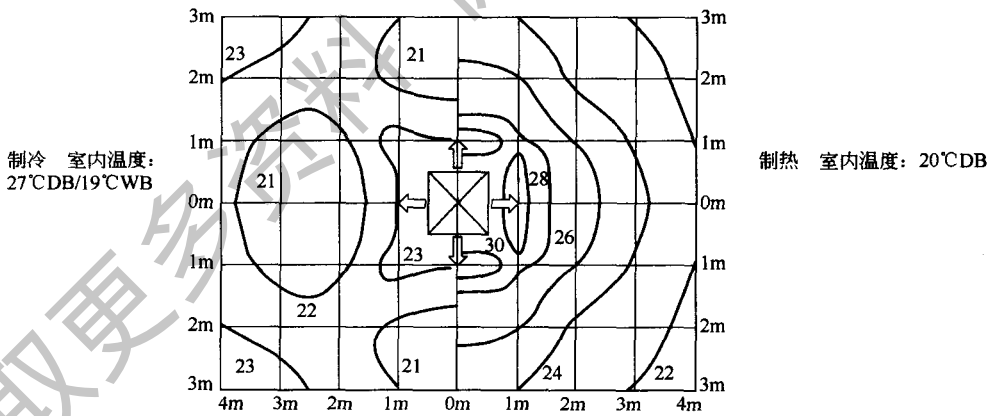


制冷 室内温度: 27°CDB/19°CWB

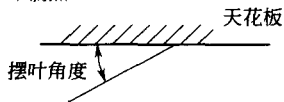
制热 室内温度: 20°CDB



(a) 垂直温度分布



摆叶角度: 制冷 30°, 制热 60°



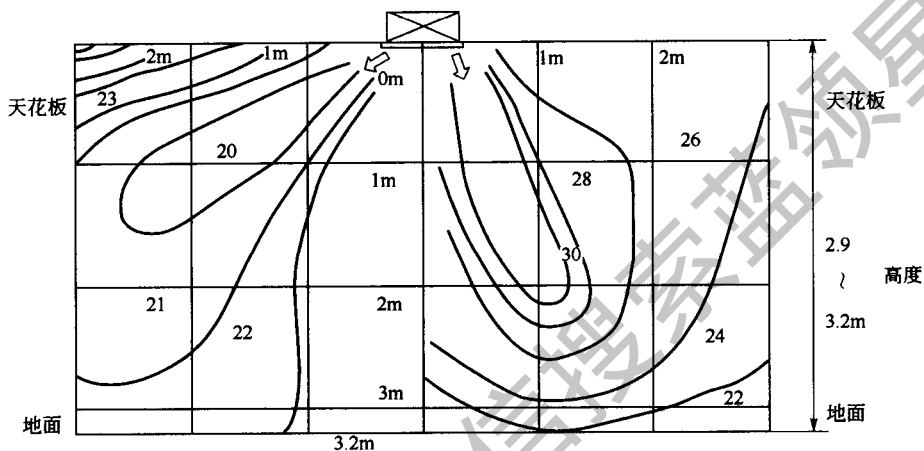
(b) 水平温度分布 (距地面 1.2m)

图 4-18 采用 RCI-112 型室内机的房间内温度分布图
 (高风速, 空气流速无波动, 室内无障碍物时)

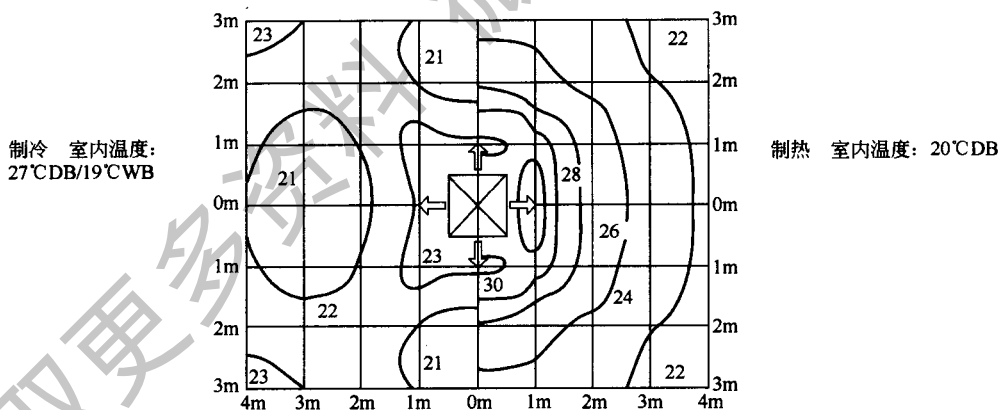


制冷 室内温度: 27°CDB/19°CWB

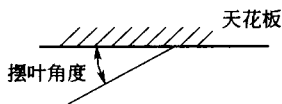
制热 室内温度: 20°CDB



(a) 垂直温度分布



摆叶角度: 制冷 30°, 制热 60°



(b) 水平温度分布 (距地面 1.2m)

图 4-19 采用 RCI-140 型室内机的房间内温度分布图
(高风速, 空气流速无波动, 室内无障碍物时)

4.2.10.3 两面出风嵌入式室内机

两面出风嵌入式室内机的技术参数和外形尺寸分别见表 4-18 及图 4-20、图 4-21 所示。

表 4-18 两面出风嵌入式室内机的技术参数

室内机型式		四面出风嵌入式						
型号	RCI-28FSG2Q	RCI-40FSG2Q	RCI-56FSG2Q	RCI-71FSG2Q	RCI-80FSG2Q	RCI-112FSG2Q	RCI-140FSG2Q	
室内机电源	AC1 ϕ , 220V/50Hz							
可匹配室外机型号	RAS-140FS3Q、RAS-224FS3Q、RAS-280FS3Q、RAS-410FS3Q、RAS-450FS3Q、RAS-530FS3Q、RAS-560FS3Q、RAS-690FS3Q、RAS-840FS3Q、RAS-224FSGQ、RAS-280FSGQ							
额定制冷量 ^a	kW	2.8	4.3	5.6	7.1	8.4	11.2	14.2
	kcal/h	2400	3700	4800	6100	7200	9600	12200
	Btu/h	9500	14700	19100	24200	28700	38000	48400
额定制冷量 ^b	kW	2.9	4.4	5.8	7.3	8.7	11.6	14.5
	kcal/h	2500	3800	5000	6300	7500	10000	12500
	Btu/h	9900	15100	19800	25000	29700	39700	49500
额定制热量	kW	3.3	4.9	6.5	8.5	9.6	13.0	16.3
	kcal/h	2800	4200	5600	7300	8300	11200	14000
	Btu/h	11100	16700	22200	29000	32800	44000	55500
噪声(A声压级)	dB	34-32-30	35-32-30	35-33-31	38-34-32	41-37-34	40-36-34	43-40-36
外形尺寸 高(H)	mm	298	298	298	298	298	298	298
	in	11-3/4	11-3/4	11-3/4	11-3/4	11-3/4	11-3/4	11-3/4
宽(W)	mm	860	860	860	860	860	1420	1420
	in	33-7/8	33-7/8	33-7/8	33-7/8	33-7/8	55-7/8	55-7/8
厚(D)	mm	620	620	620	620	620	620	620
	in	24-7/16	24-7/16	24-7/16	24-7/16	24-7/16	24-7/16	24-7/16
净重	kg	27	27	27	30	30	48	48
	lbs	60	60	60	66	66	106	106
制冷剂	R22/R407C(充氮气以防腐)							
室内风机风量 (高/中/低)	m ³ /min	10/9/8	13/11/9	15/13/11	19/16/14	22/19/16	29/24/21	34/29/25
电机功率	W	35	35	35	55	55	35 \times 2	55 \times 2
制冷剂连管 液管	喇叭形接头连接(具有喇叭形接头)							
	mm	ϕ 6.35	ϕ 6.35	ϕ 6.35	ϕ 9.53	ϕ 9.53	ϕ 9.53	ϕ 9.53
	in	1/4	1/4	1/4	3/8	3/8	3/8	3/8
气管	mm	ϕ 12.7	ϕ 12.7	ϕ 15.88	ϕ 15.88	ϕ 15.88	ϕ 19.05	ϕ 19.05
	in	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	3/4	3/4
冷凝水管	VP25(外径 ϕ 32)							
包装体积	m ³	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23	0.37	0.37

室内机型式		四面出风嵌入式						
型号	RCD-28FSG2Q	RCD-40FSG2Q	RCD-56FSG2Q	RCD-71FSG2Q	RCD-80FSG2Q	RCD-112FSG2Q	RCD-140FSG2Q	
标准附属件	安装托架							
面板型号	P-G23DWA 1Q	P-G23DWA 1Q	P-G23DWA 1Q	P-G23DWA 1Q	P-G23DWA 1Q	P-G46DWA 1Q	P-G46DWA 1Q	
丝面白								
外形尺寸	mm	30	30	30	30	30	30	
	in	1-3/16	1-3/16	1-3/16	1-3/16	1-3/16	1-3/16	
高(H)	mm	1100	1100	1100	1100	1100	1660	
	in	43-5/16	43-5/16	43-5/16	43-5/16	43-5/16	65-3/8	
宽(W)	mm	710	710	710	710	710	710	
	in	27-15/16	27-15/16	27-15/16	27-15/16	27-15/16	27-15/16	
厚(D)	kg	6	6	6	6	6	8	
	lbs	13	13	13	13	13	18	
包装体积 JI 积	m ³	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.15	
功率	kW	0.05	0.07	0.07	0.09	0.11	0.12	
工作电流	A	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	0.6	

注：1. 定制冷量与制热量工况如下。

制冷工况

室内回风温度：27℃DB(80 ℉ DB)

a. 19WB(66.2 ℉ WB)

b. 19.5℃WB(67 ℉ WB)

室外进风温度：35℃DB(95 ℉ DB)

管道长度：5m 管道高度差：0m

制热工况

室内回风温度：20℃DB(68 ℉ DB)

室外进风温度：7℃DB(45 ℉ DB)

6℃WB(43 ℉ WB)

2. 噪声可根据下列工况制定：噪声测点布置在距离机身表面 1.5m 处。上述参数是在无反射回声的消音室内进行测量，因此在现场必须计入反射回声的影响。

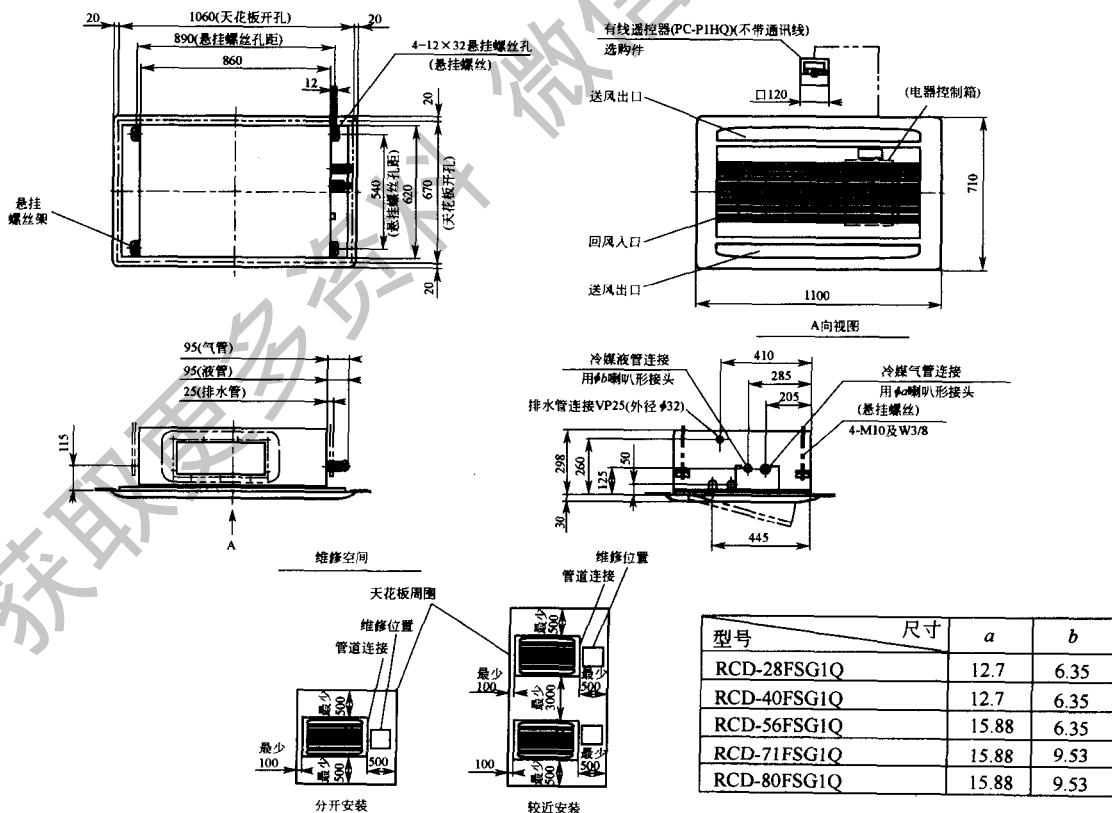


图 4-20 RCD-28FSG1Q、RCD-40FSG1Q、RCD-56FSG1Q、RCD-71FSG1Q、RCD-80FSG1Q 外形尺寸

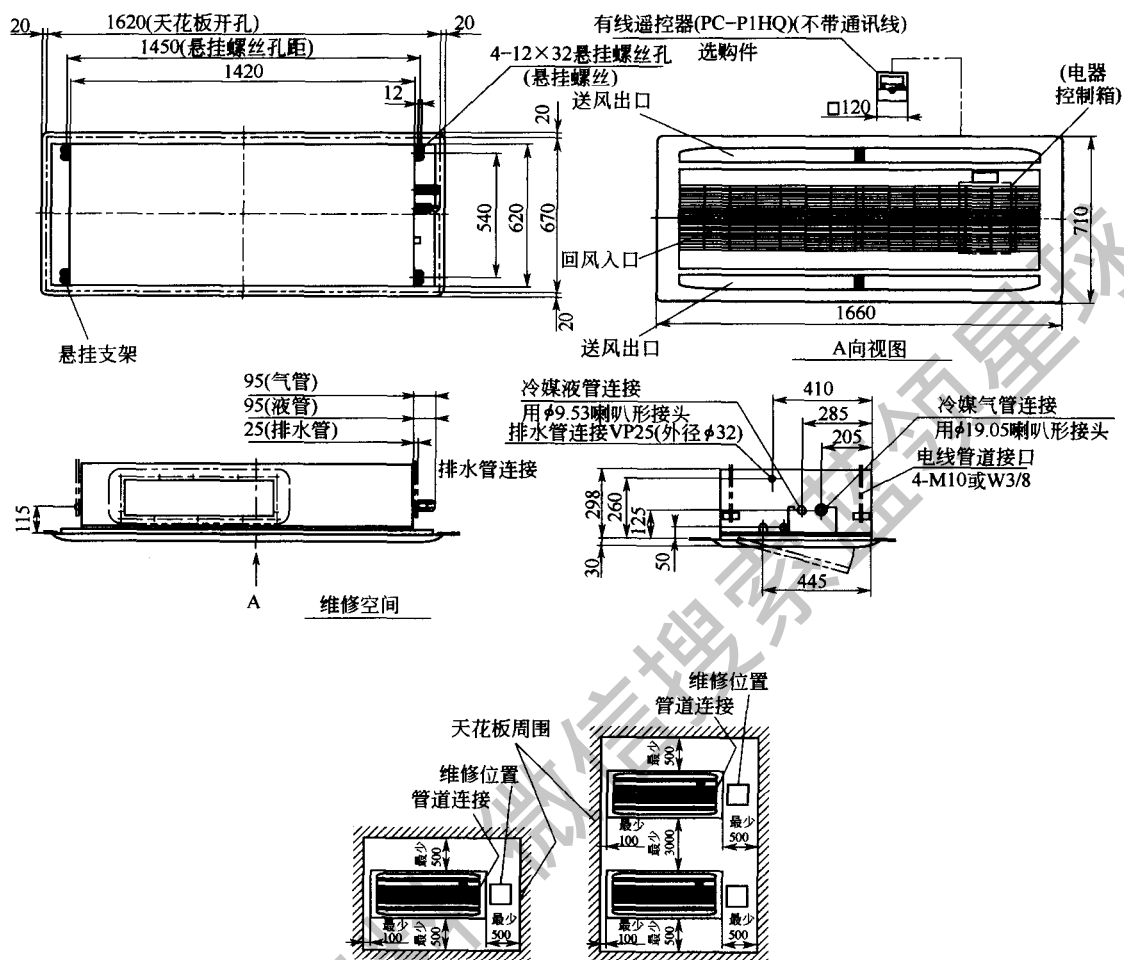


图 4-21 RCD-112FSG1Q、RCD-140FSG1Q 外形尺寸

采用两面出风嵌入式机时，应注意以下几点。

① 通过有线遥控器，重新设定室内机的风机转速，使送风量和风压均有增加，以满足现场吊顶高度的增加对气流组织的需要，确保空调使用效果。但安装高度有限制，适用于进深较长的房间；RCD-71 以下机型适用于安装高度小于 3m 以下场合，RCD-80 以上机型适用于安装高度小于 3.8m 以下场合。在布置选用两面出风嵌入式机时，应注意气流的分布，特别是冬季供热时，室内机安装高度是否符合送风距离的要求，并注意与室内装修的配合。

② 大部分室内机有 DIP 开关（容量调节开关），可满足因房间功能改变冷热负荷的一定范围内的变化（±700W 左右），在工程实际当中也非常实用，可适应房间负荷因功能调整而引起负荷的适当变化。

③ 两面出风嵌入式室内机凝结水提升泵均为标准配置，凝水提升高度为 300~500mm，为凝结水的排放提供了方便。

④ 不得将室内机安装在设备机房或厨房内，防止油滴或油气吸入室内机，油污会沉积在室内机的热交换器上，从而影响室内机的性能，并使它变形，最后甚至会损坏室内机中的塑料部件。

⑤ 不得将室内机安装在电磁波能够直接辐射到的电器控制盒、遥控器电缆或遥控器的地方，将室内机尽可能安装在远离电磁波发射源的位置，距离发射源不得少于3m，并将遥控器安装与铁盒内，遥控线布置于铁管内，并将铁盒、铁管接地；如果电源发出的噪声超过规定值，应该安装一个消声器。

⑥ 不得将室内机安装在酸性或碱性环境中，以免对室内机换热器造成腐蚀；不送风侧距墙边的距离不宜小于0.1m，送风侧距墙边的距离不宜小于0.5m，两台室内机间距不宜小于3.0m。

4.2.10.4 天花板悬挂式

天花板悬挂式室内机技术参数和外形尺寸分别见表4-19、图4-22和图4-23。

表4-19 天花板悬挂式室内机技术参数

室内机型式		天花板悬挂式				
型号		RPC-56FSG1Q	RIC-71FSG1Q	RPC-80FSG1Q	RPC-112FSG1Q	RPC-140FSG1Q
室内机电源		AC1 ϕ , 220V/50Hz				
可匹配室外机型号		RAS-140FS3Q RAS-224FS3Q RAS-280FS3Q RAS-410FS3Q RAS-450FS3Q RAS-530FS3Q RAS-560FS3Q RAS-690FS3Q RAS-840FS3Q RAS-224FSGQ RAS-280FSGQ				
额定制冷量 ^a	kW	5.6	7.1	8.4	11.2	14.2
	kcal/h	4800	6100	7200	9600	12200
	Btu/h	19100	24200	28700	38000	48400
额定制冷量 ^b	kW	5.8	7.3	8.7	11.6	14.5
	kcal/h	5000	6300	7500	10000	12500
	Btu/h	19800	25000	29700	39700	49500
额定制热量	kW	6.5	8.5	9.6	13.0	16.3
	kcal/h	5600	7300	8300	11200	14000
	Btu/h	22200	29000	32800	44000	55500
噪声(A声压级)	dB	40-37-34	40-37-34	43-40-37	44-41-38	44-41-38
颜色		丝面白				
外形尺寸 高×宽×厚	mm	210×1,100×670	210×1,320×670	210×1,320×670	270×1,320×670	270×1,580×670
净重	kg	26	30	30	34	42
制冷剂		R22/R407C(充氮气以防腐蚀)				
室内风机风量 (高/中/低)	m ³ /min	14/12/10	18/15/12	22/18/15	25/21/18	33/28/23
	cfm	494/424/353	636/530/424	777/636/530	883/742/636	1165/989/812
电机功率	W	35	50	50	95	135
制冷剂连管		喇叭形接头连接(具有喇叭形接头)				
液管	mm	ϕ 6.35	ϕ 9.53	ϕ 9.53	ϕ 9.53	ϕ 9.53
气管	mm	ϕ 15.88	ϕ 15.88	ϕ 15.88	ϕ 19.05	ϕ 19.05
冷凝水管		VP20(外径 ϕ 26)				
标准附属件		安装托架				
包装体积	m ³	0.30	0.36	0.36	0.43	0.50
功率	kW	0.08	0.09	0.10	0.17	0.18
工作电流	A	0.4	0.5	0.5	0.8	0.9

注：1. 额定制冷量与制热量工况如下。

制冷工况

室内回风温度：27℃DB (80 ℉ DB)

a. 19℃WB (66.2 ℉ WB)

b. 19.5℃WB (67 ℉ WB)

室外进风温度：35℃DB (95 ℉ DB)

管道长度：5m 管道高度差：0m

制热工况

室内回风温度：20℃DB (68 ℉ DB)

室外进风温度：7℃DB (45 ℉ DB)

6℃WB (43 ℉ WB)

2. 噪声可根据下列工况制定：测点距离机身表面1.5m处。上述参数是在无反射回声的消音室内进行测量，因此在现场必须计入反射回声的影响。

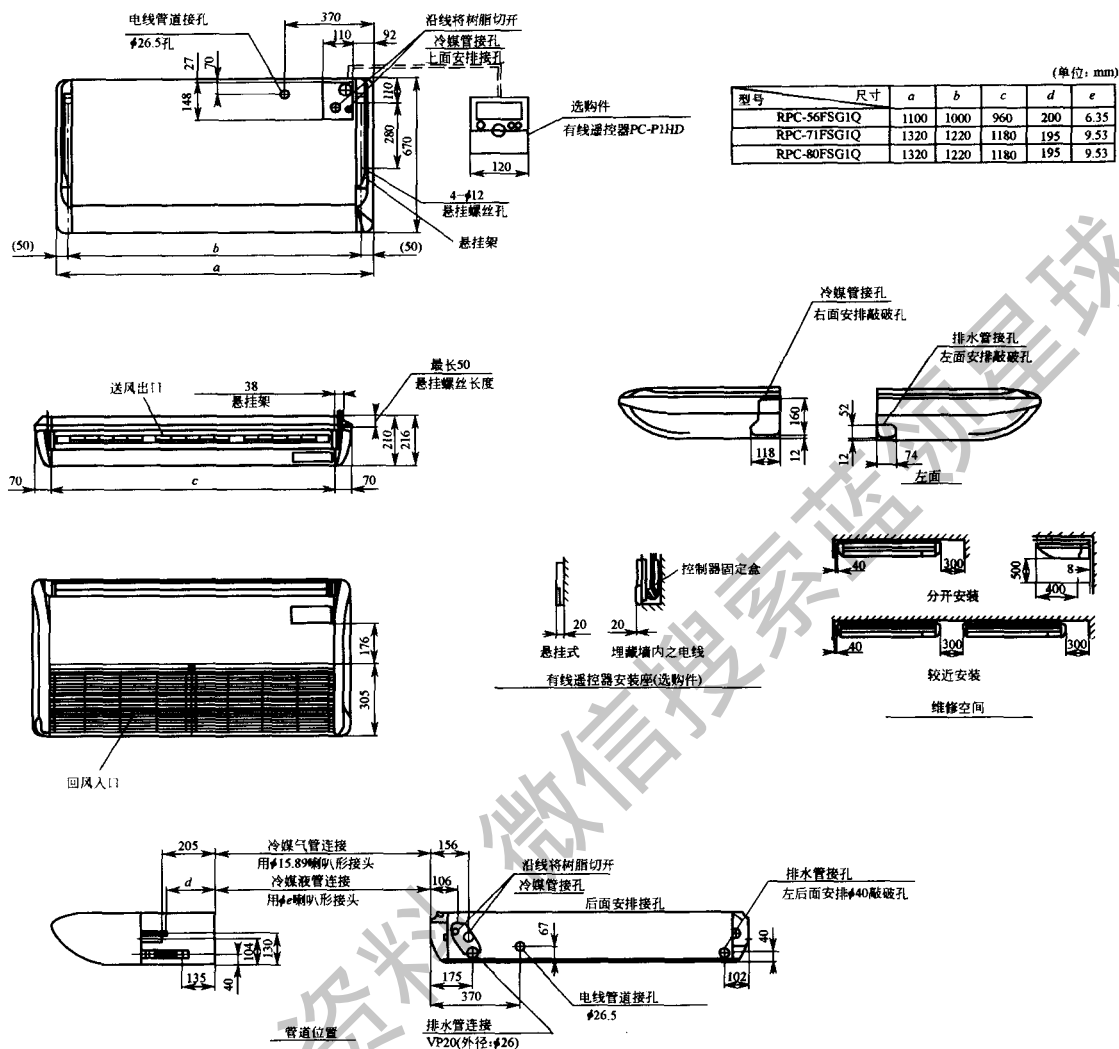


图 4-22 RPC-56FSG1Q、RPC-71FSG1Q、RPC-80FSG1Q 外形尺寸

采用天花板悬挂式室内机时，应注意以下几点。

① 天花板悬挂式室内机不配置凝结水提升泵，自流排水。

② 不得将室内机安装在设备机房或厨房内，防止油滴或油气吸入室内机，油污会沉积在室内机的热交换器上，从而影响室内机的性能，并使它变形，最后甚至会使室内机中的塑料部件损坏。

③ 不得将室内机安装在电磁波能够直接辐射到的电器控制盒、遥控器电缆或遥控器的地方，将室内机尽可能安装在远离电磁波发射源的位置，距离发射源不得少于 3m，并将遥控器安装与铁盒内，遥控线布置于铁管内，并将铁盒、铁管接地。如果电源发出的噪声超过规定值，应该安装一个消声器。

④ 不得将室内机安装在酸性或碱性环境中，以免对室内机热交换器造成腐蚀。

⑤ 若用于冬季供热，安装高度距地面不宜大于 3m，为维修和安装需要，四周需留有足够的安装空间。

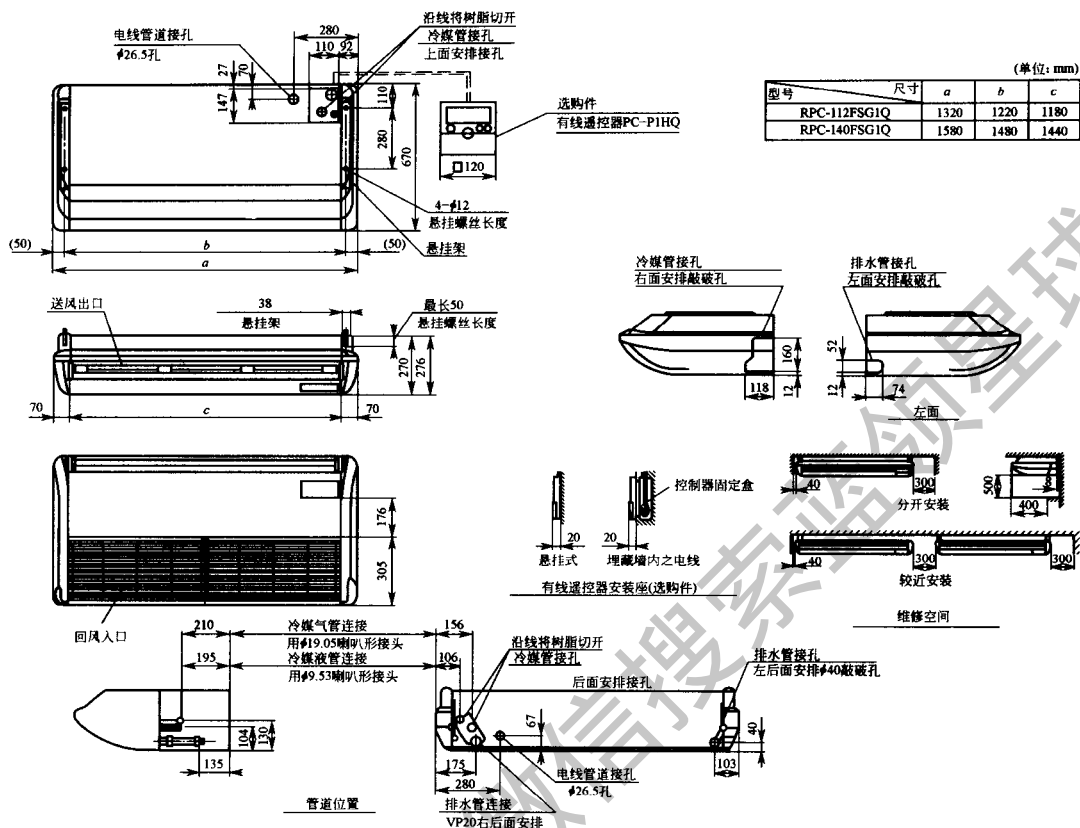


图 4-23 RPC-112FSG1Q、RPC-140FSG1Q 外形尺寸

4.2.10.5 落地式及落地暗藏式

落地式及落地暗藏式技术参数及外形尺寸分别见表 4-20、图 4-24 及图 4-25。

表 4-20 落地式及暗藏式技术参数

室内机型式	落地式		落地暗藏式		
型号	RPF-28FSGEQ	RPF-40FSGEQ	RPF-28FSG1EQ	RIF-40FSG1EQ	
室内机电源	AC1 ϕ , 220V/50Hz				
可匹配室外机型号	RAS-140FS3Q RAS-224FS3Q RAS-280FS3Q RAS-410FS3Q RAS-450FS3Q RAS-530FS3Q RAS-560FS3Q RAS-690FS3Q RAS-840FS3Q RAS-224FSGQ RAS-280FSGQ				
额定制冷量 ^a	kW	2.8	4.3	2.8	4.3
	kcal/h	2400	3700	2400	3700
	Btu/h	9500	14700	9500	14700
额定制冷量 ^b	kW	2.9	4.4	2.9	4.4
	kcal/h	2500	3800	2500	3800
	Btu/h	9900	15100	9900	15100
额定制热量	kW	3.3	4.9	3.3	4.9
	kcal/h	2800	4200	2800	4200
	Btu/h	11100	16700	11100	16700

续表

室内机型式		落地式		落地暗藏式	
型号		RPF-28FSGEQ	RPF-40FSGEQ	RPF-28FSG1EQ	RIF-40FSG1EQ
噪声(A声压级)	dB	35-32-29	38-35-31	35-32-29	38-35-31
颜色		亚麻白			
外形尺寸 高(H)	mm	630	630	620	620
	in	24-13/16	24-13/16	24-7/16	24-7/16
宽(W)	mm	1045	1170	863	988
	in	41-1/8	46-1/16	34	38-7/8
厚(D)	mm	220	220	220	220
	in	8-3/5	8-3/5	8-3/5	8-3/5
净重	kg	19	23	19	23
	lbs	42	51	42	51
制冷剂		R22/R407C(充氮气以防腐蚀)			
室内风机风量 (高/中/低)	m ³ /min	8.5/7/6	12/10/9	8.5/7/6	12/10/9
	cfm	300/247/212	424/353/318	300/247/212	424/353/318
电机功率	W	35	35	35	35
制冷剂连管		喇叭形接头连接(具有喇叭形接头)			
液管	mm	φ6.35	φ6.35	φ6.35	φ6.35
	in	1/4	1/4	1/4	1/4
气管	mm	φ12.7	φ12.7	φ12.7	φ12.7
	in	1/2	1/2	1/2	1/2
冷凝水管		外径φ18.5			
标准附件		安装托架			
包装体积	m ³	0.26	0.29	0.20	0.23
功率	kW	0.08	0.09	0.08	0.09
工作电流	A	0.4	0.4	0.4	0.4

注: 1. 额定制冷量与制热量工况如下。

制冷工况

室内回风温度: 27°C DB(80 °F DB)

a. 19°C WB(66.2 °F WB)

b. 19.5WB(67 °F WB)

室外进风温度: 35°C DB(95 °F DB)

管道长度: 5m 管道高度差: 0m

制热工况

室内回风温度: 20°C DB(68 °F DB)

室外进风温度: 7°C DB(45 °F DB)

□ 6°C WB(43 °F WB)

2. 噪声可根据下列工况制定: 测点距离机身表面 1.5m 处。上述参数是在无反射回声的消音室内进行测量, 因此在现场必须计入反射回声的影响。

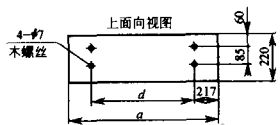
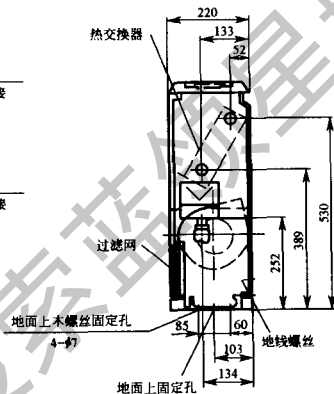
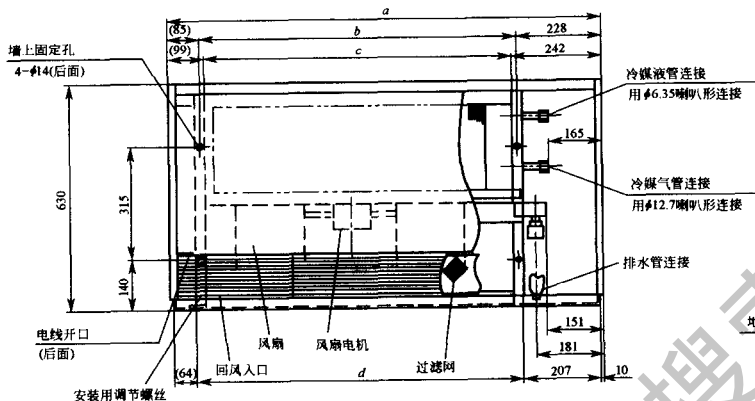
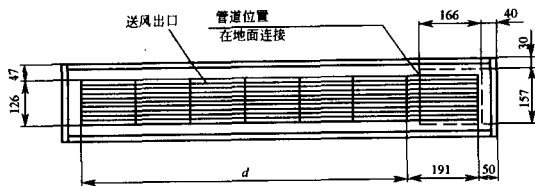
采用落地式及落地暗藏式室内机时, 应注意以下几点。

① 室内机规格仅有 RPF-28FSGEQ、RPF-40FSGEQ、RPF1-28FSGEQ、RPF1-40FSGEQ 四种, 不配置凝结水提升泵, 自流排水。

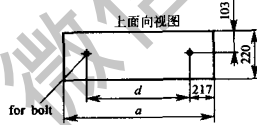
② 室内机四周应预留适当的空间, 以便安装和日后操作、维修, 四周预留空间要求见图 4-22 和图 4-23 外形尺寸及安装预留空间图。

(单位: mm)

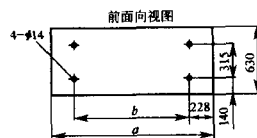
型号	尺寸	a	b	c	d
RPF-28FSGEQ		1045	732	704	754
RPF-40FSGEQ		1170	857	829	879



地面上木螺丝固定孔位置
(4-M5)



地脚螺栓固定位置
(2-M8)



墙上固定孔位置

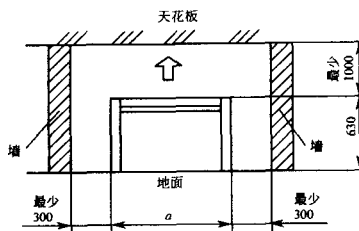
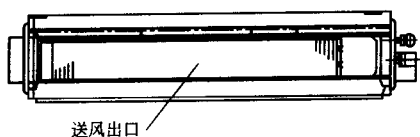


图 4-24 落地式 RPF-28FSGEQ、RPF-40FSGEQ 结构尺寸

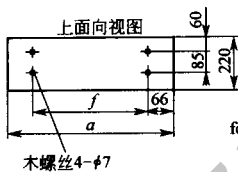
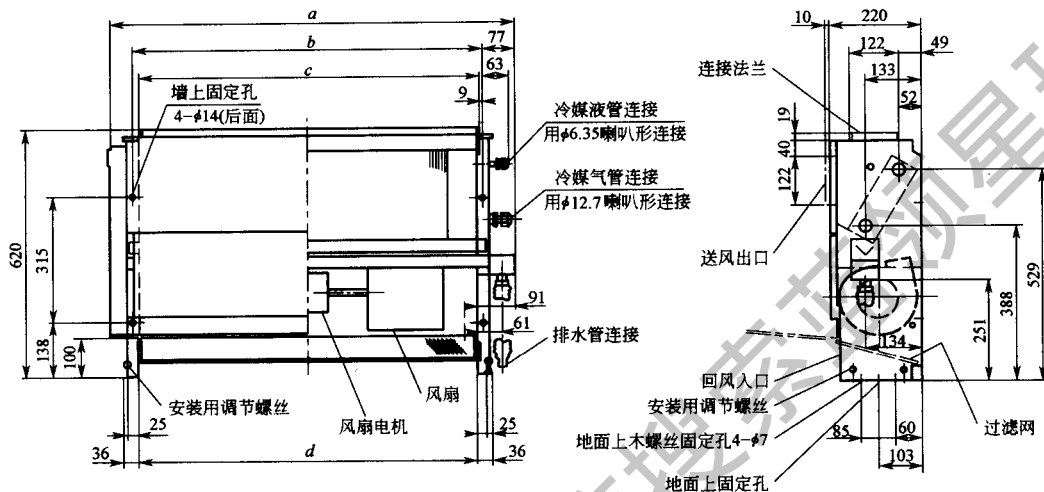
③ 不得将室内机安装在设备机房或厨房内，防止油滴或油气吸入室内机，油污会沉积在室内机的热交换器上，从而影响室内机的性能，并使它变形，最后甚至会使室内机中的塑料部分件损坏。

④ 不得将室内机安装在电磁波能够直接辐射到的电器控制盒、遥控器电缆或遥控器的地方，将室内机尽可能安装在远离电磁波发射源的位置，距离发射源不得少于 3m，并将遥控器安装与铁盒内，遥控线布置于铁管内，并将铁盒、铁管接地。如果电源发出的噪声超过规定值，应该安装一个消声器。

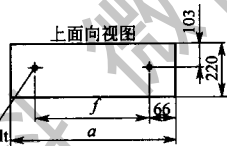
(单位: mm)



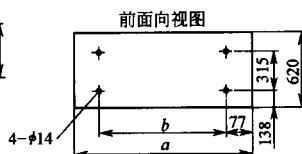
型号	尺寸	a	b	c	d	e	f
RPFI-28FSGEQ		863	732	706	704	776	754
RPFI-40FSGEQ		988	857	829	829	901	879



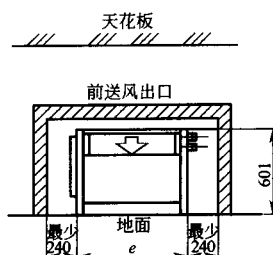
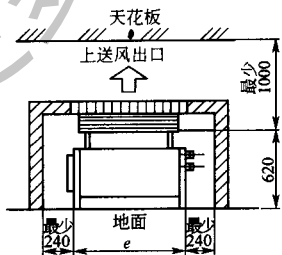
地面上木螺丝固定孔位置
(4-M5)



地脚螺栓固定位置
(2-M8)



墙上固定孔位置



维修空间

图 4-25 落地暗藏式 RPFI-28FSGEQ、RPFI-40FSGEQ 结构尺寸

⑤ 不得将室内机安装在酸性或碱性环境中, 以免对室内机换热器造成腐蚀。

4.2.10.6 壁挂式

壁挂式室内机技术参数及外形尺寸分别见表 4-21、图 4-26 和图 4-27。

表 4-21 壁挂式室内机技术参数

室内机型式		壁 挂 式			
型号		RPK-28FSG1Q	RPK-40FSG1Q	RPK-56FSG1Q	RIK-63FSG1Q
室内机电源		AC1 ϕ , 220V/50Hz			
可匹配室外机型号		RAS-140FS3Q RAS-224FS3Q RAS-280FS3Q RAS-410FS3Q RAS-450FS3Q RAS-530FS3Q RAS-560FS3Q RAS-690FS3Q RAS-840FS3Q RAS-224FSGQ RAS-280FSGQ			
额定制冷量 ^a	kW	2.8	4.3	5.6	6.5
	kcal/h	2400	3700	4800	5600
	Btu/h	9500	14700	19100	22200
额定制冷量 ^b	kW	2.9	4.4	5.8	6.7
	kcal/h	2500	3800	5000	5800
	Btu/h	9900	15100	19800	22,900
额定制热量	kW	3.3	4.9	6.5	7.5
	kcal/h	2800	4200	5600	6500
	Btu/h	11100	16700	22200	25600
噪声(A声压级)	dB	37-34-31	41-37-34	42-38-35	43-39-37
外形尺寸 高(H)	mm	280	280	330	330
	in	11-1/4	11-1/4	13	13
宽(W)	mm	805	805	1150	1150
	in	31-7/10	31-7/10	45-1/4	45-1/4
厚(D)	mm	220	220	197	197
	in	8-3/5	8-3/5	7-3/4	7-3/4
净重	kg	10	10	18	18
	lbs	22	22	40	40
制冷剂		R22/R407C(充氮气以防腐蚀)			
室内风机风量 (高/中/低)	m ³ /min	8/7.3/7	12/10/7	15/13/11	16/14/15
	cfm	282/258/247	424/353/247	530/459/388	565/494/424
电机功率	W	9	16	30	35
制冷剂连管		喇叭形接头连接(具有喇叭形接头)			
液管	mm	ϕ 6.35	ϕ 6.35	ϕ 6.35	ϕ 6.35
	in	1/4	1/4	1/4	1/4
气管	mm	ϕ 12.7	ϕ 12.7	ϕ 15.88	ϕ 15.88
	in	1/2	1/2	5/8	5/8
冷凝水管		VP16			
标准附件		安装托架			
包装体积	m ³	0.09	0.09	0.12	0.12
功率	kW	0.03	0.03	0.03	0.04
工作电流	A	0.2	0.3	0.3	0.3

注: 1. 额定制冷量与制热量工况如下。

制冷工况

室内回风温度: 27°CDB(80 °F DB)

a. 19°CWB(66.2 °F WB)

b. 19.5°CWB(67 °F WB)

室外进风温度: 35°CDB(95 °F DB)

管道长度: 5m 管道高度差: 0m

制热工况

室内回风温度: 20°CDB(68 °F DB)

室外进风温度: 7°CDB(45 °F DB)

6°CWB(43 °F WB)

2. 噪声可根据下列工况制定: 测点距离机身表面 1.5m 处。上述参数是在无反射回声的消音室内进行测量, 因此在现场必须计入反射回声的影响。

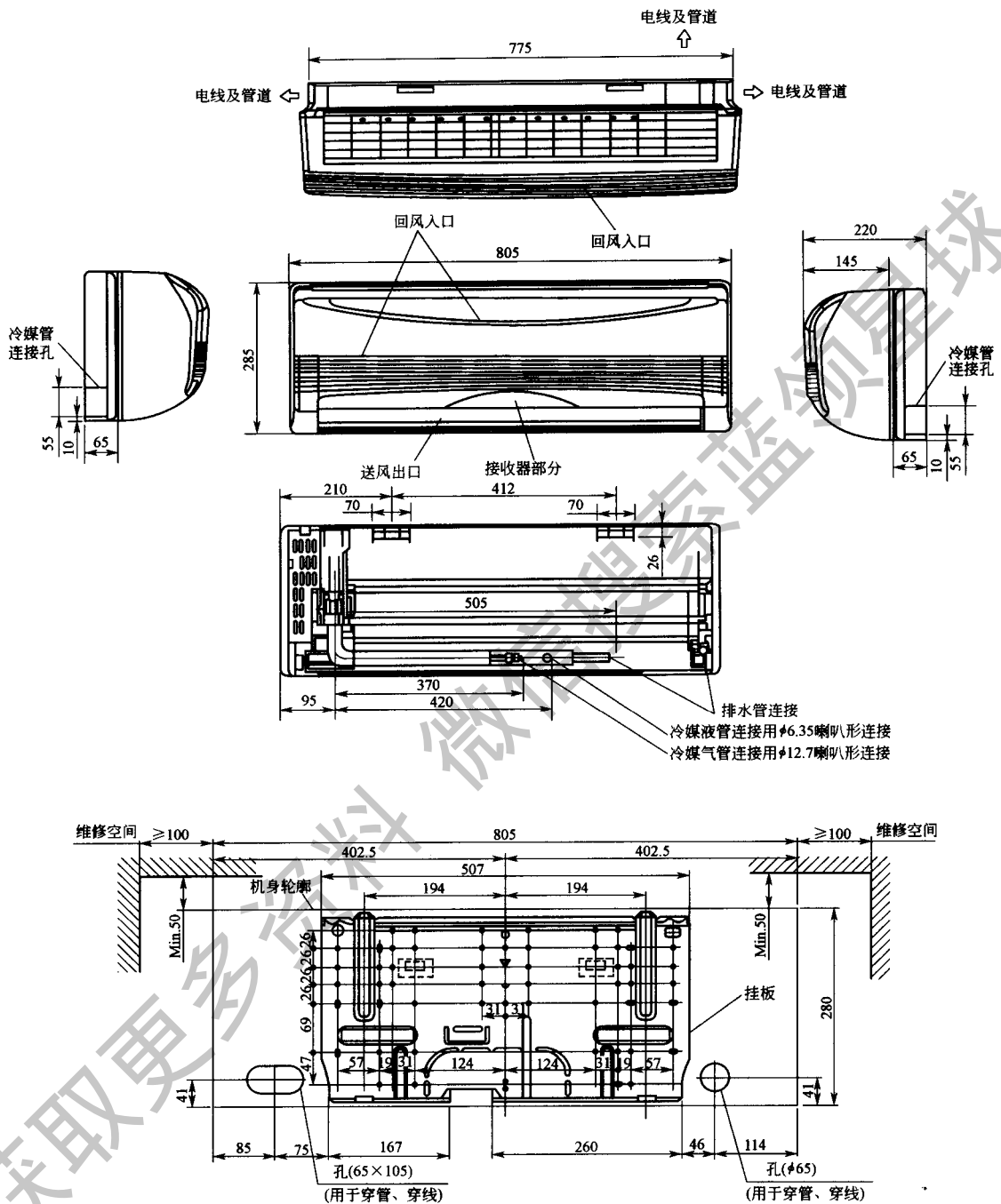


图 4-26 壁挂式 RPK-28FSG1Q 及 RPK-40FSG1Q 结构尺寸

采用壁挂式室内机时，应注意以下几点。

- ① 室内机规格仅有 RPK-28FSG1Q、RPK-40FSG1Q、RPK-56FSG1Q、RPK-63FSG1Q 四种，不配置凝结水提升泵，自流排水。
- ② 室内机四周应预留适当的空间，以便安装和日后操作、维修，四周预留空间要求见图 4-26 及图 4-27 所示外形尺寸及安装预留空间图。

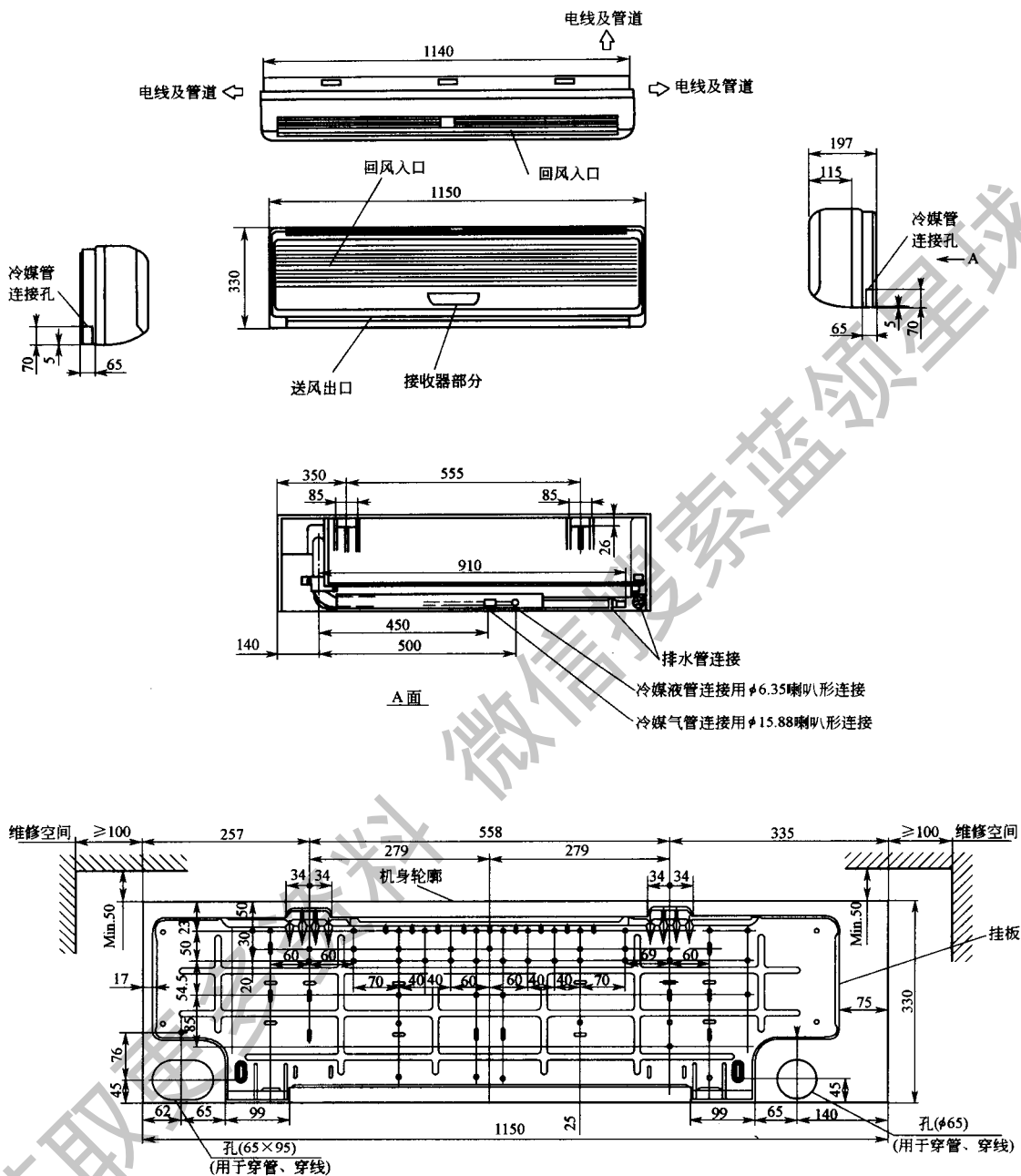


图 4-27 壁挂式 RPK-56FSG1Q 及 RPK-63FSG1Q 结构尺寸

③ 不得将室内机安装在设备机房或厨房内，防止油滴或油气吸入室内机，油污会沉积在室内机的热交换器上，从而影响室内机的性能，并使它变形，最后甚至会使室内机中的塑料部件损坏。

④ 不得将室内机安装在电磁波能够直接辐射到的电器控制盒、遥控器电缆或遥控器的地方，将室内机尽可能安装在远离电磁波发射源的位置，距离发射源不得少于 3m，并将遥控器安装于铁盒内，遥控线布置于铁管内，并将铁盒、铁管接地。如果电源发出的噪声超过

规定值，应该安装一个消声器。

⑤ 不得将室内机安装在酸性或碱性环境中，以免对室内机换热器造成腐蚀。

4.2.10.7 天花板内置薄型风管式

天花板内置薄型风管式室内机技术参数及外形尺寸如表 4-22 及图 4-28、图 4-29 所示。

表 4-22 天花板内置薄型风管式室内机技术参数

室内机型式		天花板内置风管式				
型号		RPIZ-28FSG1Q	RPIZ-40FSG1Q	RPIZ-56FSG1Q	RPIZ-71FSG1Q	
室内机电源		AC1 ϕ , 220V/50Hz				
额定制冷量 ^①	kW	2.8	4.3	5.6	7.1	
	kcal/h	2400	3700	4800	6100	
	Btu/h	9500	14700	19100	24200	
额定制冷量 ^②	kW	2.9	4.4	5.8	7.3	
	kcal/h	2500	3800	5000	6300	
	Btu/h	9900	15100	19800	25000	
额定制热量	kW	3.3	4.9	6.5	8.5	
	kcal/h	2800	4200	5600	7300	
	Btu/h	11100	16700	22200	29000	
噪声(A声压级)	dB	30-25	33-29	34-30	35-31	
外形尺寸高(H)	mm	196	196	196	196	
宽(W)	mm	900	900	1170	1170	
厚(D)	mm	447	447	447	450	
净重	kg	30	30	36	36	
制冷剂	R22/R407C(充氮气以防腐蚀)					
室内风机风量 (高/中/低)	m ³ /min	8/7/6	10/8/7	15/13/11	16/14/12	
机外静压	Pa	低:20 高:50	低:20 高:50	低:20 高:50	低:20 高:50	
风扇电机功率	W	25	45	60	75	
制冷剂连管	喇叭形接头连接(具有喇叭形接头)					
	液管	mm	ϕ 6.35	ϕ 6.35	ϕ 6.35	ϕ 6.35
	气管	mm	ϕ 12.7	ϕ 12.7	ϕ 15.88	ϕ 15.88
冷凝水管	VP25(外径 ϕ 32)					

注：1. 额定制冷量与制热量工况如下。

制冷工况

室内回风温度：27℃DB(80 ℉ DB)

① 19℃WB(66.2 ℉ WB)

② 19.5WB(67 ℉ WB)

2. 室外进风温度：35℃DB(95 ℉ DB)；

3. 管道长度：5m 管道高度差：0m。

制热工况

室内回风温度：20℃DB(68 ℉ DB)

室外进风温度：7℃DB(45 ℉ DB)

6℃WB(43 ℉ WB)

使用薄型风管机时，应注意以下几点。

① 厂家样本标注的噪声值是根据国标规定的工况测定的，测点距离机身下部 1.5m，并且送风口接 2m 送风管，回风口接 1m 回风管。噪声是在无反射回声的消音室内进行测量，

因此在现场必须计入反射回声的影响，增加 1~2dB (A)。若实际使用条件与测试条件差距较大，应注意噪声的变化，例如，如果回风口不接风管而直接下回风，噪声可增加 10dB (A) 左右，特别是安装在住宅卧室内应引起注意。

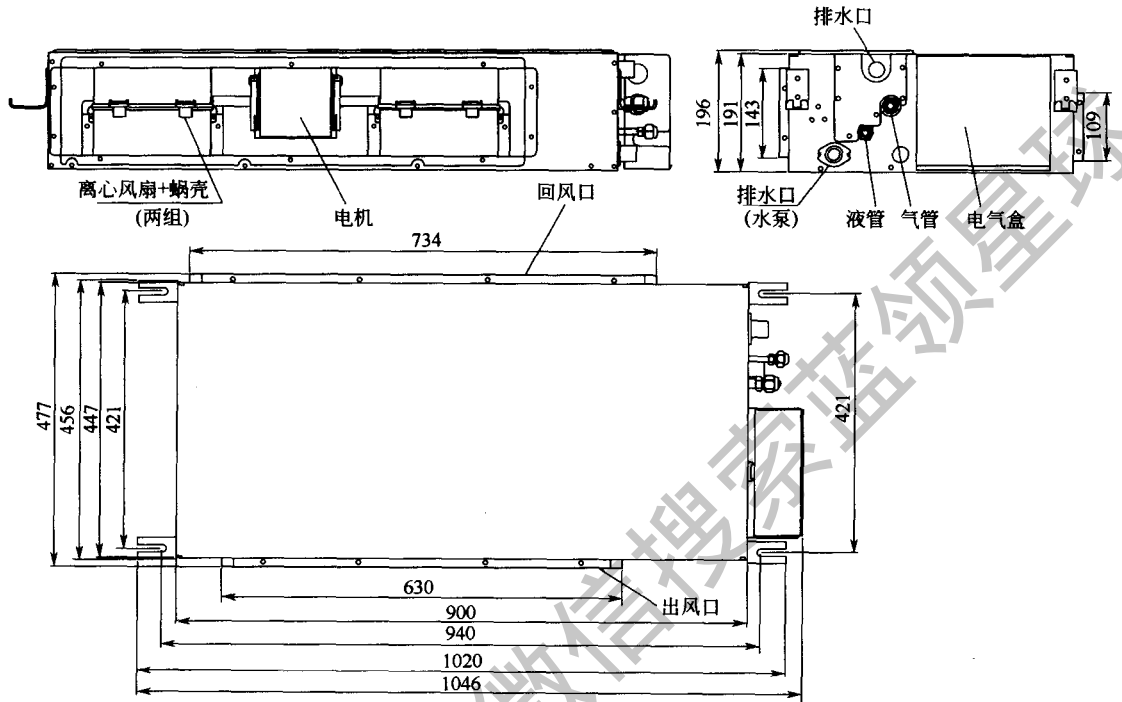


图 4-28 RPIZ-28FSG1Q 及 RPIZ-40FSG1Q 结构尺寸

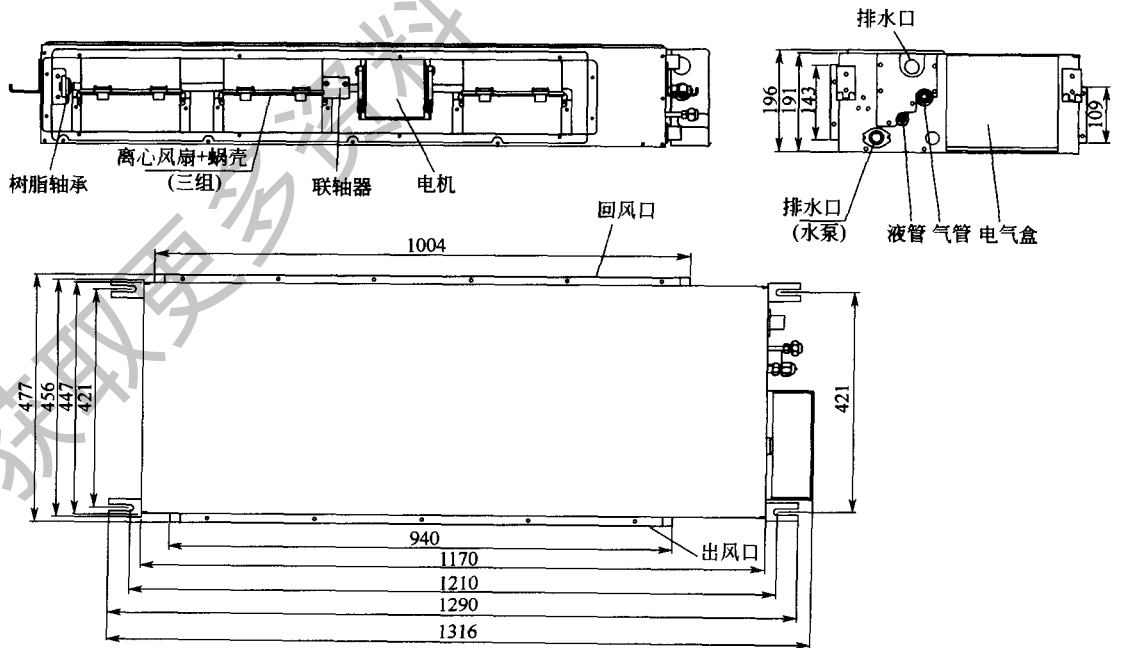


图 4-29 RPIZ-56FSG1Q 及 RPIZ-71FSG1Q 结构尺寸

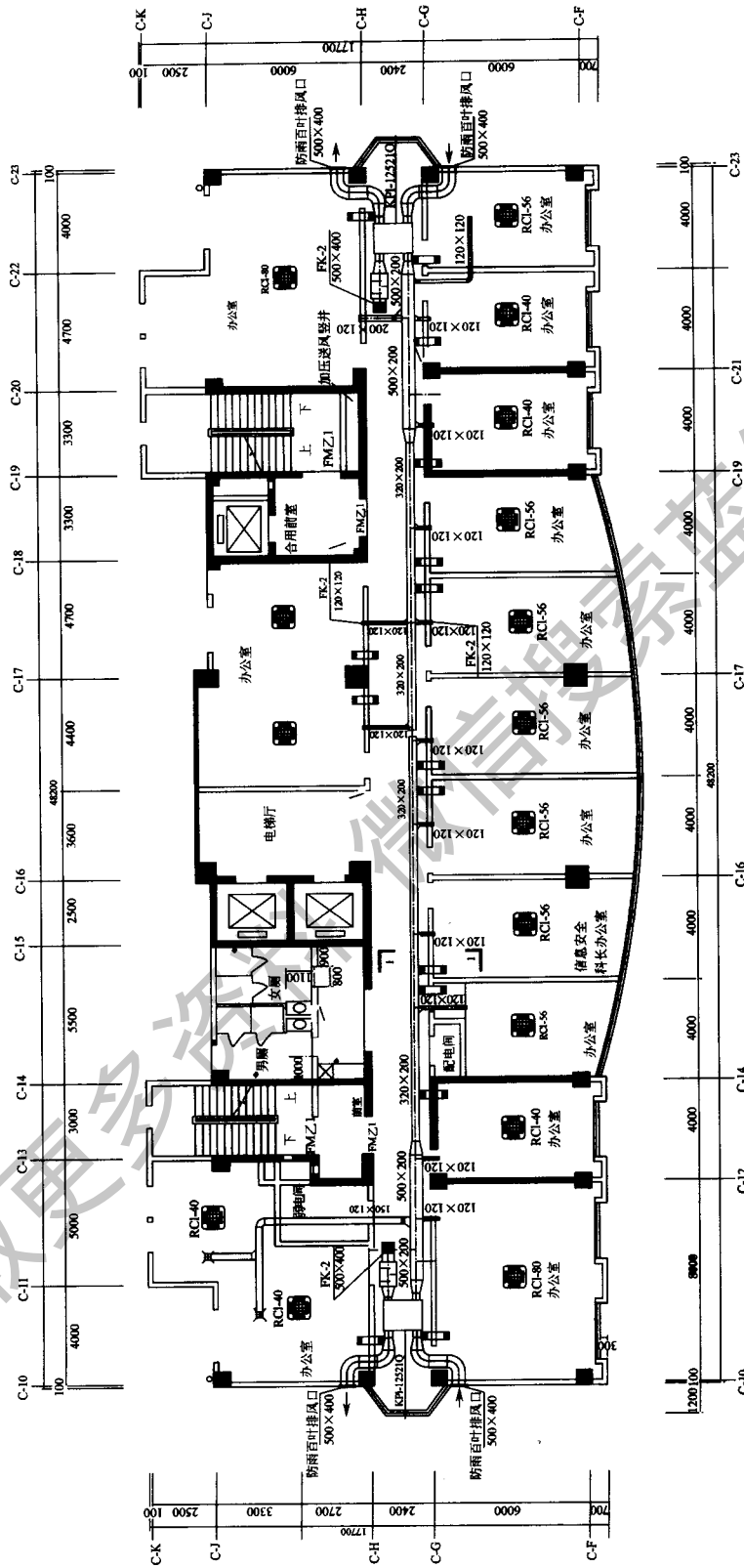
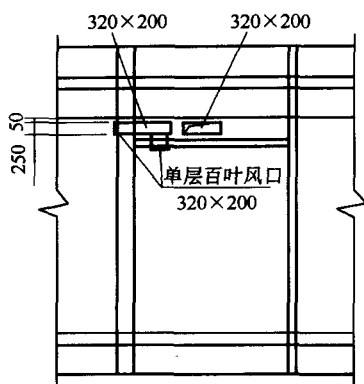


图 4-30 高层建筑标准层采用全热交换器处理新风的新风布置平面图



1-1 剖面

图 4-30 高层建筑标准层采用全热交换器处理新风的新风布置平面图

② 凝结水提升泵均为标准配置，凝水提升高度为 300~500mm，为凝结水的排放提供了方便。

③ 不得将室内机安装在设备机房或厨房内，防止油滴或油气吸入室内机，油污会沉积在室内机的热交换器上，从而影响室内机的性能，并使它变形，最后甚至会使室内机中的塑料部件损坏。

④ 不得将室内机安装在电磁波能够直接辐射到的电器控制盒、遥控器电缆或遥控器的地方，将室内机尽可能安装在远离电磁波发射源的位置，距离发射源不得少于 3m，并将遥控器安装于铁盒内，遥控线布置于铁管内，并将铁盒、铁管接地。如果电源发出的噪声超过规定值，应该安装一个消声器。

4.2.11 布置新风系统

前面介绍了可配合多联机使用的新风机系统形式，在方案确定、选出新风机规格后，即可进行新风机的布置。图 4-30 给出了一高层建筑标准层采用全热交换器处理新风的新风布置平面图。该图布置充分利用了建筑特点，确定了全热交换器的安放位置和进排风口的位置，避免了进风、排风的短路，排风利用走廊排风，走廊与房间之间设一连接管，房间和走廊各设一个回风口，确保各房间的排风。因走廊内未设室内机，通过这种方式确保走廊内温度与房间温度偏差较小，减少走廊内管道数量，降低工程造价。

图 4-31 是某医院病房新风布置图。病房内各区域有严格的气流组织的要求，通过送新风、排风，确保洁净区压力高于公共区压力，公共区压力高于病房压力，卫生间、污染区为负压区。这种气流组织的要求是全热交换器无法达到的，新风机采用制冷剂蒸发式新风机。

图 4-32 为某招标中心新风设备布置平面图。该工程会议室较多，各会议室有时开启频繁，有时利用率低，采用这种新风供给方式，解决了设计新风系统过大造成运行费用过高的问题，还确保了各房间的新风量。

4.2.12 布置室外机

根据多联机系统的划分和多联机环境条件适用的原则，大体确定了室外机的规格型号，这时就确定了室外机的占地面积和室外机的位置，具体安装空间应满足以下要求。

4.2.12.1 基本空间要求

(1) 安装基本空间要求 见图 4-33 (也适合于其他位置安装空间要求)。

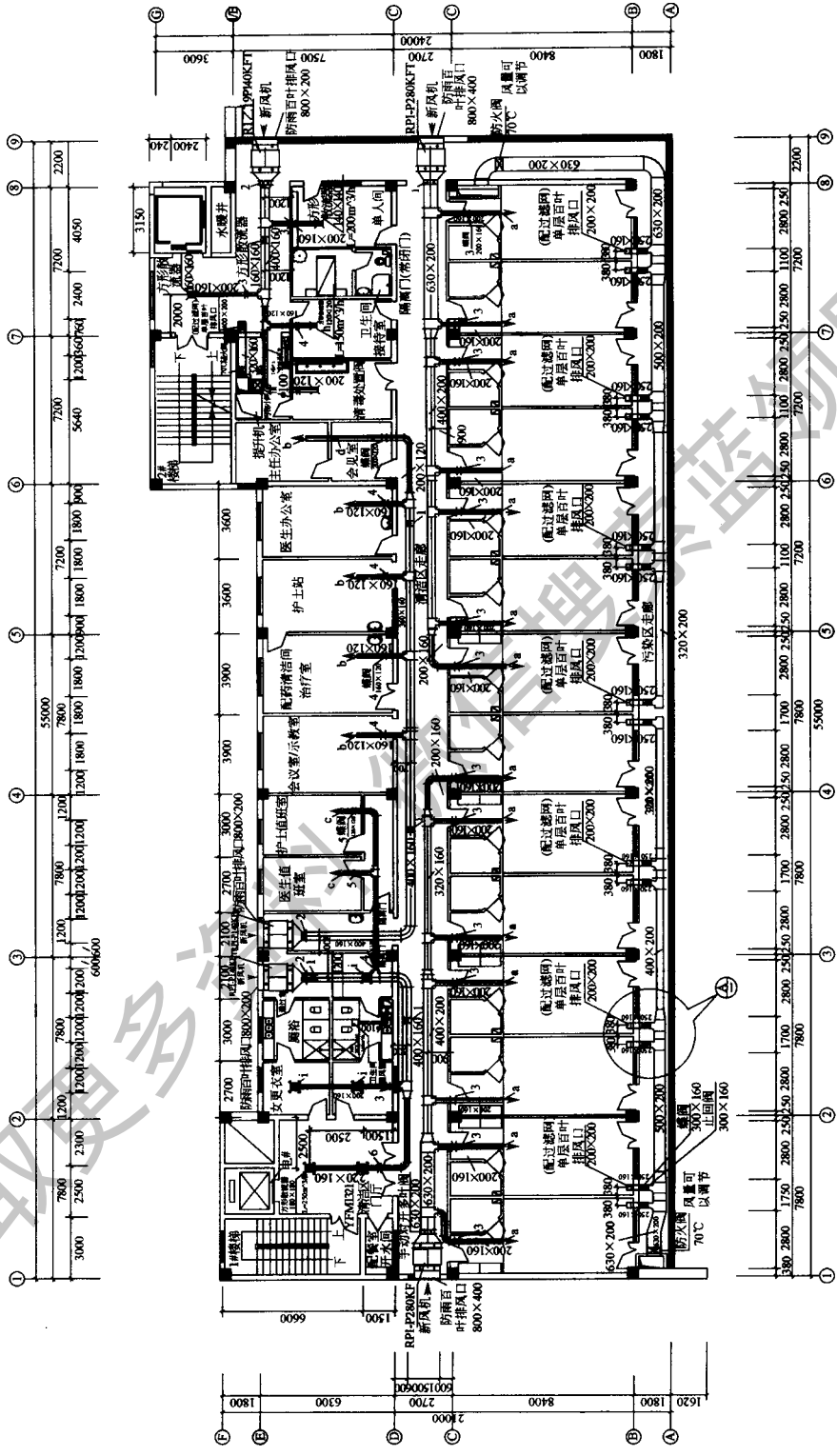


图 4-31 某医院药房新风布置图

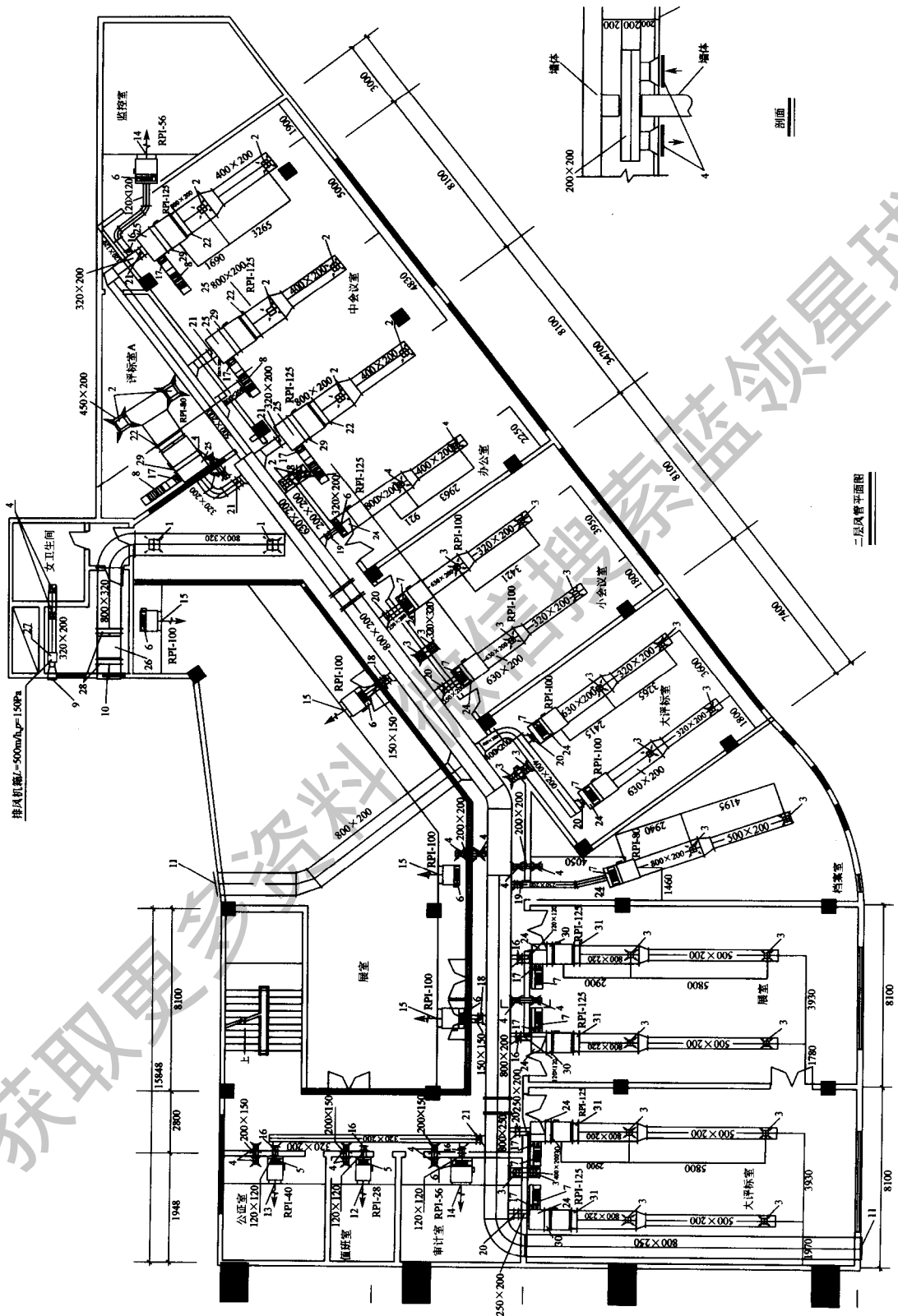


图 4-32 某招标中心新风设备布置平面图

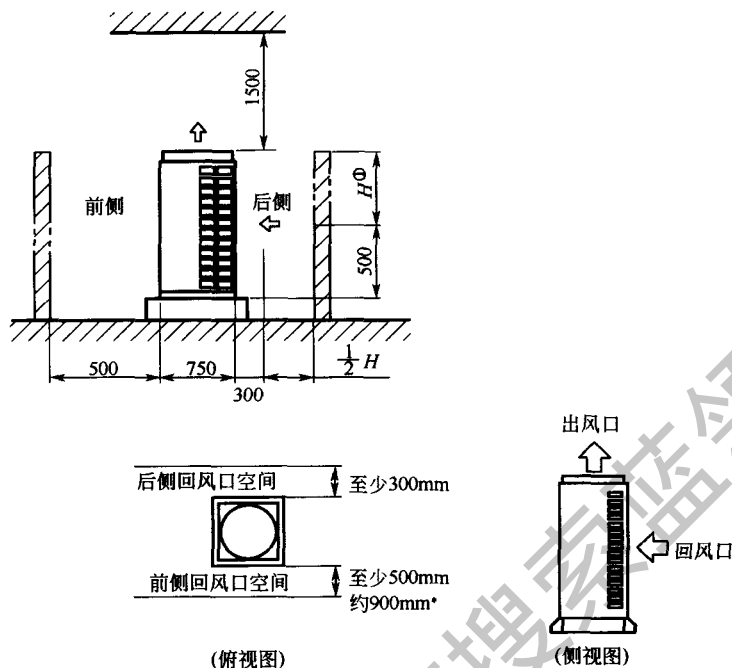


图 4-33 安装基本空间要求示意图

* 建议最好留出 900mm 的空间以方便维修工作

注：1. 如果后侧的墙壁高于 500mm，则应该将室外机与后墙的距离由 300mm 再加长，加长尺寸为 H 高度的一半，以使后侧空气入口有足够的空间；

2. 在机器的前方和后方都没有墙壁的情况下，前方 500mm 和后侧 300mm 的距离是必要的；

3. 当机器的周围都为墙环绕时，在墙上开个通气孔；

4. 当机器上方有障碍物时，机器的前、后、左、右四方空间应开放。

(2) 单台室外机安装空间要求 见图 4-34。

如果尺寸 A 不足 1500mm，或者室外机周围的空间不是空地，那么要采取措施，确保通风良好，具体做法可参见生产厂家技术资料。

(3) 多台室外机安装空间要求 为保持流畅的通风，要保证室外机的顶部开放。

① 室外机的前侧与另外一侧是开放的情况(图 4-35)。

② 对于室外机周围有墙壁存在的情况(图 4-36、图 4-37)。

③ 多台室外机并排安装(图 4-38)。

4.2.12.2 室外机每层放置

放置方式可结合现场情况，采用不同的进排风位置，如图 4-39 所示。从图 4-39 可以看出，异侧进排风情况好于同侧进排风情况，特别是同侧室外机布置在外墙内部位置时，同侧进排风下部室外机对上部室外机影响较大，设计时尽量采用异侧进排风布置。

4.2.12.3 室外机设备层布置

如图 4-40 所示，图中其他相近楼层没有室外机，室外机排风百叶向上倾斜 10° ，下部进风百叶向下 15° ，尽量避免上部排风被下部进风吸入。

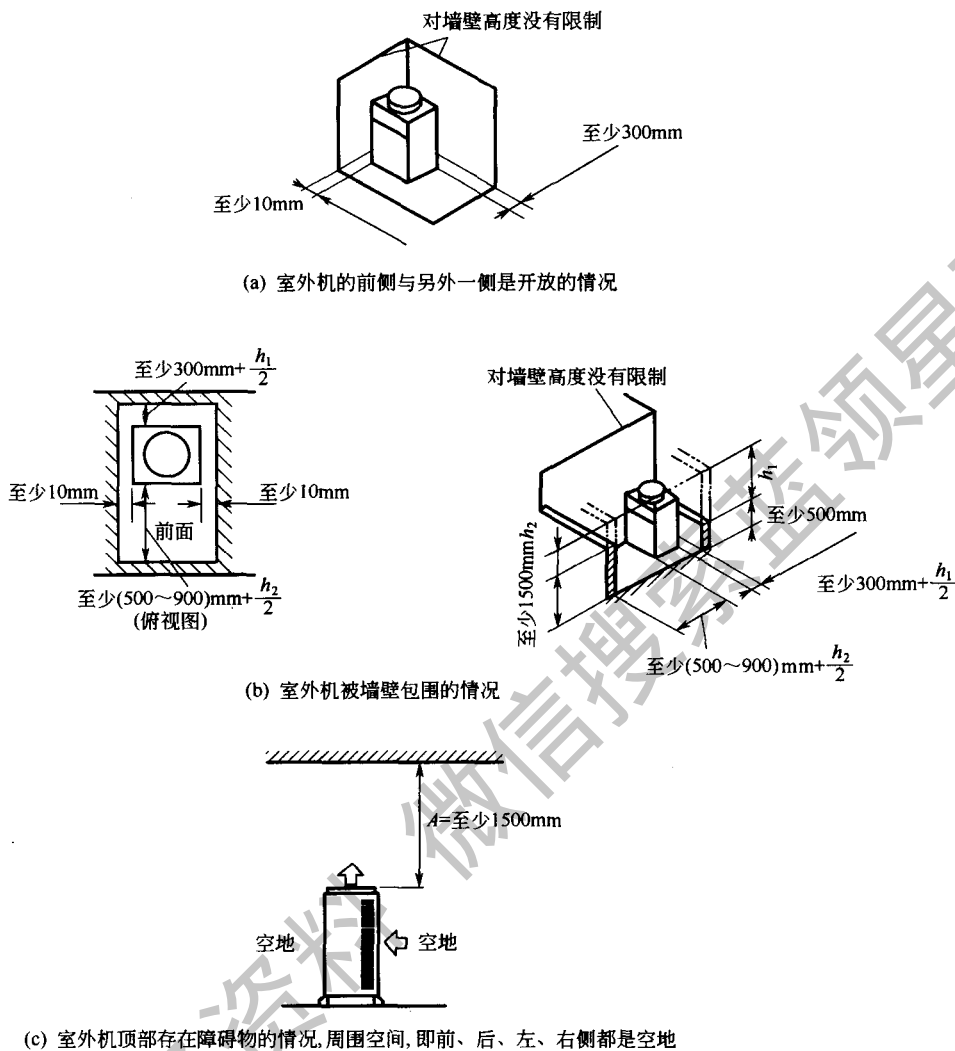


图 4-34 单台室外机安装空间要求示意图

4.2.12.4 室外机地下室布置

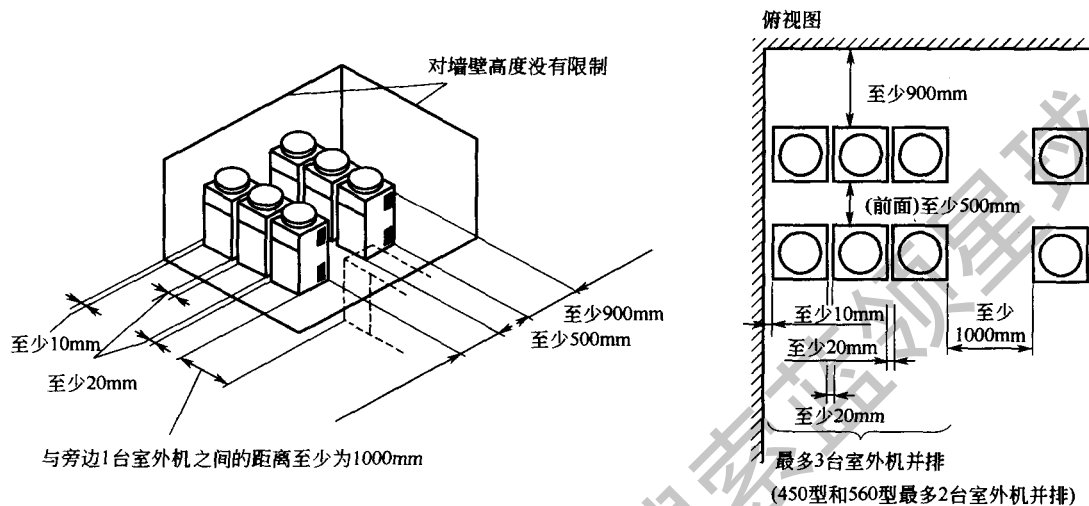
其布置方式见图 4-41。排风百叶叶片向下倾斜 10° ，以避免雨水进入空调机，叶片倾斜角度过大，防雨有利，但排风阻力过大，影响室外机风量。

不论以上哪种室外机布置方式，都应在确保通风良好的前提下，尽量减少内外机的布置距离，同时满足布置的基本要求。图 4-42 的布置尽管有足够的通风面积，但因室外机放置在半地下室内，室外机的通风量约为 $160000\text{m}^3/\text{h}$ ，且换热量约为 700kW ，此种布置方式必然会在室外机进排风短路现象，环境温度会升高，无法保证室外机的正常使用。

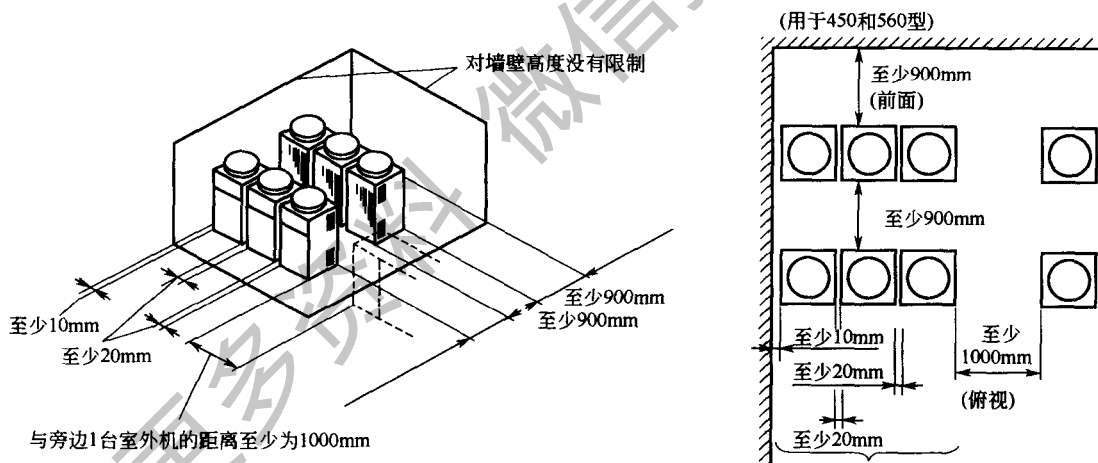
4.2.13 连接管路，标注配管管径和分歧管型号规格

多联机生产厂家均给出了多联机系统的配管、分歧管型号规格选择表。SET-FREE 变频多联机配管选择见表 4-23~表 4-26。表 4-23 示出了室外机至第一个分歧管之间的接管尺寸，表 4-24 给出了第一个分歧管至最后一个分歧管之间的接管尺寸，室内机与分歧管之间

的接管尺寸见表 4-25, 表 4-26 给出了铜管规格选用表 (最小壁厚), O 型材质与 $\frac{1}{2}$ H 型材质管道壁厚要求不一样, 选用时应注意材质与壁厚的变化。



(a) 室外机按相同方向安装

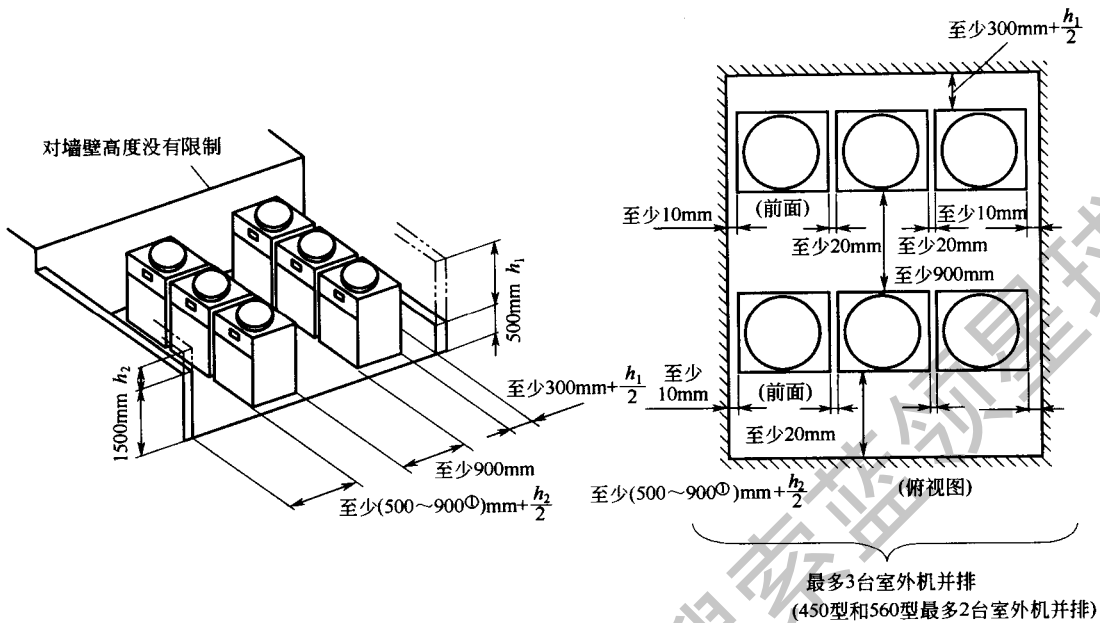


(b) 室外机背对背安装

图 4-35 室外机前侧及另一侧开放示意图

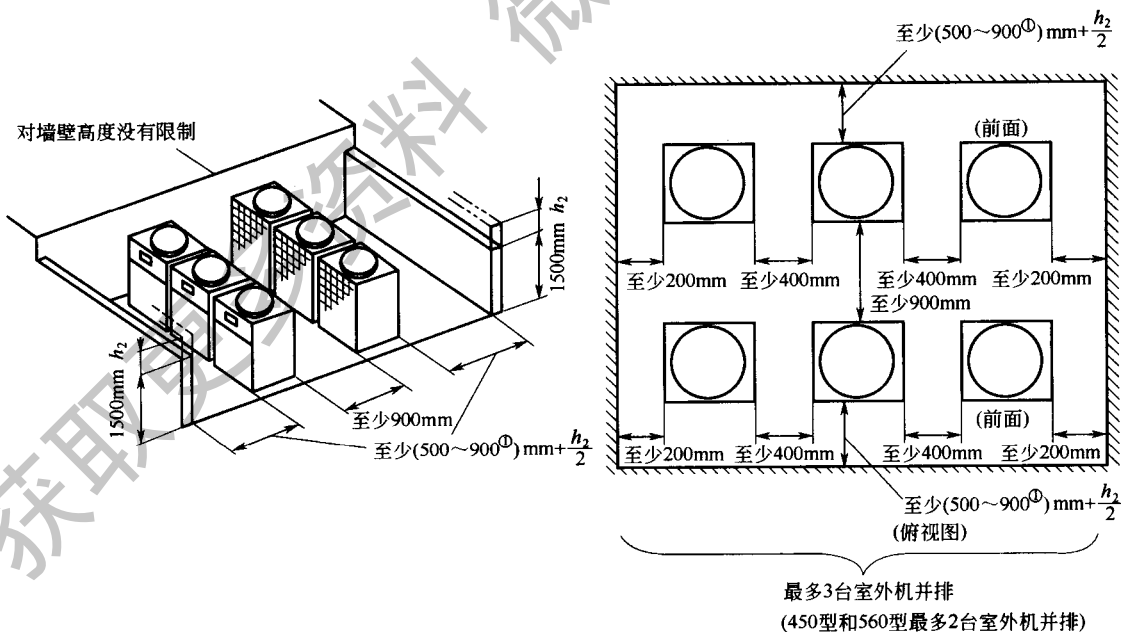
表 4-23 室外机至第一个分接管之间的接管尺寸

室外机型号(容量)	配管尺寸/mm		室外机型号(容量)	配管尺寸/mm	
	气管	液管		气管	液管
RAS-140FS3Q	φ19.05	φ9.53	RAS-560FS3Q	φ38.1	φ15.88
RAS-224FS3Q	φ25.4	φ12.7	RAS-690FS5Q	φ38.1	φ19.05
RAS-280FS3Q	φ28.6	φ12.7	RAS-840FS5Q	φ44.45	φ22.2
RAS-450FS3Q	φ31.75	φ15.88			



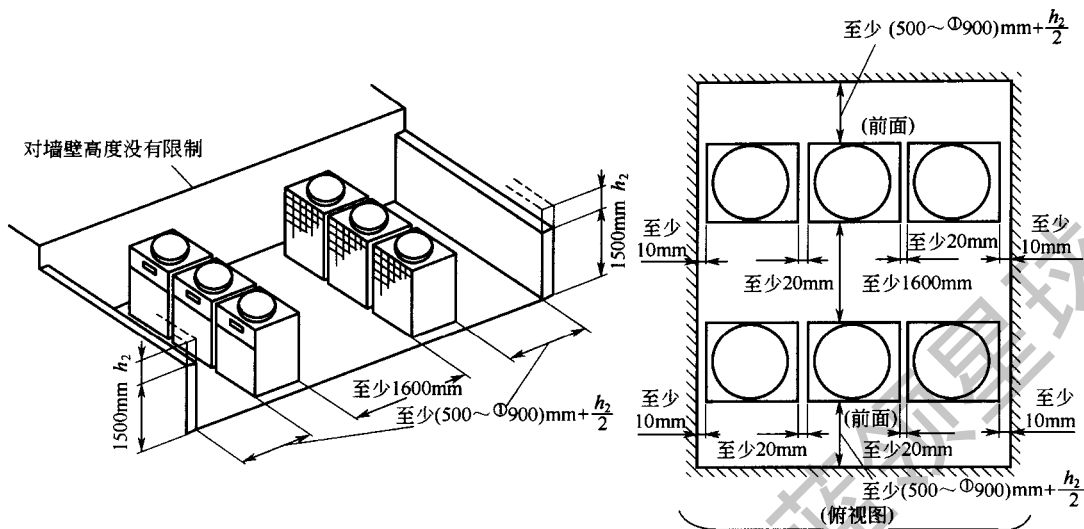
(a) 室外机按相同方向安装

① 建议最好留出900mm的空间以方便维修工作。



(b) 室外机背对背安装情况一

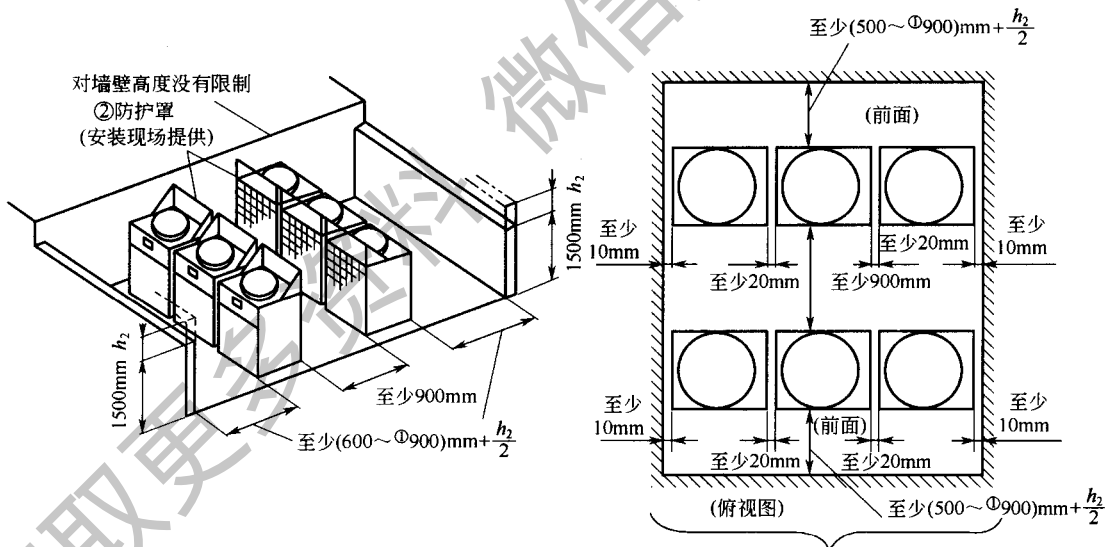
① 建议最好留出900mm的空间以方便维修工件。



最多3台室外机并排
(450型和560型最多2台室外机并排)

注：①建议最好留出900mm的空间以方便维修工件。

(c) 室外机背对背安装情况二



最多3台室外机并排
(450型和560型最多2台室外机并排)

注：①建议最好留出900mm的空间以方便维修工件。

②如果是后侧空间小于1600mm,并且侧面空间小于400mm的情况, 请为每台室外机安装一个由安装现场提供的防护罩。

(d) 室外机背对背安装情况三

图 4-36 室外机周围有墙壁存在的情况示意图

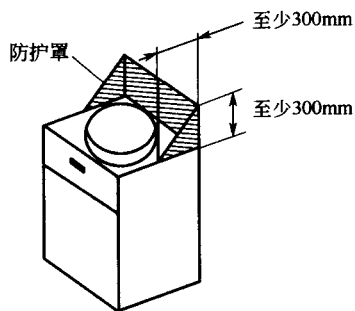
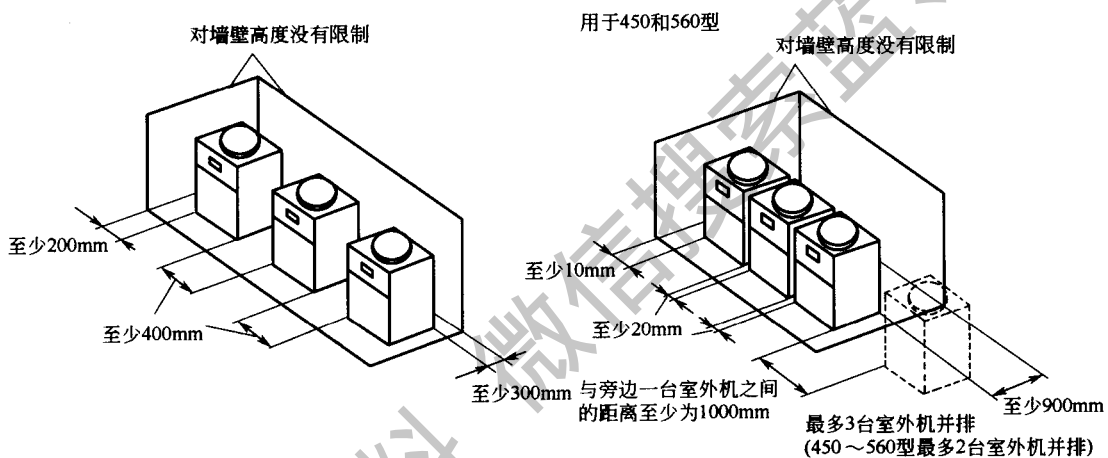
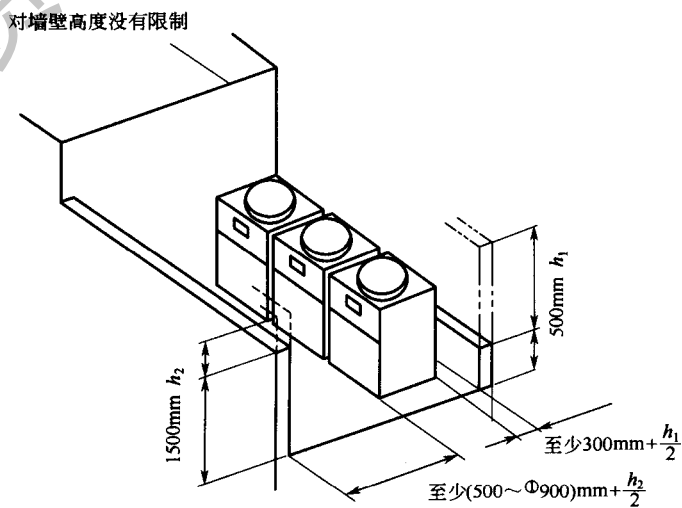


图 4-37 室外机安装防护罩示意图
(对于 450 型和 560 型会有 2 个排风口)



(a) 室外机按相同方向安装

(① 建议最好留出900mm的空间以方便维修工作。)



(b) 室外机被墙壁包围

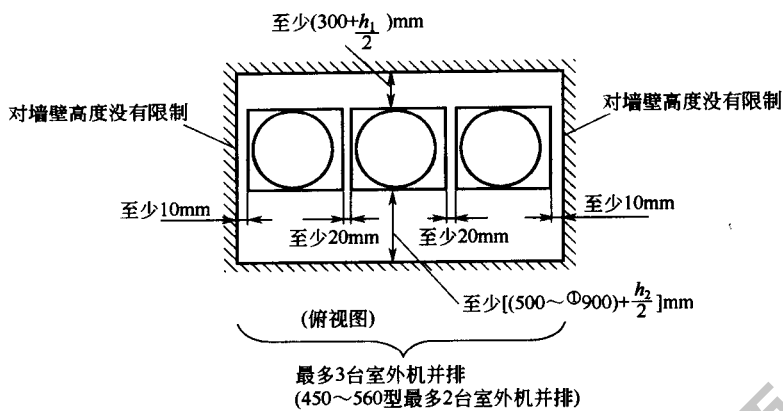
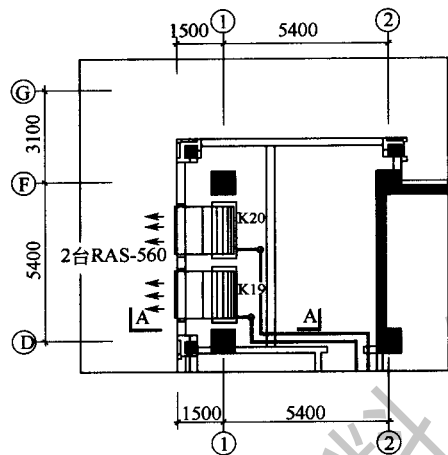
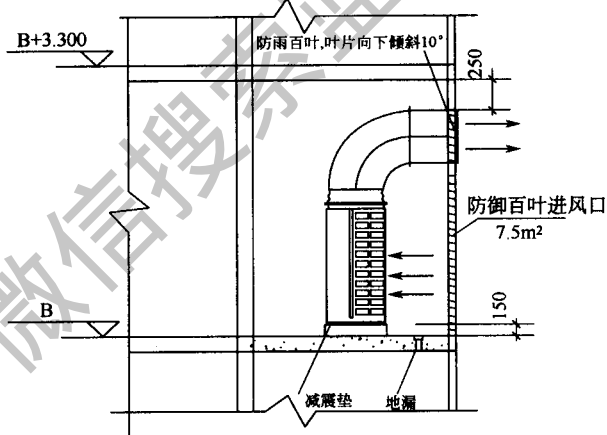


图 4-38 多台室外机并排安装情况示意图

(① 建议最好留出 900mm 的空间以方便维修工作。)

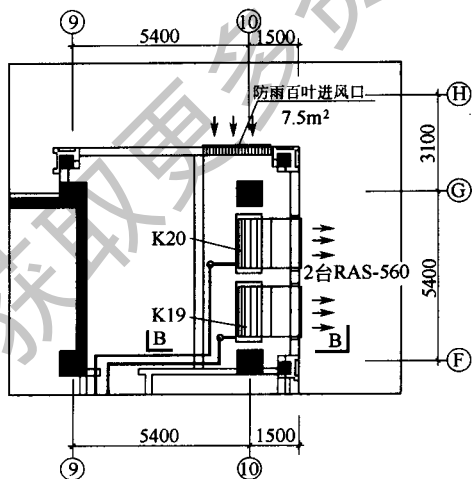


标准层空调室外机平面图

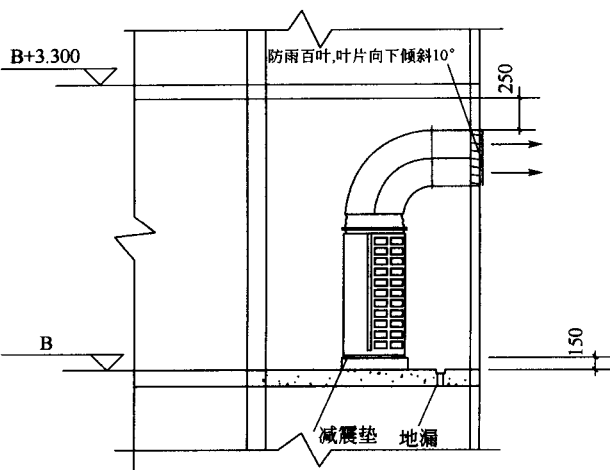


A-A剖面

(a) 同侧布置



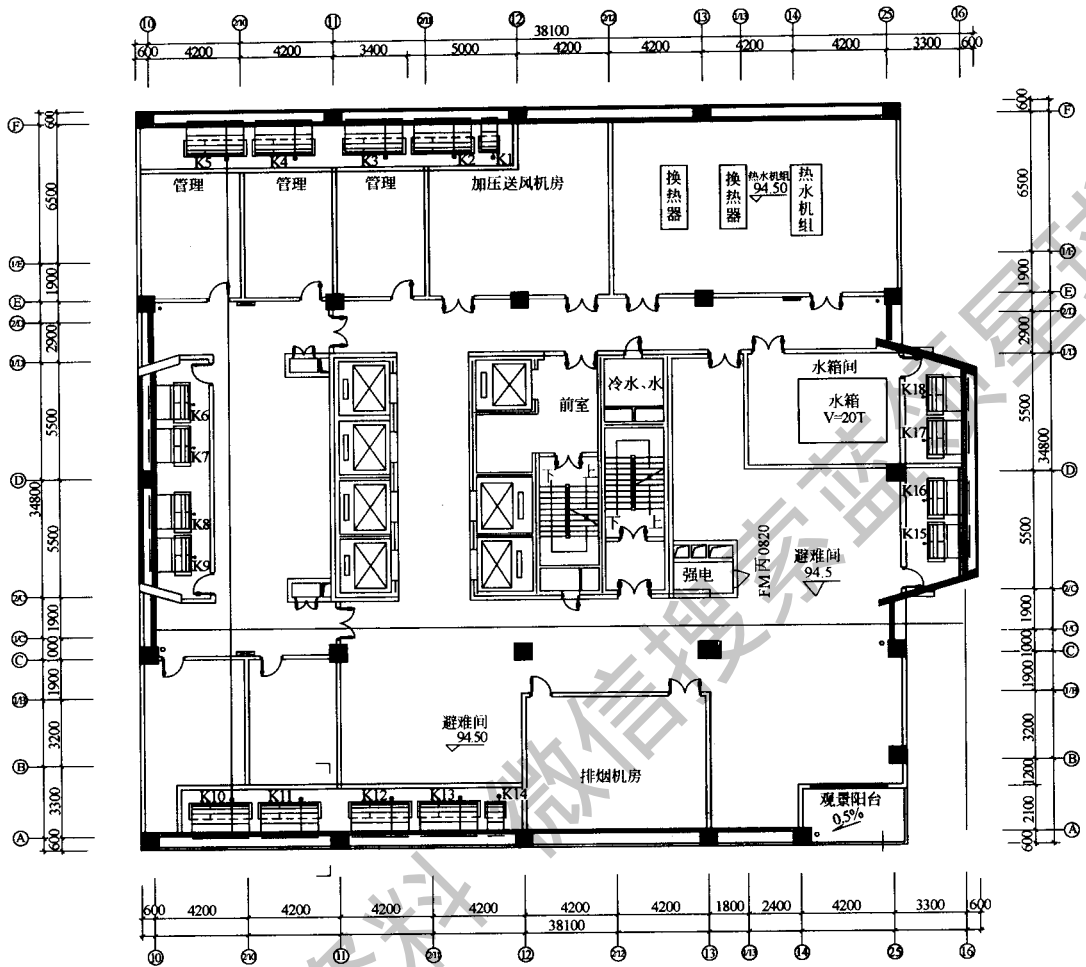
标准层空调室外机平面图



B-B剖面

(b) 异侧布置

图 4-39 室外机布置示意图



办公楼设备层布置平面图

室外机编号	室外机规格型号	室外机编号	室外机规格型号
K1	RAS-280FS3Q	K10	RAS-840FS5Q
K2	RAS-840FS5Q	K11	RAS-840FS5Q
K3	RAS-840FS5Q	K12	RAS-690FS5Q
K4	RAS-840FS5Q	K13	RAS-690FS5Q
K5	RAS-840FS5Q	K14	RAS-280FS3Q
K6	RAS-560FS3Q	K15	RAS-560FS3Q
K7	RAS-560FS3Q	K16	RAS-560FS3Q
K8	RAS-560FS3Q	K17	RAS-560FS3Q
K9	RAS-560FS3Q	K18	RAS-560FS3Q

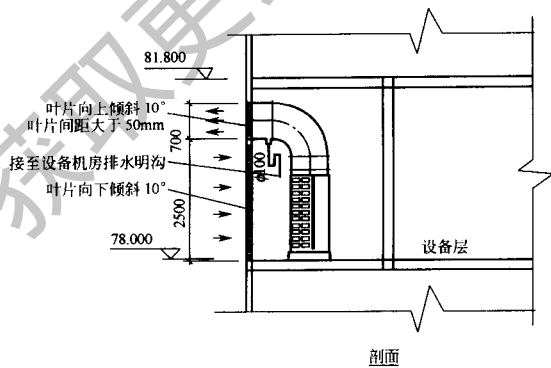


图 4-40 室外机设备布置平面示意图

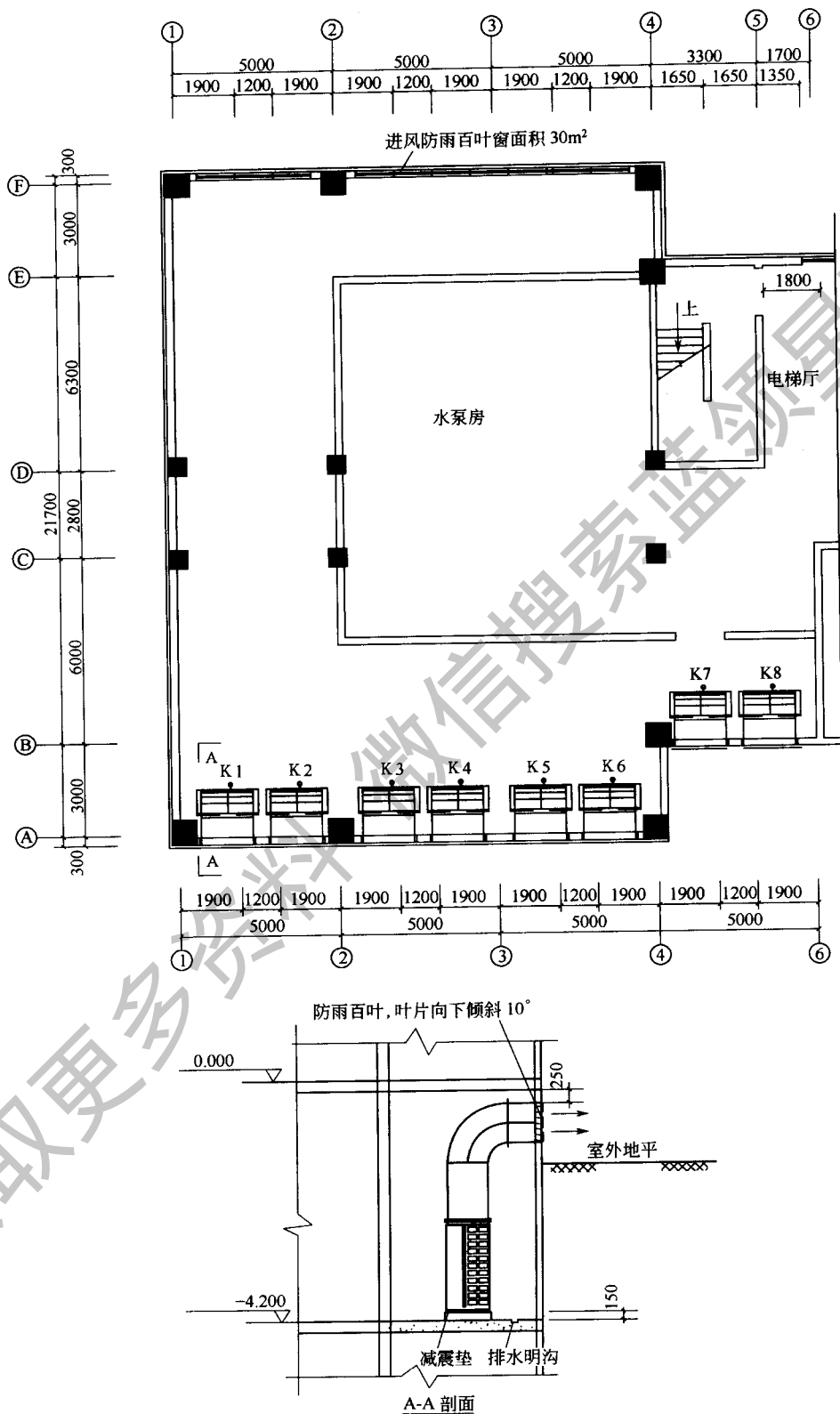


图 4-41 室外机地下室布置平面示意图
(K1、K2、K3、K4、K5、K6、K7、K8 均为 RAS-560FS3Q)

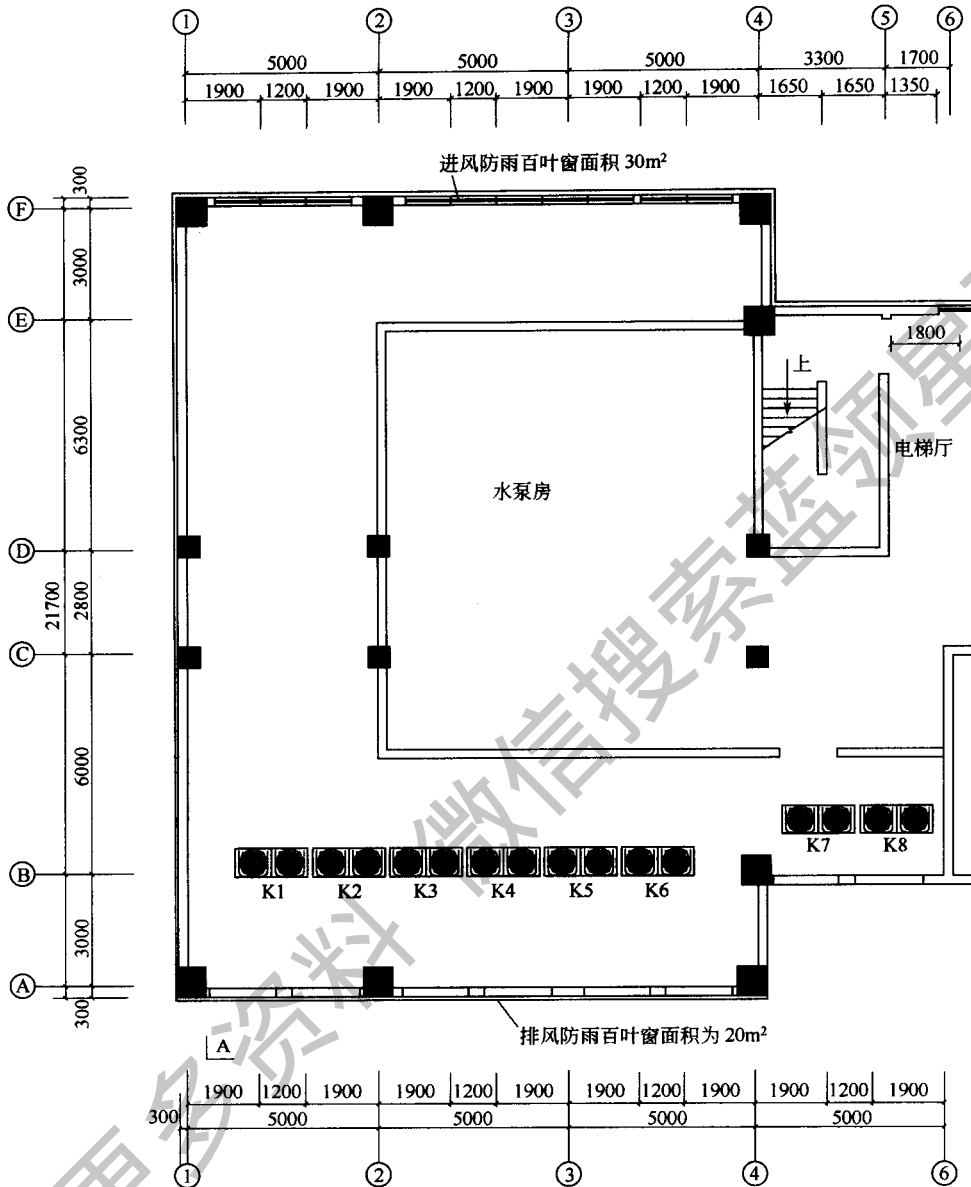


图 4-42 不适当的室外机布置形式举例

(K1、K2、K3、K4、K5、K6、K7、K8 均为 RAS-560FS3Q)

表 4-24 第一个分歧管至最后一个分歧管之间的接管尺寸

室外机型号 (容量), kW	配管尺寸/mm		分歧管型号	室外机型号 (容量), kW	配管尺寸/mm		分歧管型号
	气管	液管			气管	液管	
<11.2	φ19.05	φ9.53	E-52S3 E-52SE1	28~36	φ28.6	φ12.7	E-102S5 E-102SE1
11.2~14	φ19.0	φ9.53	E-52S3 E-52SE1	36~44.8	φ31.75	φ15.88	E-162 (E-202S3)
14~21	φ22.2	φ12.7	E-52S3 E-52SE1	44.8~50.4	φ38.1	φ15.88	E-202S (E-202S3)
21~28	φ25.4	φ12.7	E-102S5 E-102SE1	50.4~72.8 ≥72.8	φ38.1 φ44.45	φ19.05 φ22.2	E-202S E-302S

表 4-25 室内机与分歧管之间接管尺寸

室外机型号(容量)	配管尺寸/mm		室外机型号(容量)	配管尺寸/mm	
	气管	液管		气管	液管
2.8,4.0	φ12.7	φ6.35	7.1,8.0	φ15.9	φ9.53
5.6	φ15.9	φ9.53	11.2,14.0	φ19.05	φ9.53

注：带 SE1 的分歧管仅适合于最末端的分歧管。

表 4-26 铜管规格选用表（最小壁厚）

铜管外径/mm	铜管材质	铜管壁厚/mm	铜管材质	铜管壁厚/mm
6.35	O	0.8		
9.53	O	0.8		
12.7	O	0.8		
15.88	O	1.0		
19.0	O	1.0		
22.2	O	1.2	$\frac{1}{2}$ -H	1.0
25.4	O	1.2	$\frac{1}{2}$ -H	1.0
28.6	O	1.4	$\frac{1}{2}$ -H	1.0
31.75	O	1.4	$\frac{1}{2}$ -H	1.2
34.88	O	1.4	$\frac{1}{2}$ -H	1.3
38.1	O	1.7	$\frac{1}{2}$ -H	1.4
44.45	O	2.0	$\frac{1}{2}$ -H	1.5

4.3 变频多联机设计应注意的问题

4.3.1 避免按传统水系统空调设计方式设计变频多联机系统

根据变频多联机的结构特点和使用特点，并结合目前多联机的种类，系统宜小型化设计，配管长度不应过长。不应把水系统设备和多联机系统的设备同样看待，水系统的设备只要系统运行稳定，供水可靠，供水温度符合设计要求，产品选型符合设计要求，设备出力就可满足设计要求，房间达到空调设计效果，即使房间实际负荷高于设计负荷，系统也可安全稳定地运行，各室内机有相应的出力。而对于多联机系统的室内机、室外机及整个系统，系统的稳定性对室内机、室外机工作的环境温度有要求和限制，若室内机、室外机的工作范围超过其适用范围，整个系统的可靠性、稳定性就会大受影响，使用寿命就会缩短。如夏季室内实际负荷高于设计计算负荷，室内温度超过控制温度范围，回风温度与设定温度差、送风温差、室内机的制冷剂过热度和室外机的排气温度（或压力）超过其范围，系统就可能出现故障，不能正常运行，并对系统的寿命造成影响，而不像水系统室内机那样可正常工作，仅是处理空气达不到要求。

4.3.2 负荷计算时计算负荷宜适当放大

负荷计算时，应注意由于多联机使用的灵活性，应按间歇使用考虑，室内设计负荷宜适当加大，这与水系统计算负荷有区别。从多联机的系统特点来说，多联机室内外机系统装机

容量应适当留有余量；选择室内外机应注意管长、温度修正。

4.3.3 室外机振动和噪声对周边环境的影响

尽管涡旋式压缩机本身具有振动小、噪声低的特点，但其还有一定的噪声。多联机室外机的噪声主要来源于风扇和风扇电动机、压缩机及电磁阀；室外机的风扇采用了新材料、新工艺、新结构，使室外机整体噪声和振动相对较小，如 RAS-140 的最大噪声为 53dB，RAS-560 的最大噪声为 62dB。在布置室外机时，应考虑室外机噪声的叠加和与周边环境噪声的叠加。从这一点上来说，单台室外机也不宜过大。室外机若与对环境噪声要求较高的建筑物相邻或对环境有严格要求时，应通过计算确定室外机的位置，或对室外机采取隔音措施，以满足对噪声要求。

4.3.4 周边环境应满足室外机的要求

室外机尽量布置在有遮阳的地方，确保室外机通风良好，避免阳光或高温热源直接辐射；防止冬季产生的凝结水结冰后脱落伤人；确保周围环境中的灰尘或其他污染物不会堵塞室外机的热交换器；不得将室外机安装在油雾、盐分或腐蚀性气体，如硫磺等物质含量很高的地方；不得将室外机安装在电磁波能够直接辐射到电器盒与变换器的地方。

4.3.5 宜按内外区设置系统

房间进深较大时，考虑到外区供冷时间长，过渡季节外区需要供冷、内区需要供热的特点，系统可按内外区分别设置，这也充分利用了多联机系统灵活性的特点。

4.3.6 避免强季节风直吹室外机换热器

北方地区冬季供暖室外机进风口应放背风侧，或换热器加防雪罩，以利于化霜且通风良好；室外机，特别是安装在屋面上的室外机应有良好的接地。对于南方地区，应避免强季节风直吹室外机换热器。

4.3.7 设计时应注意室内机噪声处理

应注意生产厂家给出的室内机噪声值的测试条件，对于四面出风嵌入式、两面出风嵌入式、壁挂式、落地明装室内机、落地暗装室内机，样本给定噪声值与实际应用值基本相符。但对于风管机应特别注意，国内风管机样本给出的噪声均按国标 GB/T 18836—2002 测得，实际工程中房间内噪声是在房间中心距地面 1.1m 处测得。在实际布置室内机时，其条件无法像测试条件那样，往往风管长度、形状与测试条件相差较大，测点与国标测点相距甚远，噪声往往高于样本给定值，造成室内噪声超标，特别是回风口的噪声往往大于送风口噪声。

在 4.2.10.1 天花板内置风管机一节中，我们给出了分别如图 4-10 和图 4-11 所示的两种不同的测试条件和测点布置方法。图 4-10 所示的测试方法回风侧接有 1m 长回风管，送风侧接有 2m 长送风管，1 点即为国标规定的测点；图 4-11 所示的测试方法送风侧接有 2m 长送风管，回风侧无回风管。两种测试条件均选用标准静压下工作的 RPI-40 型风管机，除图 4-10 中测点 1 外，其余各测点均为非国标测点，各测点噪声值见表 4-16。通过数值比较可知，风管机选型时应注意实际布置条件与机器测试条件的不同，不能盲目套用厂家样本数据，在实际设计过程中，对噪声要求较高的场合应特别注意消声处理措施。

在 4.2.10.1 天花板内置风管机一节，图 4-7、图 4-8、图 4-9 分别示出了风管机在办公场合应用的实例，供设计时参考。

从结果看，在国标测试条件下，测得的噪声与样本标定值是一致的，但回风噪声比送风噪声大。实际使用工况与国标测试工况条件相差较大，设计中应注意消声处理。例如，对一

个已安装的室内风管机，按国标在点 1 测定的噪声最大值为 32dB (A)，而在设备下方 1.4m，测点与设备中心的水平距离为 2m，距地面 1.4m 处，其送风侧点 2 的噪声为 36.5dB (A)，回风侧 (点 4) 为 38.6dB (A)。如按图 4-11 布置时，其下部点 1 处室内机噪声大约为 38dB (A)，可见测点对结果的影响。在布置室内机时应注意机外余压是否满足设计要求以及是否满足室内噪声的要求。

4.3.8 应考虑室内机容量和处理能力有限

对于室内机，为了保持系统运行的稳定性，换热器 (蒸发器) 的排数是按一定的处理能力设计的，若在使用室内机时提高或降低进风温度，如夏季进风温度超过 30℃ 或冬季进风温度低于 15℃，都会造成室内机蒸发温度过高或冷凝温度过低，影响系统的安全运行。专门设计的新风机则另当别论。由于很难实现控制室内机送风温度达到很高的精度或更高的气流组织要求，所以多联机系统室内机不像水系统室内机那样对不同空气处理要求有很强的适应性。目前，多联机系统仅应用于舒适性空调，室内机处理风量较小 (最大达到 20000m³/h)，而水系统室内机处理空气能力可达每小时几十万立方米。多联机自控系统复杂，自成一体，室内机很难像水系统室内机那样可根据需要增加功能，更改控制程序，达到某一处理空气状态的需要。在应用多联机系统时，应首先明确应用场合是否适合，也就是说，能否满足空调的需要和系统设置的需要。如飞机场大厅对气流组织的要求较高，采用多联机系统无法满足需要。其次，在设计选用多联机时，应尽可能发挥多联机的优点，克服其缺点，扬长避短，既可降低相对造价，又满足了空调的需要。

4.3.9 新风机处理新风能力、规格有限

与水系统新风机相比，目前多联机系统的新风机规格型号较少，大部分生产厂家新风机风量仅有 500~2000m³/h；部分国内生产厂家的新风机风量可达 10000m³/h，但可靠性有待验证。多联机专用新风机的处理能力也有一定的范围，从 -5℃ 到 43℃，对新风的处理无法实现处理后新风状态点的控制。如客房或病房要求新风机担负室内湿负荷和部分热负荷，而室内机干工况运行，则多联机系统专用新风机无法实现此功能。水系统新风机无论处理能力还是型号规格，都是多联机系统专用新风机无法相比的。应注意新风供给方式对多联机的影响，多联机系统是否承担新风负荷及承担多少的问题。

4.3.10 多联机系统仅适合舒适性空调领域

对于有特殊参数要求的空调系统，如恒湿控制要求，恒湿控制要求冬季室温高于 30℃、夏季低于 20℃ 的场合，均不能使用普通变频多联机系统。

4.3.10.1 多联机的工作原理分析，无法满足恒温恒湿、净化的需要

(1) 多联机空调系统输送热量是依靠制冷剂相变完成的，制冷剂的汽化潜热是水系统显热的十多倍，系统制冷剂的流量非常小。不同的室外温度和室内温度波动，制冷剂冷凝后的温度压力也有波动，制冷剂的汽化潜热也有波动，对系统温度精确控制非常不利。因系统制冷剂的流量很小，仅为水系统的十几分之一，即使采用精确控制的电子膨胀阀调节控制，因受系统温度、压力的波动和同一系统中其他室内机的干扰，制冷剂的流量，也就是说室内机的制冷量或制热量也是波动的，送风温度无法达到室内恒温的控制。

(2) 室内机送风量在系统正常工作时，由控制调温的需要，特别是冬季送热风时，其送风量是变化的，无法满足室内恒温的需要。

(3) 目前国外部分厂家的室内机可配置加湿器，但也仅是用于舒适性空调，加湿量无法精确控制。

(4) 室内机送风机外余压很小，一般有恒温恒湿、净化要求的房间，因设有多级过滤，其系统的阻力很大，室内机机外余压无法满足系统需要。

(5) 制冷、制热转换时，系统送热风温差与送冷风温差有较大的差距，送热风温差大，即使供冷室内温度波动较小，供热时因送风温差较大，会造成室内温度波动范围大于制冷时室内温度波动范围。

4.3.10.2 送风量、送风温差、气流组织无法满足恒温恒湿、净化的需要

(1) 根据《采暖通风与空气调节设计规范》(GB50019—2003)第6.5.7、6.5.8条，空气调节系统上送风方式的夏季送风温差应根据送风口类型、安装高度、气流射程长度以及是否贴附等因素确定，在满足舒适和工艺要求的条件下，宜加大送风温差。舒适性空气调节的送风温差，当送风口高度小于或等于5m时，不宜大于10℃；当送风口高度大于5m时，不宜大于15℃。工艺性空气调节的送风温差宜按表4-27采用。

表 4-27 工艺性空气调节的送风温差

室温允许波动范围/℃	送风温差/℃	室温允许波动范围/℃	送风温差/℃
>±1.0	≤15	±0.5	3~6
±1.0	6~9	±0.1~0.2	2~3

对于工艺性空调，空调房间的换气次数不宜小于表4-28所列的数值。

表 4-28 工艺性空气调节换气次数

室温允许波动范围/℃	每小时换气次数	附 注
±1.0	5	高大空间除外
±0.5	8	
±(0.1~0.2)	12	工作时间不送风的除外

(2) 根据《洁净厂房设计规范》(GB50073—2001)第6.3.1、6.3.2、6.3.3条，气流流型的设计应符合下列要求：

① 气流流型应满足空气洁净度等级的要求。空气洁净度等级要求为1~4级时，应采用垂直单向流，空气洁净度要求为5级时，应采用垂直单向流或水平单向流。

② 空气洁净度要求为6~9级时，宜采用非单向流。

③ 洁净室工作区的气流分布应均匀。

④ 洁净室工作区的气流流速应满足生产工艺要求。

⑤ 洁净室的送风量，应取下列三项中的最大值：a. 为保证空气洁净度等级的送风量；b. 根据热、湿负荷计算确定的送风量；c. 向洁净室内供给的新鲜空气量。

为保证空气洁净度等级的送风量，按表4-29中有关数据进行计算或按室内发尘量进行计算。

通过以上两个规范可以看出，无论是送风量、换气次数要求，还是送风温差要求，多联机系统均无法满足恒温恒湿、净化的需要

4.3.10.3 多联机控制系统无法满足恒温恒湿、净化的需要

多联机控制系统的首要任务是控制系统的稳定性和安全性，空调系统的空气参数控制

是第二位的。而有恒温恒湿、净化需要的空调系统控制的首要任务是控制系统满足空调参数的需要，是第一位的。如多联机室外机冬季结霜，室外机必须除霜，否则系统制热量和系统的安全性将受到影响。当除霜时，室内机停止送热风，室内温度波动超出控制要求。

表 4-29 气流流型和送风量（静态）

空气洁净度等级	气流流型	平均风速/(m/s)	换气次数/h ⁻¹
2~3	单向流	0.3~0.5	
5	单向流	0.2~0.5	
6	非单向流	—	50~60
7	非单向流	—	15~25
8~9	非单向流	—	10~15

注：1. 换气次数适用于层高小于 4.0m 的洁净室；

2. 室内人员少、热源少时，宜采用下限值。

4.3.11 家用变频多联机系统设计应注意的问题

① 室内外机设计选型应充分考虑户间传热的影响；用户使用的特点是一进门即希望开启空调后很快达到室内设定温度，所以室内外机装机容量适当大一些。

② 考虑到家用空调夜间使用的特点，对于北方地区，室外冬季空调计算温度低于-5℃地区，宜采用集中供热冬季供暖，夏季采用变频多联机制冷，不宜采用变频多联机冬季供热。这种方式既可保证冬季供热效果，可利用集中供热的政策补贴，降低运行费用，可保证卫生间、厨房的供暖温度，又可减小室内外机型号规格，降低系统造价。

③ 注意室外机的放置。4 匹、5 匹、6 匹室外机形式与家用空调室外机形式一样，安装位置要求也相同，放置位置原则上要求管道长度越短越好；由于变频多联机系统 4 匹、5 匹、6 匹室外机可连接管长达 75m，高差可达 30m，可结合建筑物立面放置室外机，能很好地与建筑物配合；而家用机最大管长才 15m，无法与建筑物协调。8 匹以上室外机（前面介绍的商用变频多联机室外机）的形式与 6 匹以下室外机的形式完全不一样，外形尺寸相差较大。若选用 8 匹以上的商用变频多联机，其安装位置要求与设置原则与变频多联机系统要求完全一样，这里不再介绍。

④ 住宅层高较小，选用超薄风管机使用时应注意：预留检修孔和检修空间；超薄风管机样本给出的噪声均按国标 GB/T 18836—2002 测得，实际工程中房间内噪声是在房间中心距地面 1.1m 处测得。如采用直接下回风方式，噪声比样本给定值大约高 8~12dB (A)，不要使用直接下回风式。室内噪声要求较高，应注意噪声处理。

⑤ 其他方面的室内机机型选用与商用变频多联机室内机相同。

4.4 多联机空调系统在实际应用中常见的问题

多联机空调系统在实际应用中，常出现对多联机系统的一些要求不理解的现象。现就几个常见问题作一简要说明。

(1) 为什么多联机系统室内机连接有容量限制？

① 多联机系统室内机容量过小，系统运行能效比过小，运行不经济。

② 室内机配置容量过小，相对造价高。

③ 室内机容量过大，而室外机制冷制热有限，最大为额定值的108%左右，考虑到不同的使用系数和系统工作的安全性，负荷过大会使压缩机排气压力排气温度过高，以致烧坏压缩机，所以多联机系统对室内外机容量配比有限制。

为了确保系统多联机系统的经济性及可靠的运行，变频多联机系统对室内外机容量配比做了限制规定。

(2) 为什么室内外机安装有高差限制？

① 制冷剂在系统内有气液两种状态，特别是液态，受重力作用，当高差过大时，会严重影响压缩机的进排气压力和温度，造成排气压力和温度过高，以致烧坏压缩机，影响系统的安全运行。

② 回油的影响，高差过大，系统回油困难，会造成压缩机因缺油而烧坏。

(3) 为何多联机配管长度不宜过长，系统配管时管路越短越好？

① 优点 长配管设计可以为方便工程设计安装提供更大的自由度。

② 缺点 长配管会造成沿程阻力损失的增加，使空调系统的能力下降和耗功增加，对于R22系统，吸气管每18kPa的压力损失相当于蒸发温度降低1℃，排气管每20kPa的压力损失相当于冷凝温度升高1℃。经过理论计算和实验验证，管道当量长度每增加10m，会造成约2%~3%的制冷能力衰减（制热衰减约为0.5%~1%）。并且沿程阻力损失使连接管液管中的制冷剂的过冷度下降，甚至造成制冷剂蒸气的不断闪蒸，导致制冷剂密度减小，流速增大，进一步使阻力损失加大，对空调系统的能力和功耗造成不利，并影响电子膨胀阀的工作。同时，闪蒸气体流经电子膨胀阀容易产生额外的噪声。

如果增大连接管的直径，降低流速，从而降低阻力损失。但流速的下降，又会影响空调系统的回油，控制系统就会更加频繁地进行回油运转以确保系统的安全性和可靠性，从而增加额外的功耗。

③ 结论 从技术上讲，增加冷凝器出口处制冷剂的过冷度和保证连接管中带油所必须的制冷剂流速，就可以使系统允许的连接管长度增加。但长配管会造成空调系统的能力下降和耗功增加。为了保证空调系统的性能指标，在系统配管设计时管路越短越好。

长配管设计可以为工程设计安装提供更大的自由度，但是以牺牲空调系统的性能为代价的，所以在实际的工程设计上应该尽量避免。

(4) 为什么变频多联机系统夏季室内机制冷，冬季室外机制热不用干球温度而选用湿球温度作为选择参数？

夏季制冷室内机和冬季制热室外机换热器均为蒸发器，蒸发吸热时伴随有空气潜热变化，所以空气的湿球温度对换热的影响比干球温度要大。特别是在冬季制热时，空调选型根据湿球温度更能准确地计算室外机实际的制热容量，并非为了混淆概念（有些厂家选用干球温度作为选择参数）。湿球温度的测量不如干球温度测量方便，可根据当地冬季平均的相对湿度，查湿空气焓湿图得到湿球温度。

(5) 变频多联机系统是否在室外空气温度低于-20℃WB空调就不能启动了？

① 空气源热泵系统的制热能力与室外环境温度的高低密切相关，环境温度的下降引起蒸发温度下降，造成热流密度、蒸发压力及制冷剂质量流量均下降，故导致了换热器管内表面传热系数较大的下降，当蒸发温度为-20℃时，管内制冷剂侧的表面传热系数仅为蒸发温度为0℃时的33%。管内表面传热系数的下降，必然影响制冷剂与空气流之间的传热系数，进而恶化低温环境下空气源热泵的工作条件。由于蒸发压力的降低，导致压缩机压比增大，

使压缩机的泄漏加剧和容积效率降低。从理论上讲，空气源热泵系统在低温条件下的制热能力的衰减问题依靠变频多联机系统现有的设计无法克服。

② 对于变频多联机系统来说，当室外温度为 -15°C WB 时，空调系统的实际制热能力衰减为额定能力的62%左右， -20°C WB 时衰减为不到50%。对于定速的多联机系统， -15°C WB 时系统制热能力仅为额定能力的44%左右，这种衰减已经很难满足室内供热量的需要。

③ 低温条件下润滑油黏度增大，影响系统的回油和压缩机的润滑，导致空调系统的使用寿命缩短。

(6) 整装一体室外机和模块组合室外机相比有何优势，也就是说为何室外机不宜过大？

① 较大型室外机有两种型式：整装一体室外机和模块组合室外机。整装一体室外机由单一模块组成，而模块组合室外机由不同容量的多个模块组合而成。单模块室外机一般由一台变频压缩机和一台（或多台）定频压缩机组成，多联机生产厂家一般选用性能优越的涡旋式压缩机。涡旋式压缩机具有结构简单、运动部件少等优点，但对其加工精度要求极高，对材料的耐磨性、耐热性要求更为特殊，对润滑系统要求极高。单台涡旋式压缩机仅适合于制冷能力为 $8.4\sim 42\text{kW}$ 的室外机。根据压缩机的特性和制冷系统的优化要求，整装一体室外机的性能好于模块组合室外机的性能，小容量室外机好于大容量室外机，原则上定频与变频组合后的室外机容量不宜过大。另外，多联机冬季融霜好坏对供热影响很大，而多台单模块组合而成的室外机融霜控制很难实现。室外机不宜组合过大，如室外机组合过大，针对由于环境温度过低与管路过长带来的液体回流、液态制冷剂再闪蒸和回油困难等问题，需要增加一些辅助回路与附件，致使系统复杂，更重要的是将造成过多能量消耗，以及系统难以稳定运行。额定制冷量以不大于 56kW 为好，而且，室外机尽可能分散布置。

② 一般认为在大部分空调场合，采用整装一体室外机好于采用模块组合室外机。整装一体室外机与模块组合室外机相比，具有以下特点：a. 整装一体室外机的尺寸要小于模块组合室外机，因为模块组合技术要求室外机换热能力留有余量以弥补相邻模块安装位置造成的换热能力损失；b. 整装一体室外机的安装工作量要小于模块组合室外机，模块组合室外机配管的安装量和安装难度要大一些；c. 整装一体室外机的工作可靠性要高于模块组合式，模块组合室外机制冷剂的分配、压缩机的回油和均油以及控制系统比整装一体室外机的技术环节复杂；d. 整装一体室外机的稳定性好于模块组合室外机，特别是冬季制热，影响冬季制热效果很重要的因素是除霜，模块组合室外机的除霜系统控制复杂，可靠性低，除霜时各模块间又相互制约影响，造成模块组合式整机的制热能力下降，稳定性下降。

表4-27给出了某著名品牌2006年最新一代部分产品单模块室外机COP值随容量的变化情况。模块组合后，因模块匹配损失，COP值随容量的增加降低会更多。

表 4-30 单模块室外机 COP 值随容量的变化情况

室外机容量 (HP)	COP 值	减小值	减小百分数/%	COP 最大减少百分数/%
8	4.27	—	—	26(8HP 与 16HP 室外机相比)
10	3.77	0.5	12	
12	3.75	0.02	0.5	
14	3.23	0.52	14	
16	3.17	0.06	1.9	

4.5 多联机设计步骤举例

工程概况：工程为浙江某单位办公楼空调工程，设在高层写字楼顶部七到九层上（九层为屋顶层），每层框架结构面积为 1030m²，建筑层高 3.3m。

(1) 确定空调方案 该工程为某企业办公用房，空调设计要求：空调系统独立计费，各房间空调使用时间不一致，应满足夜间加班、节假日加班的需要，运行费用要节省。该空调系统确定选用变频多联机系统。室外机可放置在屋顶，管路长度满足变频多联机系统的要求。

(2) 确定新风方案 为节约运行费用，保证各办公室的新风量，根据浙江夏季高温高湿的气候特点，采用全热交换器回收排出空气的冷热量。

(3) 负荷计算 夏季、冬季计算结果如表 4-31、表 4-32 所示。本计算采用鸿业负荷计算软件计算。

表 4-31 空调冷、热负荷计算表

房号	计算方式	各时刻空调冷负荷/W											总热负荷 /W
		8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	
701	不含新风	3498	3600	3737	3849	3923	3998	4097	4125	4092	4017	3840	4062
	含新风	3679	3781	3918	4030	4104	4179	4278	4306	4273	4198	4021	
702	不含新风	1398	1617	1923	2180	2346	2338	2207	1973	1773	1639	1476	1911
	含新风	1579	1798	2104	2361	2527	2519	2388	2154	1954	1820	1657	
703	不含新风	1398	1617	1923	2180	2346	2338	2207	1973	1773	1639	1476	3524
	含新风	2266	2485	2791	3048	3214	3206	3075	2841	2641	2507	2344	
704	不含新风	1290	1516	1830	2093	2263	2258	2127	1893	1690	1551	1378	1450
	含新风	1471	1697	2011	2274	2444	2439	2308	2074	1871	1732	1559	
705	不含新风	4562	4789	5102	5365	5535	5530	5400	5166	4963	4823	4651	3524
	含新风	5430	5657	5970	6233	6403	6398	6268	6034	5831	5691	5519	
706	不含新风	1290	1516	1830	2093	2263	2258	2127	1893	1690	1551	1378	1450
	含新风	1471	1697	2011	2274	2444	2439	2308	2074	1871	1732	1559	
707	不含新风	4562	4789	5102	5365	5535	5530	5400	5166	4963	4823	4651	3524
	含新风	5430	5657	5970	6233	6403	6398	6268	6034	5831	5691	5519	
708	不含新风	1290	1516	1830	2093	2263	2258	2127	1893	1690	1551	1378	1450
	含新风	1471	1697	2011	2274	2444	2439	2308	2074	1871	1732	1559	
709	不含新风	4562	4789	5102	5365	5535	5530	5400	5166	4963	4823	4651	3524
	含新风	5430	5657	5970	6233	6403	6398	6268	6034	5831	5691	5519	
710	不含新风	1290	1516	1830	2093	2263	2258	2127	1893	1690	1551	1378	1450
	含新风	1471	1697	2011	2274	2444	2439	2308	2074	1871	1732	1559	
711	不含新风	5599	5672	5644	5534	5473	5483	5473	5429	5379	5342	5284	6043
	含新风	6575	6648	6620	6510	6449	6459	6449	6405	6355	6318	6260	
712	不含新风	3783	4004	3740	3145	2741	2673	2583	2419	2213	2007	1756	2022
	含新风	3964	4185	3921	3326	2922	2854	2764	2600	2394	2188	1937	

续表

房号	计算方式	各时刻空调冷负荷/W											总热负荷 /W
		8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	
713	不含新风	11222	11688	10781	9013	7822	7646	7501	7220	6789	6330	5777	5954
	含新风	11981	12447	11540	9772	8581	8405	8260	7979	7548	7089	6536	
714	不含新风	725	725	725	725	725	725	725	725	725	725	725	546
	含新风	906	906	906	906	906	906	906	906	906	906	906	
715	不含新风	3702	3842	3953	4026	4094	4114	4122	4080	3987	3964	3941	5713
	含新风	4786	4926	5037	5110	5178	5198	5206	5164	5071	5048	5025	
716	不含新风	3553	3726	3862	3951	4035	4059	4069	4018	3903	3875	3847	4959
	含新风	4204	4377	4513	4602	4686	4710	4720	4669	4554	4526	4498	
717	不含新风	1527	1614	1682	1727	1768	1780	1785	1760	1702	1688	1674	2043
	含新风	1763	1850	1918	1963	2004	2016	2021	1996	1938	1924	1910	
718	不含新风	2802	2884	2949	2993	3035	3049	3057	3035	2983	2975	2967	6113
	含新风	4103	4185	4250	4294	4336	4350	4358	4336	4284	4276	4268	
801	不含新风	1967	2071	2209	2322	2397	2472	2571	2599	2566	2490	2311	2561
	含新风	2148	2252	2390	2503	2578	2653	2752	2780	2747	2671	2492	
802	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
803	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
804	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
805	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
806	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
807	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
808	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
809	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
810	不含新风	1598	1817	2123	2380	2546	2538	2407	2173	1973	1839	1676	1911
	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	
811	不含新风	602	658	737	805	849	850	819	764	716	686	646	882
	含新风	710	766	845	913	957	958	927	872	824	794	754	
812	不含新风	6565	6803	6409	5603	5072	5012	4945	4796	4589	4374	4102	4688
	含新风	6746	6984	6590	5784	5253	5193	5126	4977	4770	4555	4283	

续表

房号	计算方式	各时刻空调冷负荷/W											总热负荷 /W
		8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	
813	不含新风	6396	6714	6121	4957	4174	4059	3963	3774	3482	3177	2809	3056
	含新风	6577	6895	6302	5138	4355	4240	4144	3955	3663	3358	2990	
814	不含新风	3654	3729	3566	3256	3046	3015	2990	2943	2873	2795	2700	2210
	含新风	4197	4272	4109	3799	3589	3558	3533	3486	3416	3338	3243	
815	不含新风	2795	2943	3059	3136	3208	3228	3237	3193	3094	3071	3046	5841
	含新风	3880	4028	4144	4221	4293	4313	4322	4278	4179	4156	4131	
816	不含新风	902	902	902	902	902	902	902	902	902	902	902	1637
	含新风	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	
817	不含新风	902	902	902	902	902	902	902	902	902	902	902	1637
	含新风	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	
818	不含新风	3606	3693	3760	3805	3847	3859	3864	3839	3781	3767	3753	4117
	含新风	4474	4561	4628	4673	4715	4727	4732	4707	4649	4635	4621	
819	不含新风	1103	1189	1257	1302	1344	1356	1361	1336	1278	1264	1250	2043
	含新风	1284	1370	1438	1483	1525	1537	1542	1517	1459	1445	1431	
820	不含新风	4589	4883	5114	5266	5405	5442	5453	5362	5162	5106	5050	10473
	含新风	6758	7052	7283	7435	7574	7611	7622	7531	7331	7275	7219	
821	不含新风	1311	1307	1304	1303	1303	1305	1308	1312	1317	1323	1329	2323
	含新风	1854	1850	1847	1846	1846	1848	1851	1855	1860	1866	1872	
901	不含新风	2013	2124	2300	2484	2657	2848	3066	3207	3269	3262	3117	—
	含新风	2556	2667	2843	3027	3200	3391	3609	3750	3812	3805	3660	
902	不含新风	5593	6295	7405	8520	9483	10000	10163	9986	9823	9730	9377	7712
	含新风	5774	6476	7586	8701	9664	10181	10344	10167	10004	9911	9558	
903	不含新风	1976	2211	2570	2919	3208	3341	3355	3256	3168	3111	2979	3890
	含新风	2627	2862	3221	3570	3859	3992	4006	3907	3819	3762	3630	
904	不含新风	1371	1603	1945	2261	2505	2587	2546	2397	2266	2178	2031	1870
	含新风	1479	1711	2053	2369	2613	2695	2654	2505	2374	2286	2139	
905	不含新风	3992	4466	5219	5980	6645	7013	7145	7049	6957	6903	6667	5146
	含新风	4173	4647	5400	6161	6826	7194	7326	7230	7138	7084	6848	
906	不含新风	9578	10381	10900	11072	11501	12149	12538	12566	12493	12386	11919	17489
	含新风	11385	12188	12707	12879	13308	13956	14345	14373	14300	14193	13726	
907	不含新风	10028	10433	9780	8495	7752	7887	8059	8101	7976	7763	7386	7746
	含新风	10896	11301	10648	9363	8620	8755	8927	8969	8844	8631	8254	
908	不含新风	2305	2461	2636	2822	3046	3245	3439	3571	3623	3706	3735	5503
	含新风	2848	3004	3179	3365	3589	3788	3982	4114	4166	4249	4278	
909	不含新风	3027	3231	3450	3677	3945	4176	4400	4544	4586	4677	4704	7940
	含新风	4112	4316	4535	4762	5030	5261	5485	5629	5671	5762	5789	
910	不含新风	3691	3882	4118	4395	4736	5060	5383	5627	5761	5917	5981	9866
	含新风	4992	5183	5419	5696	6037	6361	6684	6928	7062	7218	7282	

注：1. 大办公室、健身房、会议室每人新风量按 30m³/h 计算，个人办公室每人新风量按 50m³/h 计算；

2. 新风采用全热交换器处理，回收热量按 50% 计算。

(4) 划分多联机系统, 确定室外机的位置 屋顶空间较大, 根据管长最短原则, 初步确定室外机分散放置在屋面东西两侧, 以减短室内外机之间的管路长度。

(5) 室内机选择计算 按 4.2.5 中 (1)、(2) 进行计算。

① 按制冷选 室内机按公式选择。

$$Q_{nm} = kQ_{nj} = 1.25Q_{nj}$$

式中 k ——室内计算负荷放大系数, 取 1.25。

根据 Q_{nm} 选出室内机。

② 按制热选 室内机按公式选择。

$$Q_{nm} = kQ_{nj} = 1.25Q_{nj}$$

式中 k ——室内计算负荷放大系数, 取 1.25。

根据 Q_{nm} 选出室内机。

根据上述计算得出的供冷 Q_{nm} 和供热 Q_{nm} , 分别选出室内机型号, 取其中大的型号为选定机型。室内机除个别房间选择风管机外, 其余房间均选择四面出风嵌入式室内机, 为节省造价, 在满足室内气流组织的前提下, 尽量选择了大型号的室内机, 以减少室内机的数量。室内机选择表见表 4-32。

表 4-32 室内机选择表

房间号	最大冷负荷/W	修正后冷负荷/W	按制冷量选机器	空调热负荷/W	修正后额定制热量/W	按制热量选机器	确定机型	室外机型	室内机配比/%
701	4776	5970	71	4062	5078	56	71	560	101
702	2527	3159	40	1911	2389	28	40		
703	6403	8004	80	3524	4405	56	80		
704	2444	3055	40	1450	1813	28	40		
705	6403	8004	80	3524	4405	56	112		
706	2444	3055	40	1450	1813	28	40		
716	4720	5900	71	4959	6199	71	71		
717	2021	2526	28	2043	2554	28	28		
718	4358	5448	56	6113	7641	80	80		
707	6403	8004	80	3524	4405	56	80		
708	2444	3055	40	1450	1813	28	40		
709	6403	8004	80	3524	4405	56	80		
710	2444	3055	40	1450	1813	28	40		
711	6648	8310	80	6043	7554	71	80		
712	4185	5231	56	2022	2528	28	56		
713	12447	15559	80+80	5954	7443	80	80+80		
714	906	1133	28	546	683	28	28		
715	5206	6508	71	5713	7141	71	71		

续表

房间号	最大冷负荷/W	修正后冷负荷/W	按制冷量选机器	空调热负荷/W	修正后额定制热量/W	按制热量选机器	确定机型	室外机型	室内外形机配比/%
801	2780	3475	40	2561	3201	40	40	450	1.2
802	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
803	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
804	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
805	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
806	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
807	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
818	4732	5915	71	4117	5146	56	71		
819	1542	1928	28	2043	2554	28	28		
820	7622	9528	112	10473	13091	140	140		
821	1872	2340	28	2323	2904	28	28		
808	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
809	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
810	2727	3409	40	1911	2389	28	40		
811	958	1198	28	882	1103	28	140		
812	6984	8730	112	4688	5860	71			
813	6895	8619	112	3056	3820	40		112	
814	4272	5340	56	2210	2763	28		71	
815	4322	5403	56	5841	7301	71		71	
816	1445	1806	28	1637	2046	28		28	
817	1445	1806	28	1637	2046	28		28	
901	3812	4765	56	4517	5646	56		56	
902	10344	12930	71+71	7712	9640	112	71+71		
903	4006	5008	56	3890	4863	56	56		
909	5789	7236	80	7940	9925	112	112		
910	7282	9103	112	9866	12333	112	112		
904	2654	3318	40	1870	2338	28	40		
905	7326	9158	112	5146	6433	71	112		
906	14373	17966	112+112	17489	21861	112+112	112+112		
907	8969	11211	112	7746	9683	112	112		
908	4278	5348	56	5503	6879	71	71		

(6) 根据系统划分计算选择室外机 先根据划分系统计算系统负荷,夏季冷负荷计算结果和冬季热负荷计算结果见表 4-33。

根据各系统计算负荷,按 4.2.6 的计算步骤计算选择室外机,并根据夏季供冷、冬季供热分别选出的室外机,取其中大的型号,若所选型号过大或过小,则重新划分系统,重复以上步骤,直到选出合适的室外机为止。划分系统时,尽量不要跨层,同一系统室外机的规格尽量相近。

① 按制冷选 室外机按公式选择,式中 β 为设备运行污垢系数, β 取 1.05; n_1 为管长修正系数,查图 4-4 曲线, n_1 为 0.87; n_2 为室外机进风、室内机回风温度修正系数,见表 4-12, n_2 为 0.94; 负荷放大系数取 1.05。

$$Q_m = \beta \sum Q_{n\max} / (n_1 n_2) = 1.45 \sum Q_{n\max}$$

根据 Q_m 选出室外机。

表 4-33 系统负荷计算表

房间编号		系统负荷/W											区域最大冷负荷/W	房间热负荷/W	区域热负荷/W	
		8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00				
701	含新风	4149	4251	4388	4500	4574	4649	4748	4776	4743	4668	4491	36099	4062		
702	含新风	1579	1978	2284	2541	2707	2700	2568	2335	2134	2001	1838		1911		
703	含新风	5430	5657	5970	6233	6403	6398	6268	6034	5831	5691	5519		3524		
704	含新风	1471	1697	2011	2274	2444	2439	2308	2074	1871	1732	1568		1450		
705	含新风	5430	5657	5970	6233	6403	6398	6268	6034	5831	5691	5519		3524		
706	含新风	1471	1697	2011	2274	2444	2439	2308	2074	1871	1732	1559		1450		
716	含新风	4204	4377	4513	4602	4686	4710	4720	4669	4554	4526	4498		4959		
717	含新风	1763	1850	1918	1963	2004	2016	2021	1996	1938	1924	1910		2043		
718	含新风	4103	4185	4250	4294	4336	4350	4358	4336	4284	4276	4268		6113		29026
K1 区域逐时负荷		29600	31349	33315	34914	36001	36099	35567	34328	33057	32241	31170		29036		
707	含新风	5430	5657	5970	6233	6403	6398	6268	6034	5831	5691	5519	43988	3524		
708	含新风	1471	1697	2011	2274	2444	2439	2308	2074	1871	1732	1559		1450		
709	含新风	5430	5657	5970	6233	6403	6398	6268	6034	5831	5691	5519		3524		
710	含新风	1471	1697	2011	2274	2444	2439	2308	2074	1871	1732	1559		1450		
711	含新风	6577	6650	6622	6512	6451	6461	6451	6407	6357	6320	6262		6043		
712	含新风	3964	4185	3921	3326	2922	2854	2764	2600	2394	2188	1937		2022		
713	含新风	11981	12447	11540	9772	8581	8405	8260	7979	7548	7089	6536		5954		
714	含新风	906	906	906	906	906	906	906	906	906	906	906		546		
715	含新风	4786	4926	5037	5110	5178	5198	5206	5164	5071	5048	5025		5713		
K2 区域逐时负荷		42016	43822	43988	42640	41732	41498	40739	39272	37680	36397	34822		30226		30226
801	含新风	2148	2252	2390	2503	2578	2653	2752	2780	2747	2671	2492	31971	2561	31072	
802	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857		1911		
803	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857		1911		
804	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857		1911		
805	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857		1911		
806	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857		1911		
818	含新风	4474	4561	4628	4673	4715	4727	4732	4707	4649	4635	4621		4117		
819	含新风	1284	1370	1438	1483	1525	1537	1542	1517	1459	1445	1431		2043		
820	含新风	6758	7052	7283	7435	7574	7611	7622	7531	7331	7275	7219		10473		
821	含新风	1854	1850	1847	1846	1846	1848	1851	1855	1860	1866	1872		2323		
K3 区域逐时负荷		25413	27075	29106	30745	31873	31971	31439	30160	28816	27992	26920		31072		

续表

房间编号		系统负荷/W											区域最大冷负荷/W	房间热负荷/W	区域热负荷/W		
		8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00					
807	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857	34096	1911			
808	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857		1911			
809	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857		1911			
810	含新风	1779	1998	2304	2561	2727	2719	2588	2354	2154	2020	1857		1911			
811	含新风	710	766	845	913	957	958	927	872	824	794	754		882			
812	含新风	6746	6984	6590	5784	5253	5193	5126	4977	4770	4555	4283		4688			
813	含新风	6577	6895	6302	5138	4355	4240	4144	3955	3663	3358	2990		3056			
814	含新风	4197	4272	4109	3799	3589	3558	3533	3486	3416	3338	3243		2210			
815	含新风	3880	4028	4144	4221	4293	4313	4322	4278	4179	4156	4131		5841			
816	含新风	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445		1637			
817	含新风	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445	1445		1637			
K4 区域逐时负荷		32116	33827	34096	31544	32245	32028	31294	29874	28358	27171	25719		27595		27595	
901	含新风	2556	2667	2843	3027	3200	3391	3609	3750	3812	3805	3660		30381		4517	33925
902	含新风	5774	6476	7586	8701	9664	10181	10344	10167	10004	9911	9558				7712	
903	含新风	2627	2862	3221	3570	3859	3992	4006	3907	3819	3762	3630				3890	
909	含新风	4112	4316	4535	4762	5030	5261	5485	5629	5671	5762	5789				7940	
910	含新风	4992	5183	5419	5696	6037	6361	6684	6928	7062	7218	7282				9866	
K5 区域逐时负荷		20061	21504	23604	25756	27790	29186	30128	30381	30368	30458	29919	33925				
904	含新风	1479	1711	2053	2369	2613	2695	2654	2505	2374	2286	2139	37234	1870	37754		
905	含新风	4173	4647	5400	6161	6826	7194	7326	7230	7138	7084	6848		5146			
906	含新风	11385	12188	12707	12879	13308	13956	14345	14373	14300	14193	13726		17489			
907	含新风	10896	11301	10648	9363	8620	8755	8927	8969	8844	8631	8254		7746			
908	含新风	2848	3004	3179	3365	3589	3788	3982	4114	4166	4249	4278		5503			
K6 区域逐时负荷		30781	32851	33987	34137	34956	36388	37234	37191	36822	36443	35245		37754			

② 按控制热选 室外机按公式选择, 式中 β 为设备运行污垢系数, β 取 1.05; n_1 为管长修正系数, 查图 4-5 曲线, n_1 为 0.94; n_2 为室外机进风、室内机回风温度修正系数, 查表 4-13, n_2 为 0.77; n_3 为除霜修正系数, 查表 4-14, n_3 为 0.95; 负荷放大系数取 1.05。

$$Q_m = \beta \sum Q_n / (n_1 n_2 n_3) = 1.75 \sum Q_n$$

根据 Q_m 选出室内机。

根据夏季、冬季所选出的室外机型号, 取其中大的型号, 室外机选择计算结果见表 4-34。

表 4-34 室外机选择计算表

室外机选择计算 (系统号)	最大冷负荷/W	修正后额定 制冷量/W	按制冷量 选机器	空调热 负荷/W	修正后额定 制热量/W	按制热量 选机器	确定机型
K1 区域逐时负荷	36099	48734	560	29026	46442	450	560
K2 区域逐时负荷	43988	59384	560	30226	48362	450	560
K3 区域逐时负荷	31971	43161	450	31072	49715	450	450
K4 区域逐时负荷	34096	46030	530	27595	44152	450	530
K5 区域逐时负荷	30381	41014	450	33925	54280	530	530
K6 区域逐时负荷	37234	50266	530	37754	60406	560	560

图例

表 4-35 系统设备表

序号	系统号	室内机编号	室内机名称	室内机型号	数量	室外机型号	数量	备注	符号	名称
1	K1	K1-1	四面出风嵌入式	RCI-28FSG2Q	1	RAS-560FS3Q	1	系统号即室外机编号		空调冷媒管
2		K1-2	四面出风嵌入式	RCI-40FSG2Q	3					冷凝水管
3		K1-3	四面出风嵌入式	RCI-71FSG2Q	2					空调室外机
4		K1-4	四面出风嵌入式	RCI-80FSG2Q	1					空调室内机(天花板内置风管式)
5	K2	K1-5	天花板内藏风管式	RPI-80FSG1Q	2	RAS-560FS3Q	1	系统号即室外机编号		空调室内机(四面出风嵌入式)
6		K2-1	四面出风嵌入式	RCI-28FSG2Q	1					冷媒管分支管
7		K2-2	四面出风嵌入式	RCI-40FSG2Q	2					散流器送风口
8		K2-3	四面出风嵌入式	RCI-56FSG2Q	1					回风口
9	K3	K2-4	四面出风嵌入式	RCI-80FSG2Q	3	RAS-450FS3Q	1	系统号即室外机编号		散流器送风口
10		K2-5	天花板内藏风管式	RPI-80FSG2Q	3					回风口
11		K3-1	四面出风嵌入式	RCI-28FSG2Q	2					标高
12		K3-2	四面出风嵌入式	RCI-40FSG2Q	7					矩形风管及管径
13	K4	K3-3	四面出风嵌入式	RCI-140FSG2Q	1	RAS-530FS3Q	1	系统号即室外机编号		圆形风管及管径
14		K3-4	天花板内藏风管式	RPI-71FSG2Q	1					防火阀、排烟阀
15		K4-1	四面出风嵌入式	RCI-28FSG2Q	2					蝶阀或对冲开多叶调节阀
16		K4-2	四面出风嵌入式	RCI-40FSG2Q	3					管道式消声器
17	K5	K4-3	四面出风嵌入式	RCI-56FSG2Q	1	RAS-530FS3Q	1	系统号即室外机编号		消声弯头
18		K4-4	四面出风嵌入式	RCI-71FSG2Q	1					回风口
19		K4-5	四面出风嵌入式	RCI-112FSG2Q	1					送风口
20		K4-6	天花板内藏风管式	RPI-140FSG1Q	1					送风口
21	K6	K5-1	四面出风嵌入式	RCI-56FSG2Q	2	RAS-560FS3Q	1	系统号即室外机编号		回风口
22		K5-2	四面出风嵌入式	RCI-71FSG2Q	2					送风口
23		K5-3	四面出风嵌入式	RCI-112FSG2Q	1					送风口
24		K5-4	天花板内藏风管式	RPI-112FSG1Q	1					送风口
25	K6	K6-1	四面出风嵌入式	RCI-40FSG2Q	1	RAS-560FS3Q	1	系统号即室外机编号		回风口
26		K6-2	四面出风嵌入式	RCI-56FSG2Q	1					送风口
27		K6-3	四面出风嵌入式	RCI-112FSG2Q	4					送风口

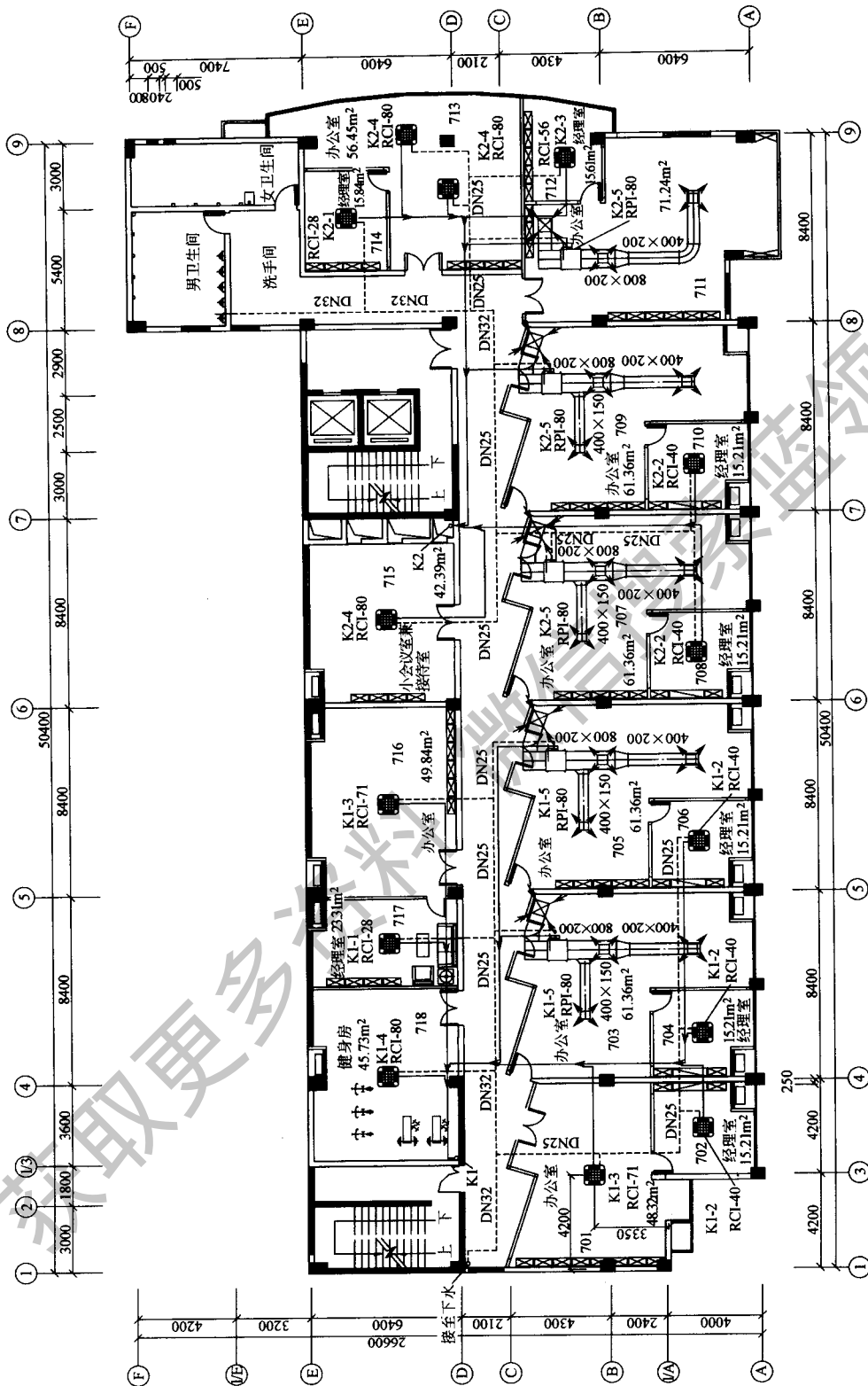


图 4-43 七层空调管道设备平面图

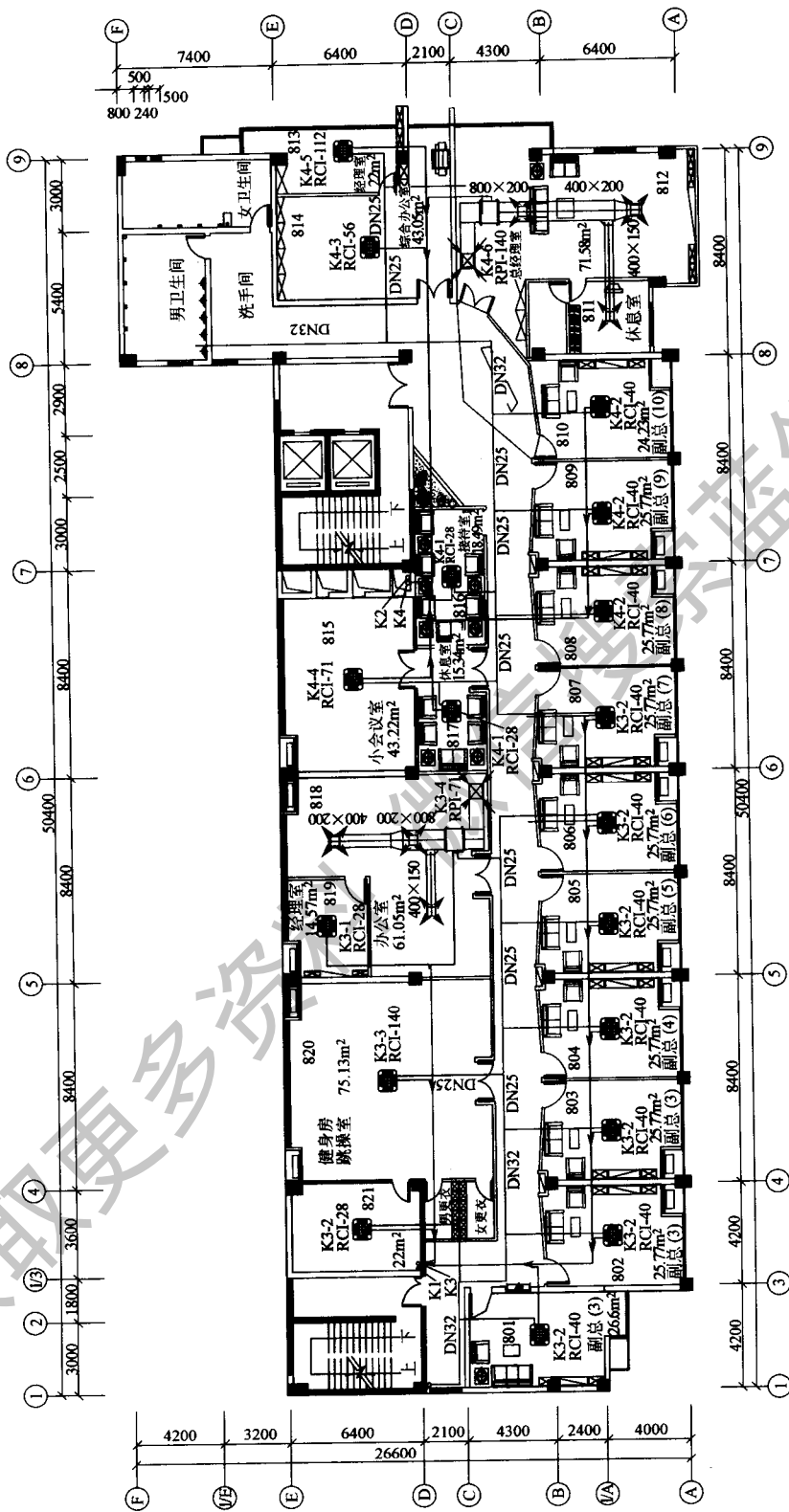


图 4-44 八层空调管道设备平面图

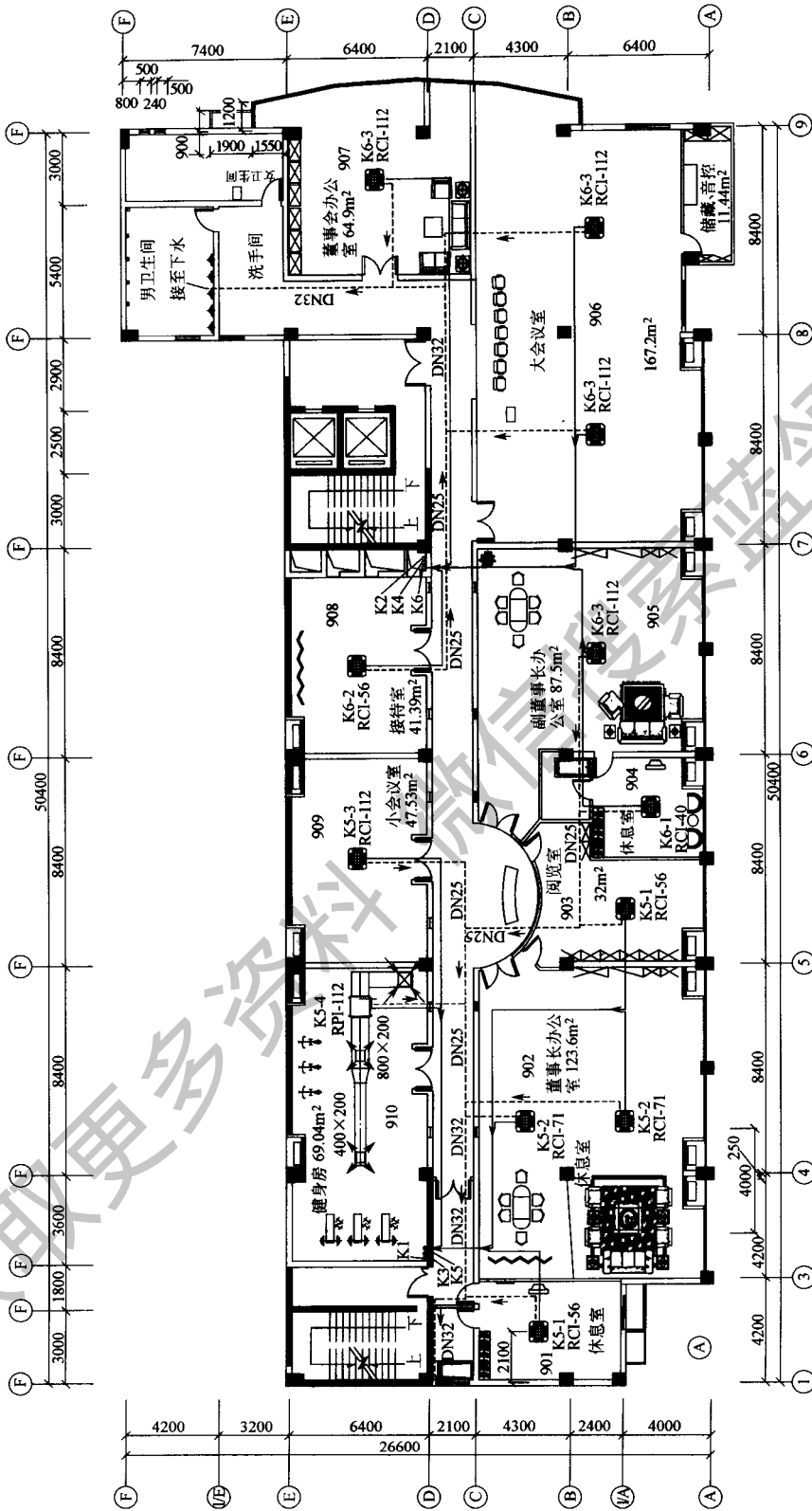


图 4-45 九层空调管道设备平面图

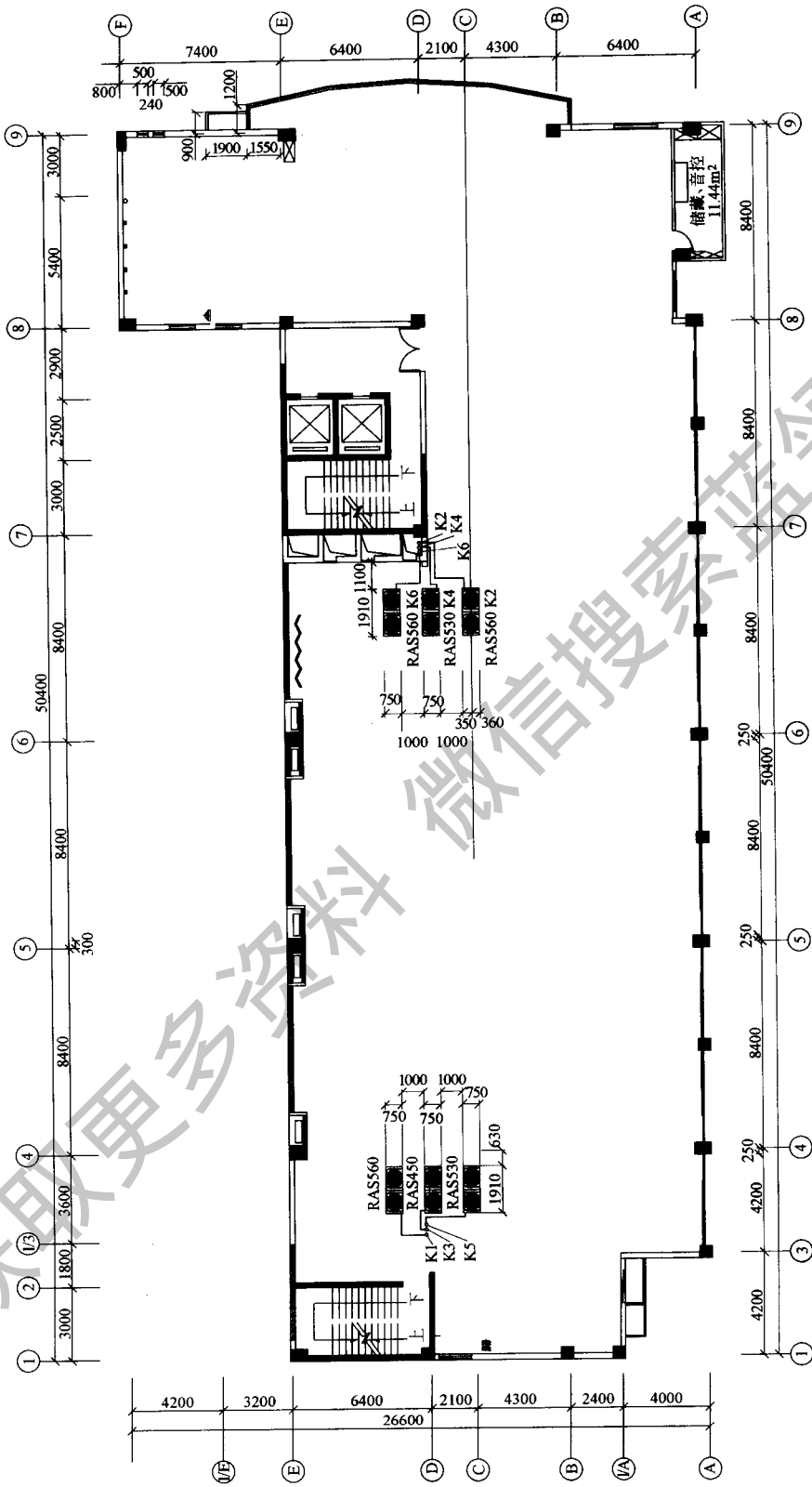


图 4-46 屋顶设备平面图

(7) 校核各室内机实际供冷量、供热量 根据选择室外机和室内机,按 4.2.7 校核室内机实际供冷量和供热量,若实际供冷量或供热量过大或过小,可适当减小或增大室内机或室外机一个规格,正常情况下可不再做校核计算。

(8) 检查各系统的室内外机配比 根据各系统室内外机的型号,检查各系统的配比,确保各系统室内外机配比在 50%~130% 范围内,建议配比在 75%~120% 范围内,若配比过大或过小,可适当增大室外机型号或增大室内机型号。

(9) 新风设备选型计算 根据确定的新风方案,按各房间的设计人数及每人新风量计算出每层新风量,新风设备选型略。

(10) 布置室内机 按照管路最短原则,室内机布置时,尽量考虑室内机距主管路较近的位置,其他与传统空调布置方式相同。

(11) 布置新风系统 参见 4.2.11 节。

(12) 布置室外机 按照多联机设计的基本原则,在满足室外机自然通风的条件下,室外机尽可能靠近管井布置,以减少管路的衰减。

(13) 连接管路,标注配管管径和分歧管型号规格 根据所选室内外机规格型号布置室内外机和制冷剂管道。计算标注制冷剂管道管径、分歧管型号、冷凝水管径。多联机系统设备管道布置设备表见表 4-35,图 4-43 为七层管道平面图,图 4-44 为八层管道平面图,图 4-45 为九层管道平面图,图 4-46 为屋顶设备布置平面图,图 4-47 为空调系统图。

本工程实例未包括新风系统设计,新风系统设计没有特别之处。

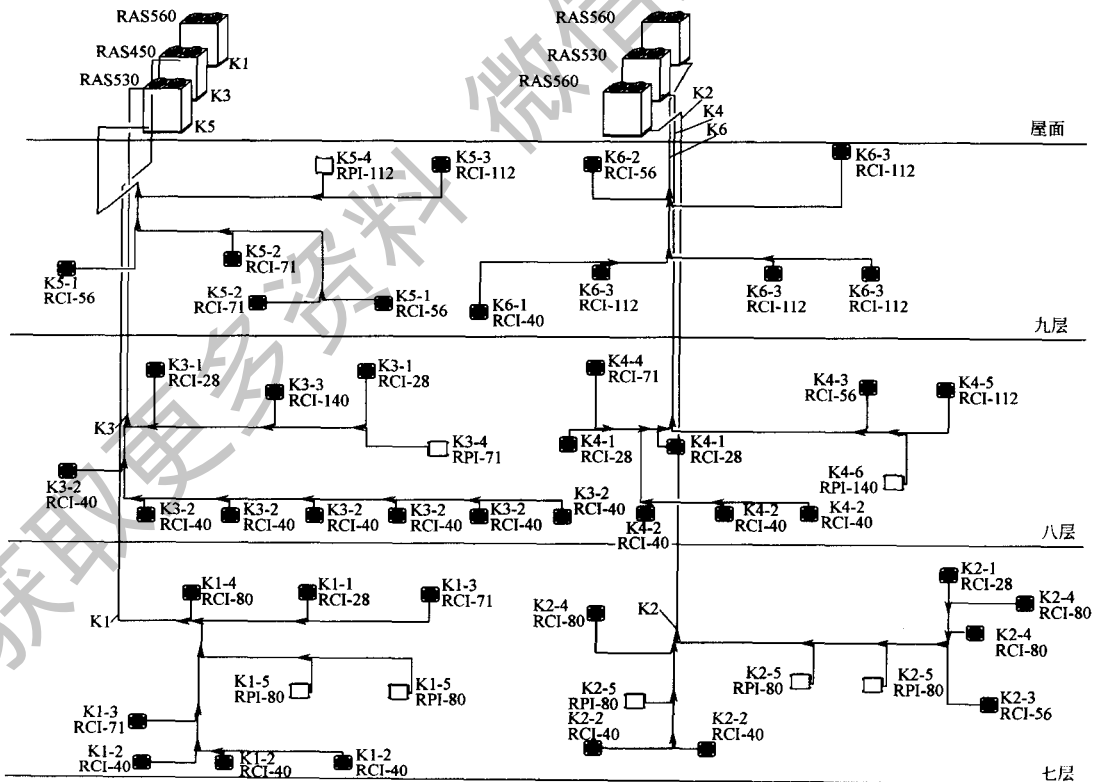


图 4-47 空调系统图

5 变频多联机的控制系统和计费系统

5.1 变频多联机机组的控制策略

5.1.1 变频多联机机组的控制要求

变频多联机的工作原理是建立在单级压缩制冷循环的基础之上的,无论是制冷循环还是热泵循环,制冷剂都经过了如图 5-1 所示的四个过程。对于变频多联机系统,虽然基本工作原理与传统空调没有太多差别,但由于一个室外机拖动多个室内机,室外机采用变频压缩机,用电子膨胀阀取代了传统的毛细管和热力膨胀阀,还有许多特殊之处需要考虑。

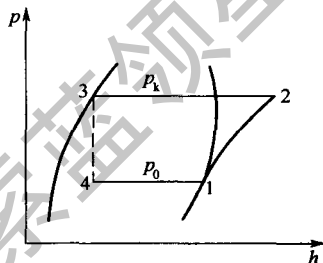


图 5-1 单级压缩理论循环图

(1) 室内外机的独立控制与自由组合 变频多联机的特点是一台室外机拖动多个室内机,室内机之间存在耦合,每个室内机相互影响,如果一个室内机工况发生了变化,将会影响其他室内机工作的稳定性。而且,变频多联机的室内机一般具有自由组合、数量不确定的特点,同样能力的室内机之间具有任意更换的特点,因此,对控制策略提出了更高的要求,室内机和室外机必须要独立控制,而不能作为一个整体,并且控制系统必须具有解耦功能、随意移植和扩展性。室内机的个数 i 与控制系统无关,可以任意增加和减少室内机个数而控制系统无需改动;室内机可以一台运行也可以部分或全部运行,并且可稳定运行,各个房间的温度独立控制而不互相干扰,即每个房间的设定温度可以有很大的不同,一般为 $16\sim 32^{\circ}\text{C}$ 不等,但某个房间进行调节时不能影响其他房间的温度。

(2) 液态制冷剂闪蒸 变频多联机室内外机之间的管路较长,增加了制冷剂的流动阻力,阻力所产生的压降有可能使液态制冷剂在未到达蒸发器前就提前气化,从而使进入电子膨胀阀的制冷剂没有过冷度,控制上不容易稳定。而且制冷剂的提前闪蒸也降低了蒸发器的换热效率,而从室内机的蒸发器出口到室外机的压缩机进口也同样因为过长的吸入管路大大增加蒸气的过热度,使压缩机的工作效率急剧降低,排气温度过高而出现保护停机。

(3) 室内外机集中控制思想无效 传统的空调控制思想将室内外机作为一个整体设计控制方案,是一种典型的集中控制系统。这种控制思想针对一拖一空调系统非常适合,对于一拖二或一拖三空调系统还可以勉强使用。但随着一拖多系统的发展,这种控制系统的弊病将逐渐暴露出来,即系统的稳定性和可靠性明显下降,工作量(控制策略的设计、软、硬件的调试及工程安装等)将大大增加。由于室内外机之间的通讯工作量的急剧增加,使得传统的集中控制思想无法应用到变频多联机上,必须要开发与变频多联机系统相配套的控制策略。

(4) 室内机制冷剂流量的按需分配 当建筑物内负荷变化时,变频多联机室内机的能力必须要随之变化并与室内负荷相匹配。而调节室内机能力的手段只有风量和电子膨胀阀开度,室内机的风量一般是由用户选择的,实际运行时无法变化,故不能作为能力调节的变量,因此,室内机能力的变化只能通过电子膨胀阀的开度进行调节。由于室内机之间的强烈耦合,如何实现各室内机制冷剂流量的按需分配,是电子膨胀阀开度控制的关键。

(5) 室内外之间的通讯网络 由于变频多联机系统不能采用室内外机集中控制的思想, 而必须采用独立、分散的控制方式, 因而室内机与室外机以及中央控制器之间必要的数据传输和信息交换非常重要。在存在多种干扰的实际使用环境中, 采用何种通讯网络、何种通讯协议才能保障整个系统通讯畅通、组网灵活、开放性好、性价比高是一项重要课题。

(6) 压缩机的能力控制 对于变频多联机系统, 压缩机运行状态直接影响整个系统的性能。由于要求室内外机分别独立控制, 因此就不能像传统的控制方法, 将各室内机的所有运行参数传递给室外机, 供室外机参考决策, 根据实验数据最终得到压缩机的容量。当室内机增多时, 这样做不仅实时性差, 而且由于变量太多, 很难得到较好、甚至最优的容量控制。因此, 需要采用目前较为实用的软测量技术, 利用室外机的某些参数的测量推知各室内机的某些重要的运行参数, 依此为参考量确定压缩机的控制。如通过吸气压力和排气压力的实时检测获知室内机的运行状态, 继而采用多变量 PID 算法计算在某一工况下压缩机的运行频率。

(7) 压缩机的回油和均油控制 目前, 涡旋压缩机还无法实现无油润滑, 压缩机的排气总会携带一部分润滑油进入制冷系统。由于一般分体机室内外机之间的连接管路较短, 管路中停留的润滑油较少, 而且制冷剂流速较高, 通常均能将润滑油顺利返回压缩机, 所以无需考虑回油问题。但是变频多联机室内外机之间的管路较长, 排气中的润滑油停留在系统中较多, 而且在低负荷时流速较小, 一般在压缩机运行一段时间后就会缺油, 因此, 压缩机必须进行回油控制。另外, 为了调节室外机能力, 压缩机多采用多台并联方式, 由于每台压缩机运转状态不一致, 压缩机内油面不平衡, 油面持续较低的压缩机面临缺油的风险, 如何保持每个压缩机内有一定的油面是保证压缩机可靠运行的关键。

5.1.2 变频多联机机组的控制策略

根据 5.1.1 节中提出的变频多联机特殊要求可知, 该系统的控制策略不能沿用原有一拖一空调机的设计思想, 必须要进行全新的设计。具体而言, 整个控制系统的控制对象为各个室内机的能力或房间的室内温度, 控制变量为各室内电子膨胀阀的开度、室外电子膨胀阀的开度、压缩机的运转频率 f 和台数、室外机风扇的转速, 因室内机风量虽然可变, 但是风量是由用户决定的, 因此无法作为控制变量。上述 4 个控制变量均有一定的范围, 控制目标可以看做这 4 个控制变量的函数, 但具体的函数表达式 (数学模型) 很难准确推出。变频多联机控制系统的首要任务是如何设计控制策略和算法来保证变频多联机系统稳定、安全、高效地运行; 其次, 要保证室内温度具有一定的精度。根据变频多联机的这些特殊要求, 控制系统的设计只能采用基于现场总线技术的分散式控制系统。室内机和室外机分别设有自治的控制系统, 即对室内机和室外机分别进行独立的控制。室内部分主要通过电子膨胀阀的控制完成室内机能力或室内温度的控制, 而室外机则通过室外电子膨胀阀的开度、压缩机的运转频率 f 和台数, 以及室外机风扇的转速的控制完成室外机能力的输出控制。但是, 室内外机之间又是相互联系的, 数据信息相互交换, 各种条件相互制约, 在系统的协调下工作, 即室内外机虽然是互相独立的控制系统, 但是它们之间通过制冷循环参数的变化进行协调工作。虽然各个生产厂家在如何实现变频多联机控制系统上的做法不完全相同, 但基本上都是直接或间接控制吸气压力或吸气温度来实现室内外机的自治协调分散控制。研究表明, 一台室内机对其他室内机的影响主要通过吸气压力的变化来实现, 因此, 只要将吸气压力控制在一定范围内, 各室内机即可通过电子膨胀阀的过热度控制来实现室内机的独立控制。同时, 室外机也可通

过吸气压力或温度的控制来实现室外机的容量输出。在变频多联机的控制系统设计中，室内外机之间的协调是非常关键的，如果室内外机两个自治的分散系统协调不好，整个控制系统就不可能稳定。例如，压缩机的输出容量要适时与室内总负荷相匹配，偏差太大，系统将会频繁调整振荡；而且压缩机的能量调节要能够及时适应室内外工况的变化，变频多联机系统本身是非线性、时变、滞后性较大的系统，一旦不能快速调整，空调系统将很难稳定运行。所以，在室内外机的控制系统设计中，室内外机必须要同步进行控制，不能等待一个系统调节完毕后，循环参数发生了变化后再进行另一个系统的调节。其次，控制参数不能离目标值太远，这样系统不容易稳定，所以，一般变频多联机系统多采用试验或计算首先进行粗调，然后再根据循环参数进行进一步的修正。

下面以制冷运行为例来说明控制系统的控制策略。

室内机控制系统的目的是保持各房间的室内温度（即室内机的能力与室内负荷相匹配），而室内机的风量一般由用户设定，控制系统无法改变，控制变量只能是室内机电子膨胀阀的开度。因此，室内机控制系统设计时必须要保证室内机的回风温度，要保证室内机的制冷流量平衡分配，以及保证压缩机的吸气温度在一定范围内，以使压缩机能够安全运行。由此可见，室内机电子膨胀阀的控制要考虑的因素较多，不能简单地仅采用蒸发器的过热度控制。蒸发器的过热度控制能够保证空调系统的高效节能，因为通过对电子膨胀阀的控制，把室内换热器出口的过热度控制在一个适当的范围内，换热器换热面积得到了最大程度上的利用。而且，通过各蒸发器的过热度控制可以实现各室内机的相对独立控制，因为在蒸发器已有一定过热度的前提下，改变一个蒸发器的过热度，其制冷能力变化不大。但是该控制的明显缺点是忽略了室内温度控制要求，可能会出现室内温度降不下来或降得过低。通过上述分析，必须采用合适的室内机控制系统。例如海信日立的做法是：根据室内机回风温度与设定温度的差值划定不同的温差区间，在不同的区间内设定不同的过热度目标值。在同一时刻，采用蒸发器过热度的控制（或出风和回风温差控制）进行电子膨胀阀开度的粗调，然后再根据压缩机排气过热度控制对开度值进行修正。当室内机电子膨胀阀的控制使得蒸发器过热度、出风与回风温差保持在设定范围内后，室内机电子膨胀阀的控制转变为仅控制排气过热度。采用排气过热度作为控制目标可以将蒸发器过热度、吸气压力、吸气温度、管道中的压力损失和过热，以及压缩机的排气温度控制有机地结合在一起，使得控制算法的制定更为简洁，而且更有效地保护压缩机的运行安全，另外，也可避免蒸发器过热度控制在接近 0°C 时不稳定的缺点。

室外机控制系统的主要任务是保证压缩机容量的输出与室内机的能力总和相匹配。实际运行时通过室外机风扇转速的控制，可使室外机冷凝压力保持在一定的水平，然后根据运行的室内机容量总和来初步确定一个等效的压缩机频率（如1HP室内机容量按15Hz计算），然后再根据回风温度与设定温度的差值确定一个频率修正系数，后再根据排气压力的数值确定一个排气压力修正系数，最终得到了在某一时刻的目标频率。最后，采用PID算法计算压缩机的频率和启停的压缩机台数组合，得到所需的压缩机容量输出。

表5-1给出了变频多联机控制系统的简要说明。

除上述正常运转时的控制外，变频多联机还需要各种保护控制，以便保证压缩机的安全运行，如系统需要一定的回油和均油控制。对于变频多联机这样一个多室内机、配管系统复杂、配管很长（达150m）且室内外机高度差很大的系统，保持压缩机润滑有一定的技术难度。可以采用以下三个回油和均油控制的措施。

表 5-1 变频多联机控制系统的简要说明

控制对象	制 冷 运 行		制 热 运 行	
	控制目的	控制内容	控制目的	控制内容
压缩机频率	①室内机能力 ②确保排气压力 P_d	①15Hz/HP ② $P_d \geq 0.7\text{MPa}$	①室内机能力 ②确保排气压力 P_d	①15Hz/HP ② $P_d \geq 1.65\text{MPa}$
室外机电子膨胀阀	—	全开	确保排气过热度 T_{dsh}	排气温度目标值 $T_{do} = 71/16 \times P_d + 10 \leq 90$
室内机电子膨胀阀	①确保排气过热度 T_{dsh} ②室内机能力平衡分配	①排气温度目标值 $T_{do} = 71/16 \times P_d + 10 \leq 90$ ②室内机换热器过热度 ③控制室内机出风温度与回风温度差	室内机能力平衡分配	①控制室内机出风温度与回风温度差 ②使温差均一化
室外机风扇	确保排气压力 P_d	$1.6\text{MPa} \leq P_d \leq 2.0\text{MPa}$	控制蒸发压力	根据室外温度和运转的室内外机配比确定转速

① 在压缩机排气管处采用一个高效的油分离器。

② 通过回油控制，将进入室内机中的油顺利回到压缩机，特别是当室内机存在一定的高度差时。一般主要是通过定期的开启室内机电子膨胀阀，并确定一定的压缩机频率，强制运转，使制冷剂的高速运动携带润滑油返回压缩机，其中压缩机的频率、电子膨胀阀的开度以及运转时间由回油运转试验来确定。

③ 采用多台室外机集中组合时，由于压缩机运转控制的需要，有时会导致每个压缩机内的油面相差较大，因此需要进行均油位控制，保证每个压缩机油面均匀，能够可靠运转。生产厂家通常根据自制的循环系统特点采用分时运转压缩机的方法来进行均油位运转。但海信日立采用了与其他厂家不同的方法，即外部压差强制供油。采用这种方法可使各压缩机无论在何种情况均能保证有效润滑。由于外部压差强制供油采用的是一种自平衡机理，所以无需额外的均油位运转。

综上所述，变频多联机控制系统是一种功能完全分散的控制系统，各组成部分完全通过通讯线进行信息的传递。这种控制系统也为室内机完全独立控制和室内机与室外机灵活组合提供了可靠的通讯保障。从控制的意义来讲，这也符合当今控制系统的发展潮流，即从集中控制系统向集散控制系统到目前的功能完全分散的现场总线控制系统发展。

5.2 现场总线技术及 H-LINK 通讯配线系统

目前基于通讯能力、速率、抗干扰能力、可靠性和成本等方面的考虑，在变频多联机中多采用经济实用的 HOMEBUS 总线。在现场总线控制系统中，每一台室内机可作为一个节点看待。各个生产厂家都有其自己的连线系统，如海信日立采用 H-LINK 的配线技术，即用控制线把两个以上的制冷剂系统全部连接起来形成的通讯系统。例如，把图 5-2 中各制冷系统的控制线连接起来，如图 5-3 所示，即形成一个 H-LINK 系统。

H-LINK 系统的拓扑结构灵活多样，除了图 5-3 所示的接线形式外，工程中常用的还有以下由图 5-4~图 5-6 所示的几种形式。

在工程设计中应注意的是 H-LINK 系统不允许通讯线接成闭环状，如图 5-7 所示。

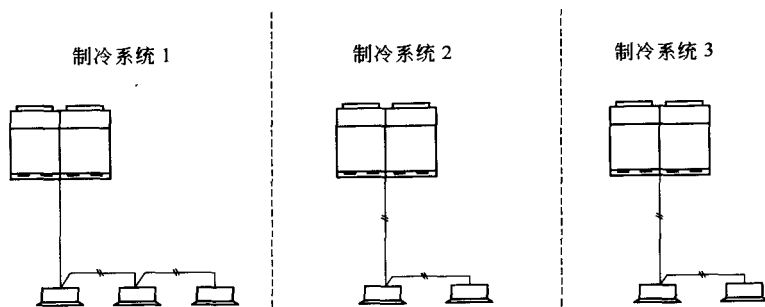


图 5-2 独立的制冷系统配线

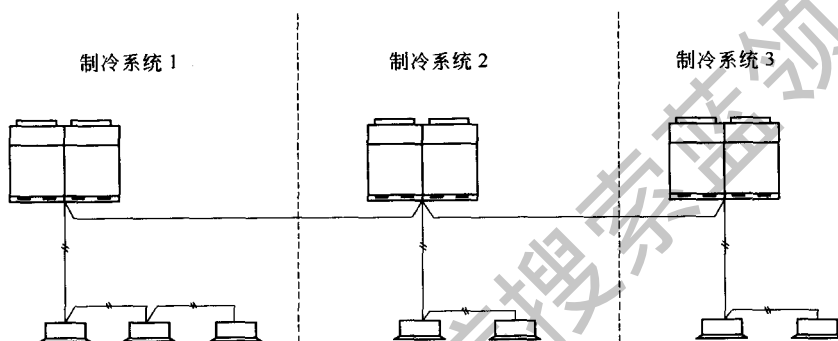


图 5-3 H-LINK 配线系统的连接示例

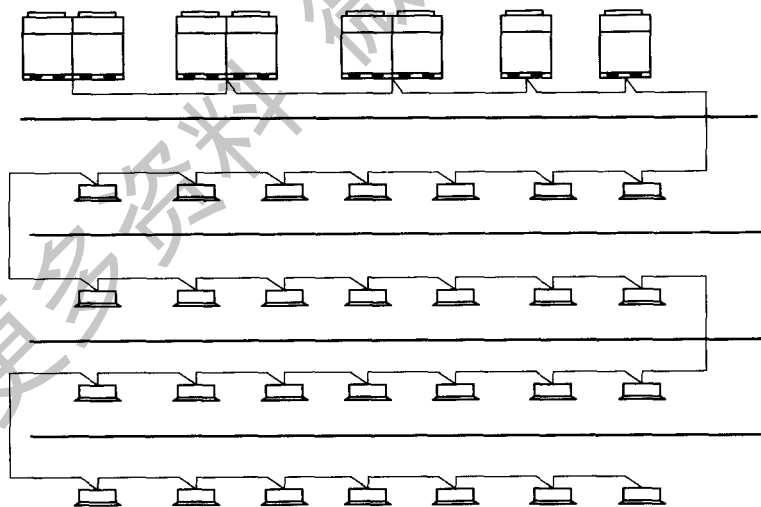


图 5-4 H-LINK 配线系统的连接示例 1

海信日立 H-LINK 配线系统的主要特点是：

- ① 一个 H-LINK 系统中室内机最多不能超过 128 台，室外机最多不能超过 16 台，所有控制线加起来不能超过 1000m；
- ② 控制线为截面积大于 0.75mm^2 的 2 芯双绞线；
- ③ 控制线无极性；

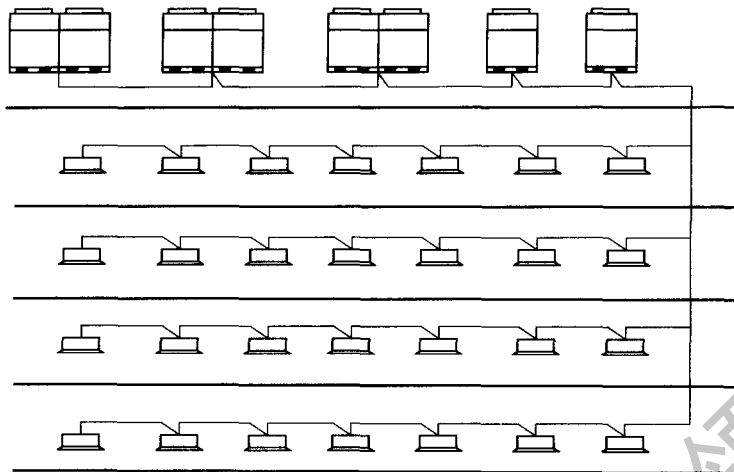


图 5-5 H-LINK 配线系统的连接示例 2

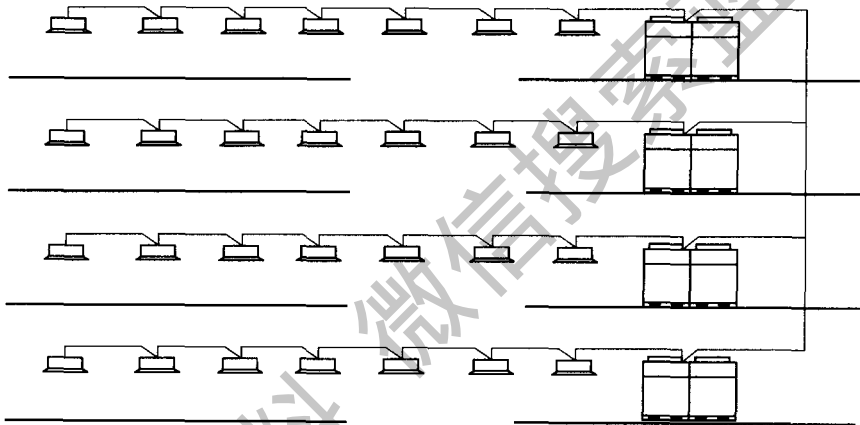


图 5-6 H-LINK 配线系统的连接示例 3

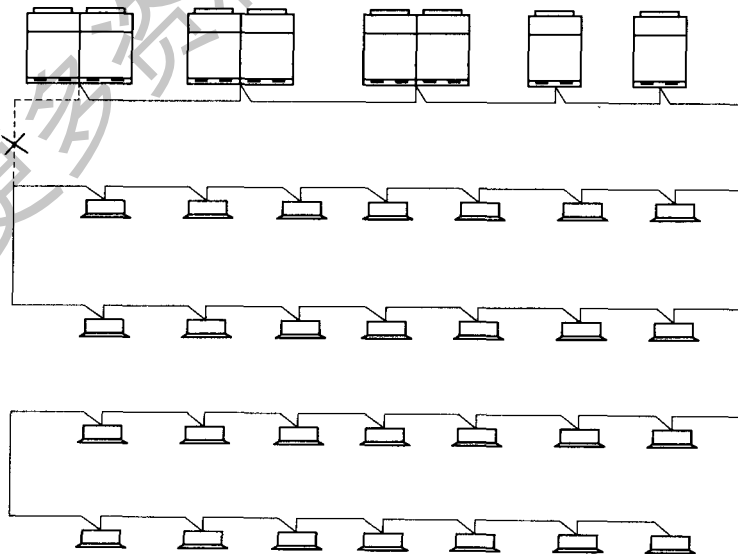


图 5-7 H-LINK 配线系统的错误连接示例

④ 在运用中央控制器 (PSC-5S) 或 CS-NET 进行集中控制时, 空调控制线需要连接成 H-LINK 系统, 集中控制设备在离控制室最近的 H-LINK 配线上引线即可。

当通信线超长时, 如 CS-NET 线路超过 1000m, 考虑到信号的衰减与畸变, 在超长的部分需要加装中继器, 中继器的加接数量及方法如图 5-8 所示。

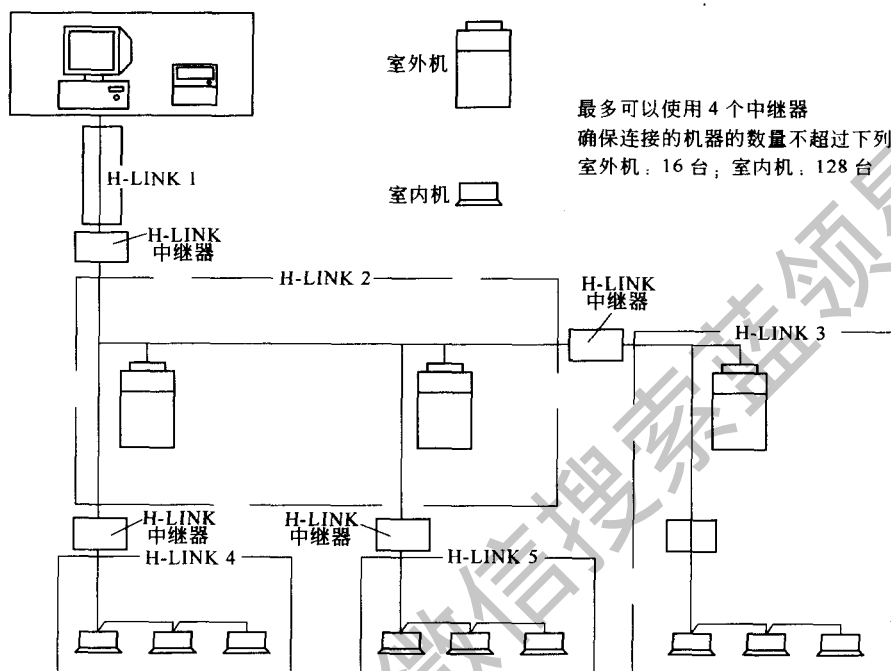


图 5-8 H-LINK 中继器的加接数量及方法

在图 5-8 中, 整个 H-LINK 系统被分成 5 个区, 每个区中各段通讯线长度之和最大可以达到 1000m。

5.3 变频多联机运行控制系统原理及构成

一个完整的变频多联机的控制系统如图 5-9 所示。从图 5-9 中可看出, 整个控制系统可分为三个层次, 即个别控制、集中控制和网络控制。

5.3.1 个别控制

变频多联机空调系统与全空气系统、全水系统、空气-水系统相比, 室内机具有独立控制、自由组合的特点, 更能满足用户个性化的使用要求, 设备占用的建筑空间比较小, 而且更节能。正是由于这些特点, 变频多联机更适合那些需经常独立加班使用的各类商用建筑物。对于规模较小的建筑物, 常使用有线遥控器或无线遥控器对室内机进行控制, 即基于遥控器的个别控制方式。此控制方式相对简单, 与家用分体机的使用方法大同小异。但变频多联机系统中每一台室外机对应若干台 (通常最大约为 16 台) 室内机, 各组变频多联机空调系统均独立运行控制, 现场遥控器设置可按工程实现情况采用一个遥控器对应一台室内机, 或一个遥控器对应若干台室内机, 或多个遥控器对应一台室内机, 是一种比较经济实用、使用灵活的控制方式。但是该控制方式无集中监控管理环节, 在实际使用过程中, 室内机的温度值设定、开机时间、开机数量随意性比较大, 其使用上的灵活性、方便性常常是以牺牲能

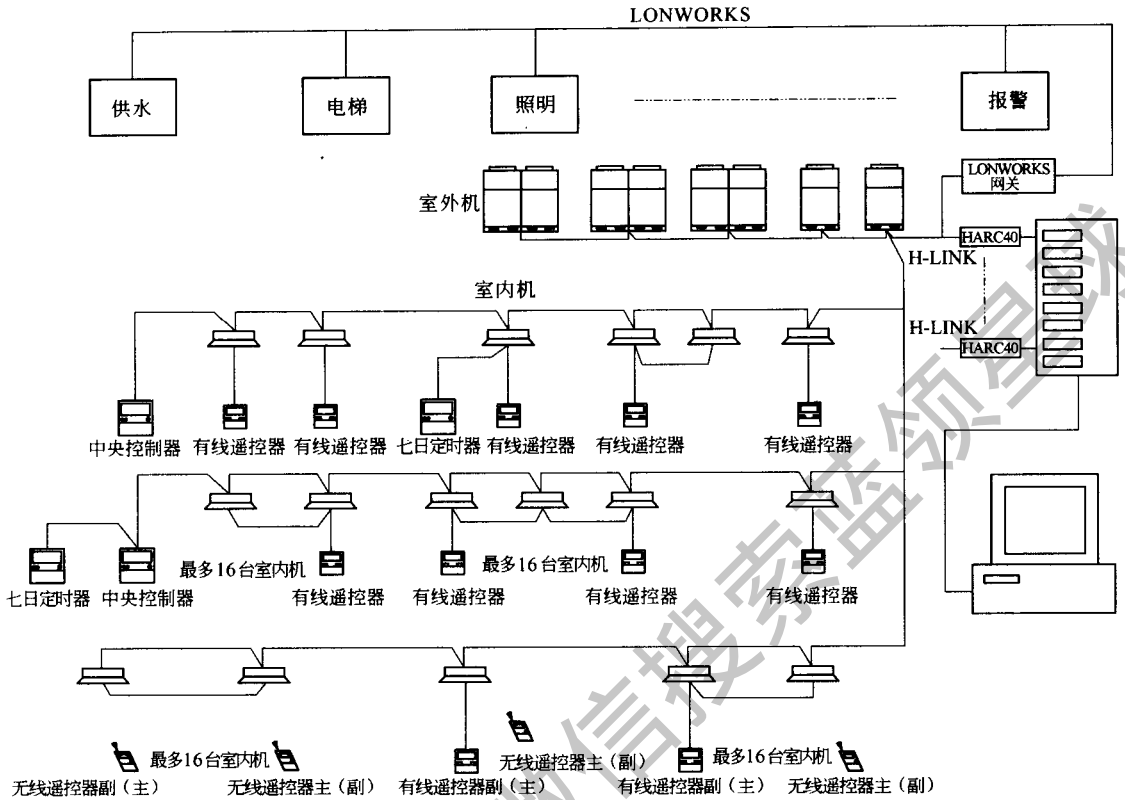


图 5-9 变频多联机运行控制系统

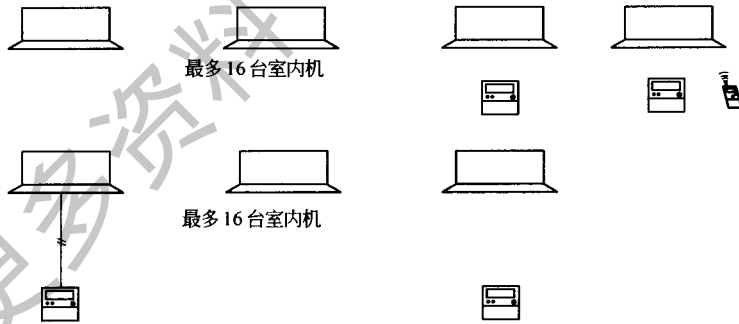


图 5-10 采用遥控器的个别控制

耗为代价，对规模较大的建筑物，该控制方式不利于整栋大楼的节能运行管理。图 5-10 示出了采用遥控器的个别控制。

5.3.2 集中控制

在现有独立控制管理系统的基础上，增设了集中控制器，用户可以根据空调的使用功能划分、使用规模、投资能力、管理要求进行优化组合配置，通过集中控制器可以在控制室内对远端各组 VRV 空调系统进行监控管理，是一种比较完善的控制方式，但投资明显增加。但是，此方案也有不足之处，采用集中控制方式的空调系统形成了一个较为封闭的系统，与建筑物内的其他弱电系统无功能关联，尤其是在智能化建筑设计中，不利于弱电系统

功能的综合集成，不利于整栋建筑的智能化管理。因此，集中控制方式比较适合于中等规模建筑物的空调系统，且该系统对楼宇的自动化控制水平要求不高。

5.3.2.1 中央控制器

中央控制器的基本功能有：

- ① 开机/关机设定、显示；
- ② 运行模式设定、显示（制冷/制热/除湿/通风）；

③ 风速设定、显示（高-中-低）；

④ 温度设定、显示（17~30℃）；

⑤ 遥控器使能与禁止。

其特点有：

- ① 故障报警；
- ② 最多可控制 128 台室内机、16 台室外机；
- ③ 控制距离最长为 1000m；
- ④ 室内机根据有线遥控器连接方式最多划分为 16 个控制组。

图 5-11 为中央控制器外观，图 5-12 为中央控制器应用的简图。

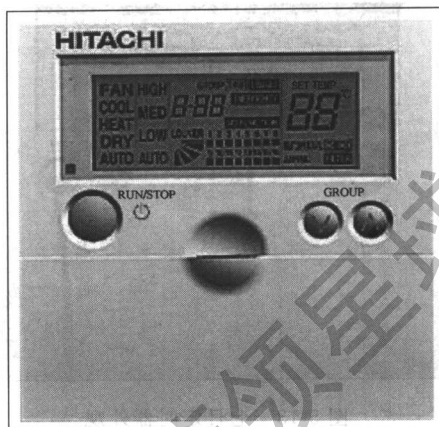


图 5-11 中央控制器外观

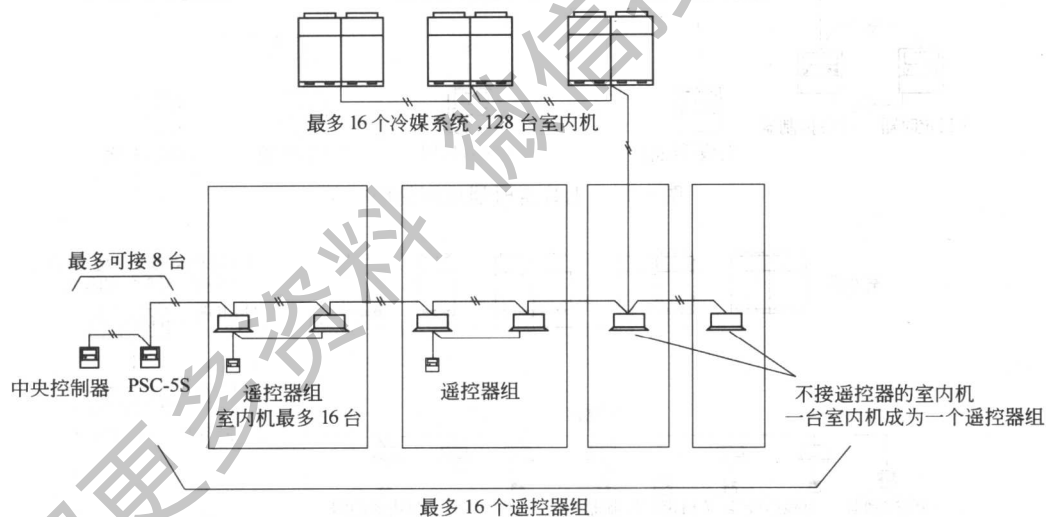


图 5-12 中央控制器应用简图

5.3.2.2 七日定时器

功能：与中央控制器或有线遥控器联合使用可以实现空调系统按日程运转。可以为空调机组设定长达一周的定时运转，每天可设置 3 次开机/关机运转。

图 5-13、图 5-14 分别为七日定时器外观和七日定时器应用简图。

5.3.2.3 海信日立空调管理系统 CS-NET

采用中央控制器可以实现一定的集中控制功能，但如果要集中管理的空调系统更加庞大，实现的控制功能更为复杂，则可使用例如海信日立采用的空调管理系统（简称 CS-NET）。其主要构成如图 5-15 所示。



图 5-13 七日定时器外观

(1) 控制对象 海信日立 SET-FREE/SET-FREE mini 多联式空调系统、店铺机空调系统。

(2) 控制数量 一台 HARC40 可以接一个 H-LINK 系统 (室内机 128 台, 室外机 16 台), 一台控制电脑可以接 8 个 HARC40, 最多可以管理 1024(8×128) 台室内机。

(3) 控制距离 通讯线长度可以达到 1000m (0.75mm² 屏蔽双绞线)。

(4) 主要功能

① 监视控制 可以对空调系统的运行停止、运转模式、风向、风量、温度设定等状态进行监控。所有室内机可以按照用户的要求进行控制组群的划分。室内机最多可以分成 128 个室内机组、64 个复合机组进行控制, 控制组群的划分如图 5-16 所示。

个复合机组进行控制, 控制组群的划分如图 5-16 所示。

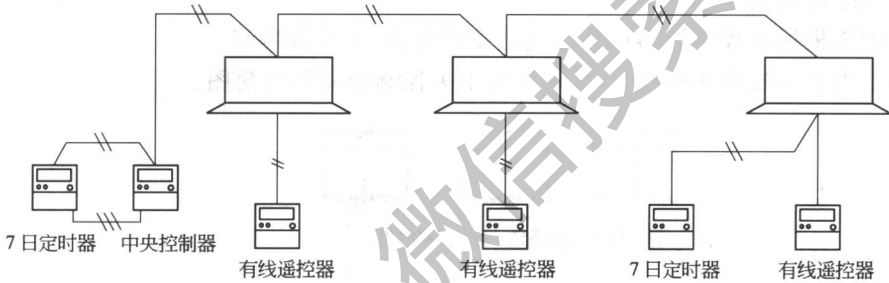


图 5-14 七日定时器应用简图

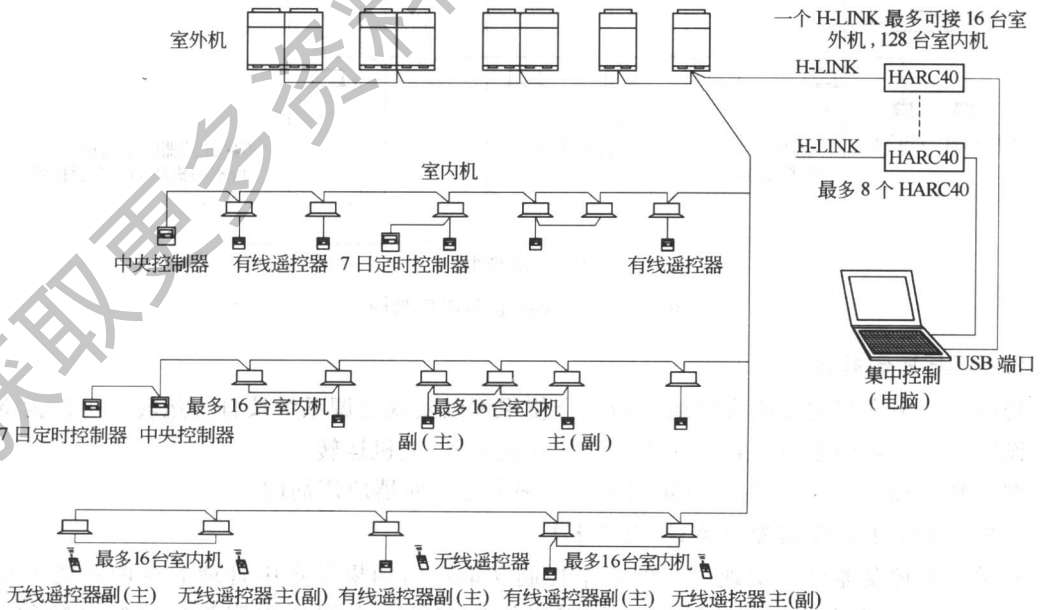


图 5-15 CS-NET 空调管理系统构成

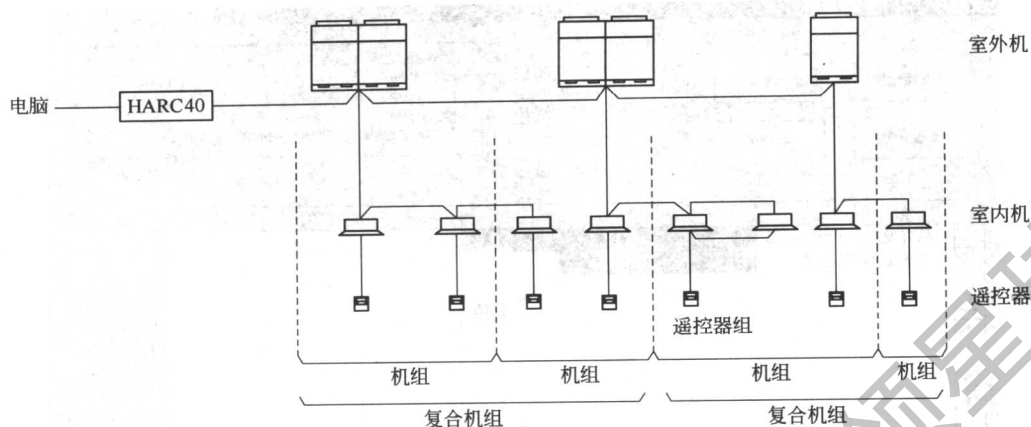


图 5-16 CS-NET 空调管理系统控制群组划分

图 5-17 为 CS-NET 空调管理系统登录界面。图 5-18 中蓝色的组群表示该组中有空调在运转，白色的为没有空调运转，红色为该组中有发生故障的空调，双击变为红色的机组可显示发生故障的空调机组编号及故障代码。

② 每个机组可以按照设定的日程、设定的运转条件进行自动运转 图 5-19 为运行条件设定界面。

选定用户后可以对空调的所有运行选项进行设置。

图 5-20 为定时运转条件设定界面。

可以设定节假日运转模式，每日可设置 4 个起止运行时间段。

③ 故障报警功能 当某个机组中的室内机或室外机发生故障时，该机组图标颜色变为红色。通过查看报警纪录，可迅速查明故障发生时间及原因。

④ 用户空调控制器使能与禁止功能 管理

人员可以通过实时监控软件使某用户的遥控器失效，使其无法对空调进行控制，从而达到了对用户锁定的目的。屏蔽该用户的遥控器后不影响空调系统中其他用户的使用。图 5-21 为 CS-NET 空调管理系统遥控器禁止及允许功能的界面。

⑤ 服务监控 可显示系统室内机、室外机的当前运行参数及运行历史纪录曲线。

当把 H-LINK 通讯线通过“CHECHER 检测仪”接到电脑上时，可以同时查看制冷系统所有的室内机、室外机的实时参数，包括压力、温度传感器值、压缩机电流、频率、室内机出回风口温度等所有重要运行参数及曲线，使调试及维护的效率大大提高。

⑥ 分户计量功能 计量原理为，以室内/室外机的运转时间、能力大小、电子膨胀阀开度值等运转数据为分配依据，运转比率分配软件把电能表（安装于空调机组电源线上）所测的总耗电量分配到各台室内机上去。

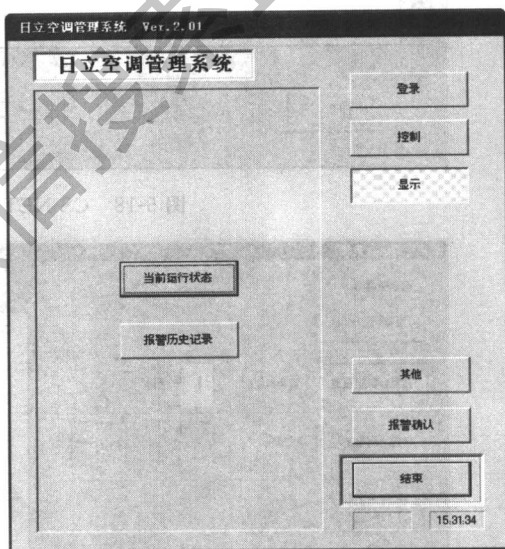


图 5-17 CS-NET 空调管理系统登录界面

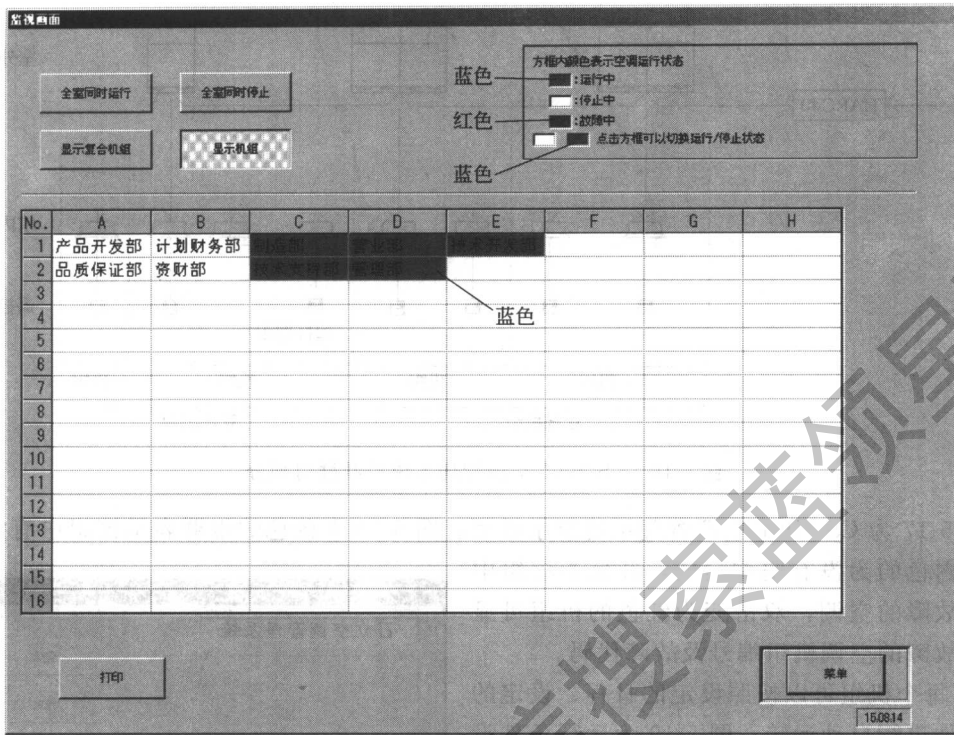


图 5-18 CS-NET 空调管理系统监控界面

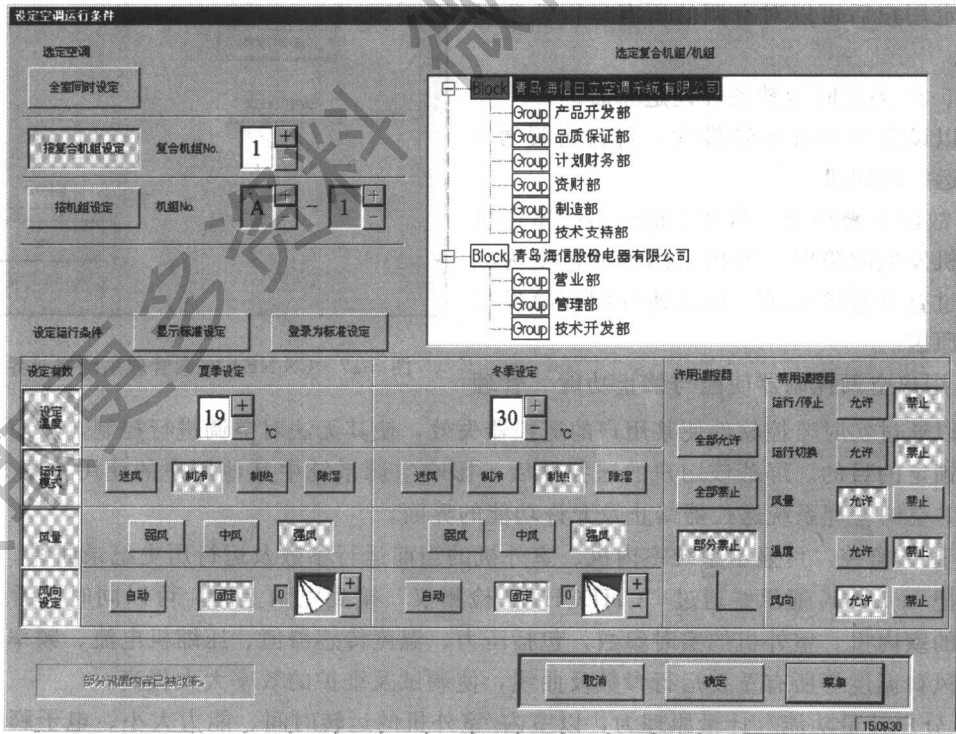


图 5-19 CS-NET 空调管理系统运转条件设定界面

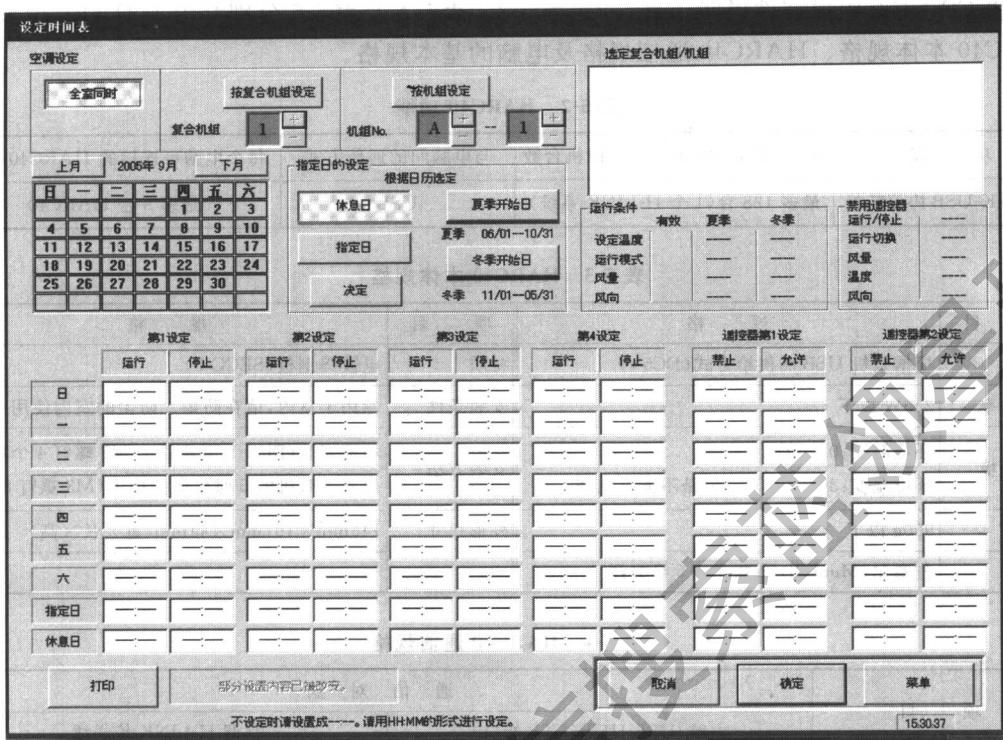


图 5-20 CS-NET 空调管理系统定时运转条件设定界面

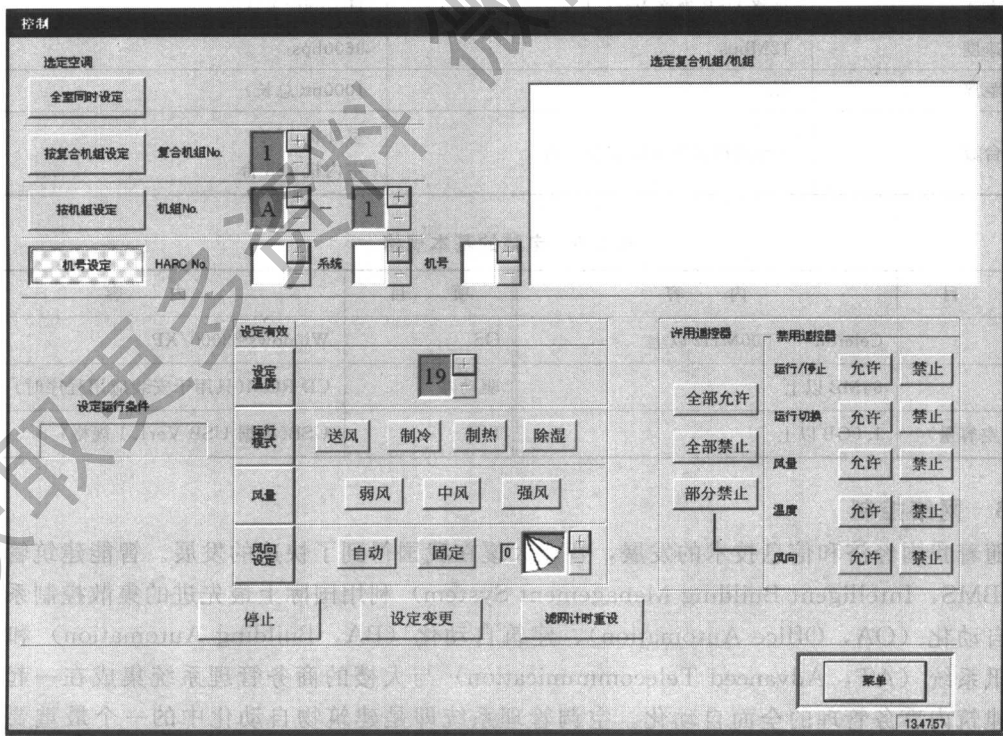


图 5-21 CS-NET 空调管理系统空调遥控器禁止及允许功能的界面

⑦ CS-NET 组成部件说明 表 5-2、表 5-3、表 5-4 及表 5-5 分别给出了 HARC40 功能、HARC40 本体规格、HARC40 通信规格及电脑的基本规格。

表 5-2 HARC40 功能

功 能	每个 HARC40 可连接室内机台数	与电脑间的通信方式	每个电脑可连接的 HARC40 台数
H-LINK-USB 协议转换	最多 128 台(1 个 H-LINK 系统)	USB	最多 8 台 HARC40

表 5-3 HARC40 本体规格

项 目	规 格	项 目	规 格
电源	根据微机 USB 的供给方式(DC5V)	材质	电镀锌钢板(SECC-P)
消耗功率	2.5W 以下	安装条件	专用于室内,请在防雨、防尘的室内使用
工作环境	环境温度:0~50℃ 环境湿度:30%~95%(但是不能有结露)	安装方法	墙壁安装(附带 L 型角铁、M3 螺钉 4 个) 内置于微机的 5 吋软驱插槽中(M3 螺钉 8 个)
质量	900g 以下	外形尺寸	146mm×197mm×41mm(宽×长×高)
颜色	芒塞尔(Munsell)5YB.5/0.5 半光泽		

表 5-4 HARC40 通信规格

项 目	通 信 对 象	
	电脑/USB HUB(USB 端口)	空调 H-LINK 传送线
通信线路	4 线式(电源 2 线,传送 2 线)	无极性 2 线式
通信方式	规格 USB 规格 Ver1.1	H-LINK 方式
传输速度	12Mbps	9600bps
接线距离	5m	1000m(总长)
连接台数	1 台微机最多可以连接 8 台	室外机 16 台 室内机 128 台

表 5-5 电脑的基本规格

项 目	内 容	项 目	内 容
CPU	Celeron™ 500MHz 以上	OS	Windows® 2000/XP
内存	64MB 以上	驱动器	CD-ROM(只用于安装应用程序时)
硬盘(空容量)	1.0GB 以上	I/F	USB(根据 USB Ver1.1 规格)

5.3.3 网络控制

随着我国经济和信息技术的发展,智能大厦在我国得到了快速的发展。智能建筑管理系统(IBMS, Intelligent Building Management System)利用国际上最先进的集散控制系统将办公自动化(OA, Office Automation)、建筑自动化(BA, Building Automation)和先进的通讯系统(AT, Advanced Telecommunication)与大楼的商务管理系统集成在一起,实现了建筑内事务管理的全面自动化。空调管理系统即是建筑物自动化中的一个最重要的方面,目前绝大部分变频多联机的生产厂家均能提供各自的空调管理系统,通过计算机可以实现对空调设备的监控和协调工作,从而最大程度上满足用户的要求以及实现空调设备的节能

运行。

在采用变频多联空调系统的智能建筑中，若不将其纳入建筑物的楼宇自控管理系统中，整个系统的节能效率将降低，设备投资回收期增长，经济效益也会降低。但是，由于缺乏统一的标准，在开发变频多联机时，各个生产厂家采用了不同于楼宇自控的现场总线方式，并不能直接与基于 LONWORKS 总线的楼宇自控系统相连接。因此，在一个楼宇自控系统设计中预留若干输入、输出监控点，以期对变频多联机空调系统的运行状况进行监控不是不可行的。而且，由于变频多联空调系统的室内机与室外机是一个闭环控制运行系统，室外机始终处于运行状态，不能从系统外直接控制室外机的运行状态，因而按照传统方式设置的楼宇自控监控点显得缺少实际意义，唯一能考虑的只是在其配电回路中设置监控节点，起到监视、报警等信息传递、设定开启系统的功能。综上所述，楼宇自控系统必须通过转换环节才能够与变频多联空调系统相连接。因不少设备采用自定义的通讯协议，大多只能采用网关的形式与“第三方”互联，网关是制造厂商为实现其空调系统与楼宇自控系统的互联而设计的专用网络接口，一般产品制造商都已相继开发出了基于 LONWORKS 或 BACnet 协议专用网关的接口设备；将空调系统纳入建筑物楼宇自控系统。

变频多联机的运行状态可以通过 LONWORKS 或 BACnet 网关接口上传信号至建筑物自控中心的 BAS 或 BMS 系统，自控中心经该网关接口下传信号（如初始值设定、控制参数设定等）至变频多联机设备，从而实现对整个空调系统的管理。一般而言，在中央控制中心可以对多联机空调系统实现以下功能：

- ① 室温监视；
- ② 运行状态监视；
- ③ 压缩机运转状态监视；
- ④ 室内风扇运转状态；
- ⑤ 空调机报警信息和错误代码；
- ⑥ ON/OFF 控制和监视；
- ⑦ 温度设定和监视；
- ⑧ 空调机模式设定和监视（制冷/制热/风速/自动）；
- ⑨ 遥控器模式设定和监视；
- ⑩ 滤网信号监视和复位；
- ⑪ 风向设定和监视；
- ⑫ 遥控器禁止设定。

值得注意的是，各种控制方式都有其相适应的应用场所。对规模较小的多联机空调系统，采用现场遥控器方式是比较合适的；对于规模较大的系统，采用集中管理方式更合理；对于采用楼宇自控系统的建筑物，应优先考虑采用专用网关联网方式。

通过使用与 LONWORKS 系统相连接的接口 HARC-BX，可以将日立 SET-FREE 空调系统并入到开放式网络 LONWORKS 系统中，从而实现用一套 BA 系统对大楼内的所有设备进行监控。图 5-22 为 HARC-BX 的使用示意图。

HARC-BX 外形尺寸如图 5-23 所示。

HARC-BX 外形及内部结构如图 5-24 所示。

表 5-6 和表 5-7 给出了 HARC-BX 的使用条件说明和技术说明。

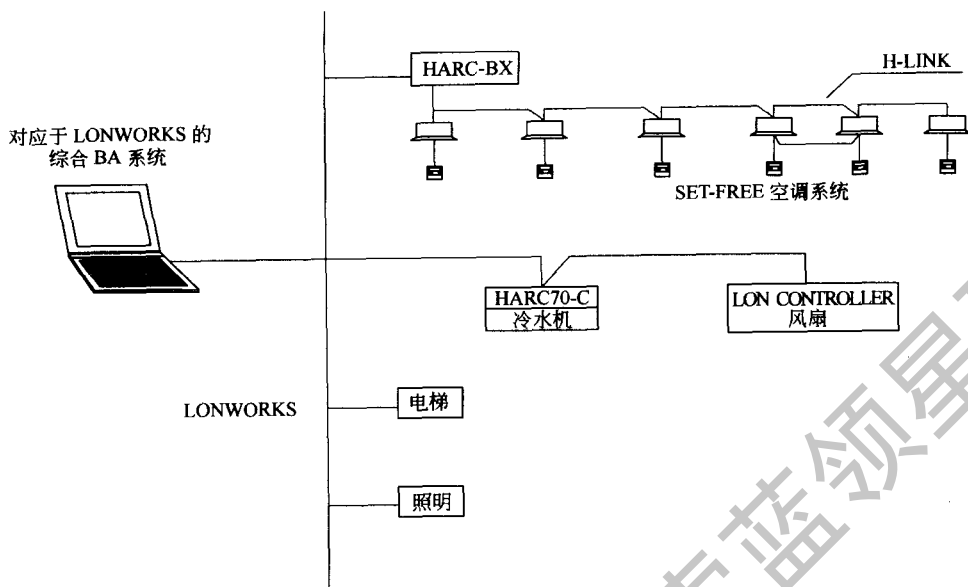


图 5-22 HARC-BX 与 LONWORKS 连接示意图

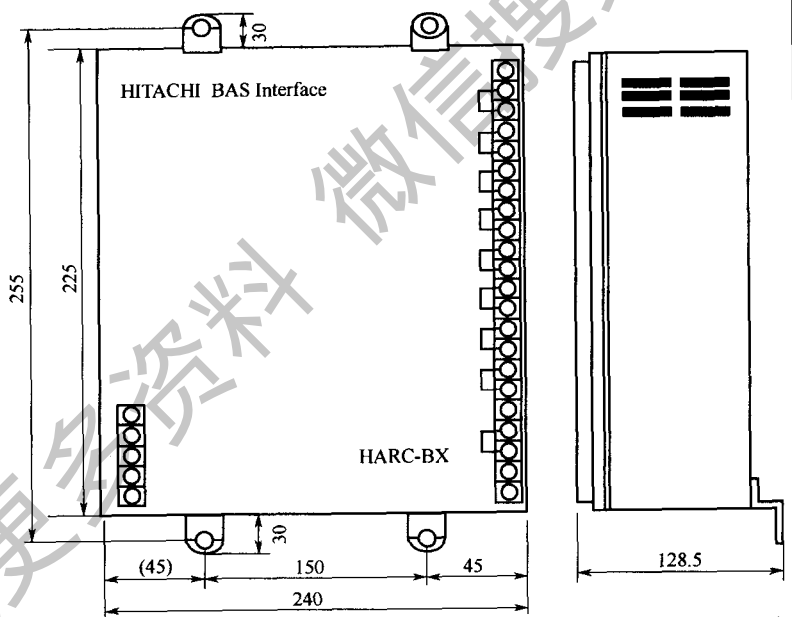


图 5-23 HARC-BX 外形尺寸示意图

表 5-6 HARC-BX 使用条件说明

项 目	说 明	项 目	说 明
收发器	FTT-10A (LONWORKS 网络收发器)	颜色	银色/褐色
外部尺寸	285(mm)(H)×128.5mm(W)×240(mm)(L)	材料	铝/树脂
电源	AC220V/240V(±10%)50/60Hz	安装方法	墙壁安装
适用环境	环境温度: 0~45℃ 环境湿度: 10~80%Rh(无结露)	注意事项	HARC-BX 需放置于一个能防雨、防尘的控制箱中 日立不保证 LONWORKS 网络系统的正常运行 HARC-BX 不能与其他的控制产品同时使用

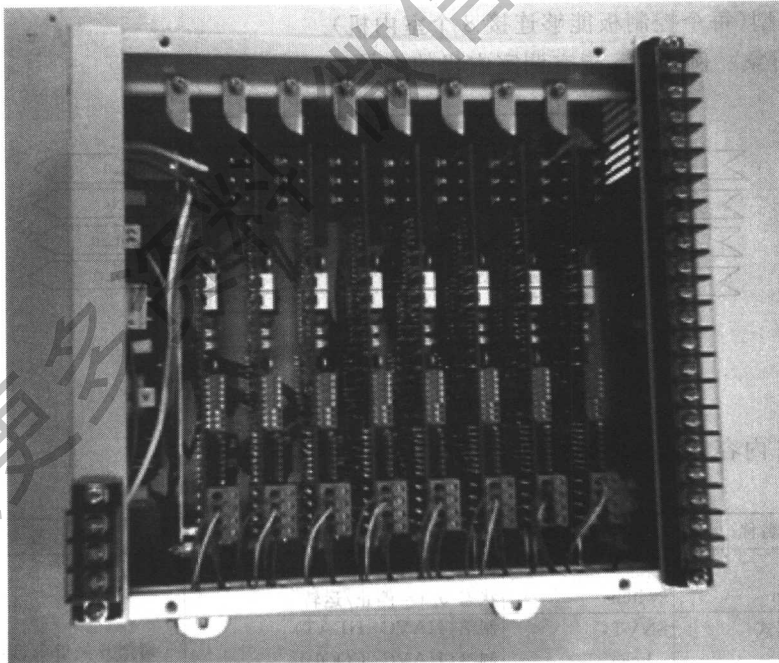
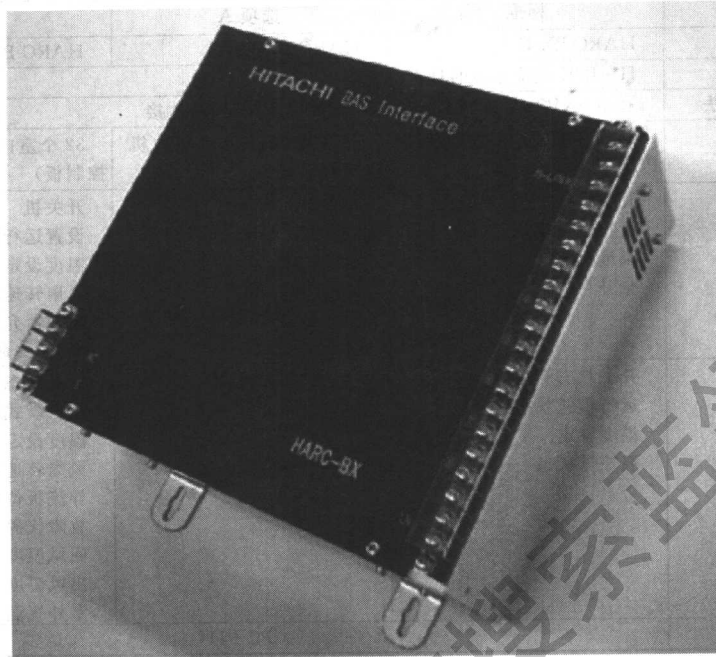


图 5-24 HARC-BX 外形以及内部结构示意图

在阅读连接说明时参考下面 HARC-BX 的“控制对象”和“SNVT 说明”。控制目标 SNVT (Standard Network Variable Type) 是为了方便空调到 LONWORKS 网络系统的连接使用。

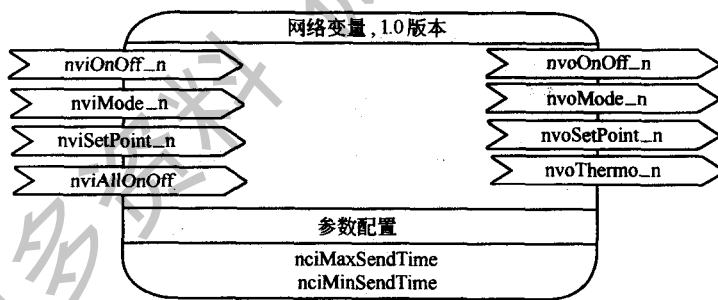
表 5-7 HARC-BX 技术说明

项 目	标准	选项 A	选项 B
型号	HARC-BX E	HARC-BX E(A)	HARC-BX E(B)
可连接的对象	H-LINK 系统连接的日立空调		
与上位系统的连接方法	利用 SNVT(标准网络变量)与 LONWORKS 网络连接		
连接的数量	64 个室内机(8 个室内机/ PCB 控制板)	64 个室内机(8 个室内机/ PCB 控制板)	32 个室内机(4 个室内机/PCB 控制板)
上位系统的控制项	开关机 设置运行模式 温度设定 全开/关命令	开关机 设置运行模式 温度设定 风扇转速设定 遥控器允许/禁止 全开/关命令	开关机 设置运行模式 温度设定 风扇转速设定 遥控器允许/禁止 全开/关命令
上位系统的监视项	开关状态和故障 运行模式状态 温度设定 温控器状态	开关状态和故障 回风温度	开关状态和故障 运行模式状态 温度设定 风扇转速设定 导流板位置 故障代码 回风温度 出风温度 室外气温
遥控器类型	PC-PIH		

SNVT 的细节说明。

(1) 标准型(每个控制板能够连接 8 个室内机)

① 控制对象 例...-n 指空调室内机的编号。



② SNVT 内容 标准型 SNVT 内容见表 5-8。

表 5-8 SNVT 内容

序号	变量名称	SNVT 类型	值/状态	备 注
1	开关指令 nviOnOff_n	SNVT_ switch	值 0: 固定 状态 0/1=停止/运转	请把开关指令、运转模式设定指令、温度设定指令、一起开关指令等各个 SNVT 的发信间隔设置在 5s 以上, nviAllonoff 为每个控制基板控制的室内机一起开关
2	设定运行模式 nviMode.. n	SNVT _ hvac _ mode	制热(HAVC-HEAT) 制冷(HAVC-COOL) 除湿(HAVC-PRE-COOL) 送风(HAVC-FAN-ONLY)	
3	温度设定 nviSetPoint_n	SNVT _ temp-p	1700~3000(17~30℃)	
4	一起开关指令 nviAllOnOff	SNVT_ switch	值 0: 固定 状态 0/1=停止/运转	

续表

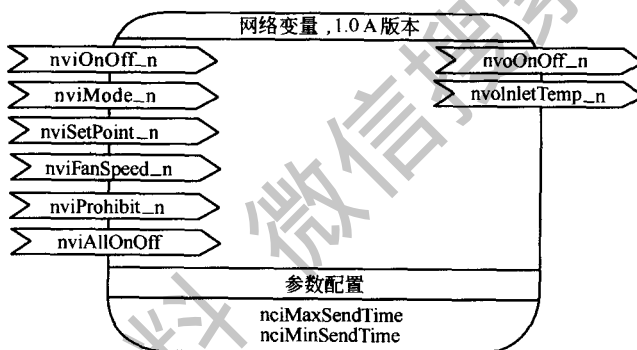
序号	变量名称	SNVT 类型	值/状态	备注
5	开关状态和故障提示 nviOnOff_n	SNVT- state	bit 0: 0/1=停止/运转 bit 1: 0/1=正常/故障	空调开关状态改变后提示
6	运行模式状态提示 nvoMode_n	SNVT - hvac - mode	制热(HAVC- HEAT) 制冷(HAVC- COOL) 除湿(HAVC- PRE- COOL) 送风(HAVC- FAN- ONLY)	空调运行模式设定改变后提示
7	温度设定提示 nvoSetPoint_n	SNVT - temp-p	1700~3000(17~30℃)	空调温度设定改变后提示
8	温控状态提示 nvoThermo_n	SNVT- state	0; Thermo-OFF 1; Thermo-ON	

注: 1. HARC 与空调室内机之间的通讯需要的时间比较长;

2. 如果没有连接室内机, 响应请求数据的输出变量为“0”。

(2) 选项 A (每个控制板能够连接 8 个室内机)

① 控制对象 例...-n 指空调室内机的编号。



② SNVT 内容 选项 A 的 SNVT 内容见表 5-9。

表 5-9 SNVT 内容

序号	变量名称	SNVT 类型	值/状态	备注
1	开/关指令 nviOnOff_n	SNVT switch	值 0: 固定 状态 0/1=停止/运转	请把开关指令、运转模式设定指令、温度设定指令、一起开关指令等各个 SNVT 的发信间隔设置在 5s 以上, nviAllonoff 为每个控制基板控制的室内机一起开关
2	设定运行模式 nviMode_n	SNVT - hvac - mode	制热(HAVC- HEAT) 制冷(HAVC- COOL) 除湿(HAVC- PRE- COOL) 送风(HAVC- FAN- ONLY)	
3	温度设定 nviSetPoint_n	SNVT - temp-p	1700~3000(17~30℃)	
4	风扇转速设定 nviFanSpeed_n	SNVT- switch	值 1: 低速 2: 中速 3: 高速 状态 0: 固定	
5	遥控器允许/禁止 nviProhibit_n	SNVT- switch	值 0: 固定 状态 0: 遥控器允许 1: 遥控器禁止	
6	一起开关指令 nviAllOnOff	SNVT- switch	值 0: 固定 状态 0/1=停止/运转	

续表

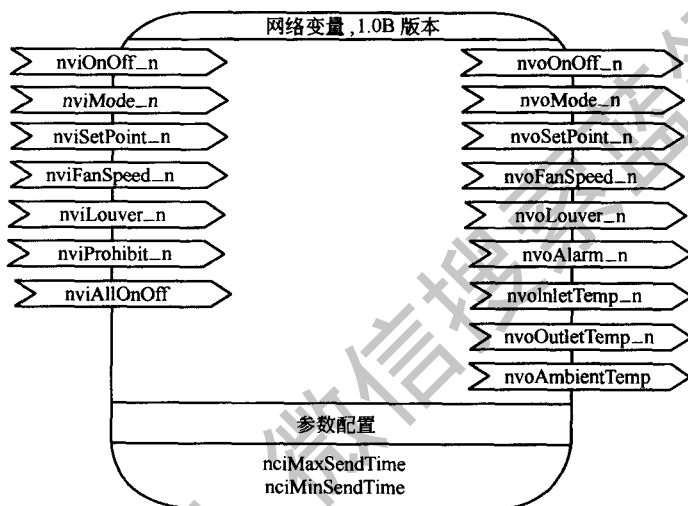
序号	变量名称	SNVT 类型	值/状态	备注
7	开关状态和故障提示 nviOnOff_n	SNVT_ state	bit 0: 0/1=停止/运转 bit 1: 0/1=正常/故障	空调开关状态改变后提示
8	室内机回风温度 nvoInletTemp_n	SNVT _temp_p	-6200~12700(-62~127℃)	

注：1. HARC 与空调室内机之间的通讯需要的时间比较长；

2. 如果没有连接室内机，响应请求数据的输出变量为“0”。

(3) 选项 B (每个控制板能够连接 4 个室内机)

① 控制对象 例 . . _n: 指空调室内机的编号。



② SNVT 内容 选项 B 的 SNVT 内容见表 5-10。

表 5-10 SNVT 内容

序号	变量名称	SNVT 类型	值/状态	备注
1	开/关指令 nviOnOff_n	SNVT_ switch	值 0: 固定 状态 0/1=停止/运转	请把开关指令、运转模式设定指令、温度设定指令、一起开关指令等各个 SNVT 的发信间隔设置在 5s 以上
2	设定运行模式 nviMode_n	SNVT _hvac _mode	制热(HAVC-HEAT) 制冷(HAVC-COOL) 除湿(HAVC-PRE-COOL) 送风(HAVC-FAN-ONLY)	
3	温度设定 nviSetPoint_n	SNVT _temp_p	1700~3000(17~30℃)	
4	风扇转速设定 nviFanSpeed_n	SNVT_ switch	值 1:低速 2:中速 3:高速 状态 0:固定	
5	摆叶位置设定 nviLouver_n	SNVT_ switch	值 0:20° 1:25° 2:30° 3:35° 4:45° 5:55° 6:70° 7:自动 状态 0:固定	
6	遥控器允许/禁止 nviProhibit_n	SNVT_ switch	值 0:固定 状态 0:遥控器允许 1:遥控器禁止	
7	一起开关指令 nviAllOnOff	SNVT_ switch	值 0:固定 状态 0/1=停止/运转	

续表

序号	变量名称	SNVT 类型	值/状态	备注	
8	开关状态和故障提示 nviOnOff_n	SNVT_ state	bit 0: 0/1=停止/运转 bit 1: 0/1=正常/故障	空调单元运转状态改变后提示	
9	运行模式状态提示 nvoMode_n	SNVT _hvac _mode	制热(HAVC_HEAT) 制冷(HAVC_COOL) 除湿(HAVC_PRE_COOL) 送风(HAVC_FAN_ONLY)		
10	温度设定提示 nvoSetPoint_n	SNVT _temp_p	1700~3000(17~30℃)		
11	风扇转速状态 nvoFanSpeed_n	SNVT_ switch	值 1:低速 2:中速 3:高速 状态 0:固定		
12	摆叶位置 nvoLouver_n	SNVT_ switch	值 0:20° 1:25° 2:30° 3:35° 4:45° 5:55° 6:70° 7:自动 状态 0:固定		
13	故障代码 nvoAlarm_n	SNVT_ _str _asc	在遥控器上显示的故障代码		空调故障代码提示
14	室内机回风温度 nvoInletTemp_n	SNVT_ _temp_p	-6200~12700(-62~127℃)		空调室内机回风温度变化提示
15	室内机出风温度 nvoOnletTemp_n	SNVT _temp_p	-6200~12700(-62~127℃)		空调室内机出风温度变化提示
16	室外环境温度 nvoAmbientTemp	SNVT _temp_p	-6200~12700(-62~127℃)		室外气温变化提示 该 SNVT 为每个控制基板对应 1 个

注: 1. HARC 与空调室内机之间的通讯需要的时间比较长;

2. 如果没有连接室内机, 响应请求数据的输出变量为“0”。

5.4 空调电费计量和分配系统

5.4.1 电费计量和分摊的原理和系统构成

变频多联机电费计量和分摊系统是将安装在空调动力线基干部位的电表测得的耗电量, 以室内机、室外机的各运转数据的累计值为基础, 用电脑软件自动分摊到各台室内机进行收费的系统。分摊计费以室内机为单位进行, 并且各台室内机的分摊结果, 可以按以组为单位、以模块为单位(由组组成的单位)集中计算。在查表日之外, 还可以在任意时间内进行空调电费及累计数据的集中计算。

完整的电费计量和分摊系统的构成如图 5-25 所示。产品由空调管理软件、空调分别计费软件、HARC40 构成。其他装置为现场准备品, 准备时要确认技术规格。在该计费系统中, 1 台电脑可以连接合计 8 台 HARC40。1 个系统最多可以控制 128 组、64 个模块。

5.4.2 空调电费计量和分配系统连接方式

空调电费计量和分配系统, 以下简称分户计量系统, 由 CS-NET 系统和自动抄表系统组成。CS-NET 系统由室内外机的通讯线、HARC40(转 USB 的接口)组成。该系统的作用是:

- ① 监视及控制所有空调室内机的运行;
- ② 收集整个空调系统的运转信息, 以作为电量分配的依据。

自动抄表系统由电能表、电表信号线、电表数据采集器或转接口组成。该系统用于计量各室外机的用电量, 并集中传输到控制电脑中去。室内机和室外机电表采用如下原则选用:

- ① 空调室外机的耗电计量, 采用 1 台室外机配 1 个电表的方式测量, 并把室外机的消

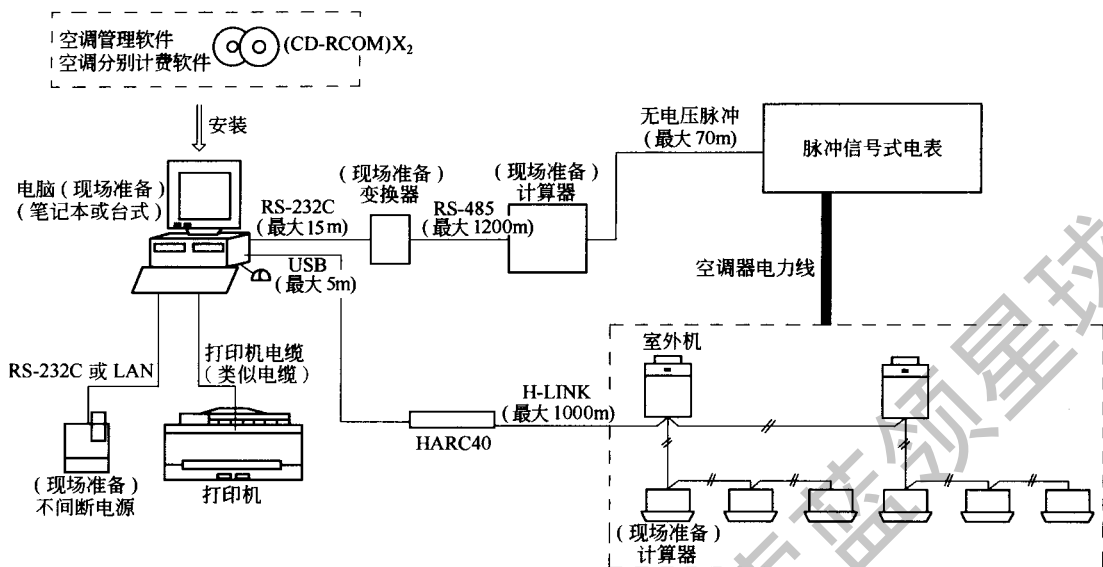


图 5-25 电费计量和分摊系统的基本构成

耗电量通过集中抄表系统传送至电脑；

② 空调室内机的耗电计量，由于目前照明、插座等耗电计量都采用了一户一表的形式，所以空调室内机的耗电量也可以用用户电表一起进行测量，不再单独设表；但需要注意的是，室内机的电源最好采用集中控制的方式，不要由用户自己控制，否则可能会因用户断电影响整个空调系统的正常运行。

表 5-11 和表 5-12 分别给出了 HARC40 的技术规格和电能表的技术规格。

表 5-11 HARC40 的技术规格

名称	连接台数	H-LINK 导线规格	配线长
HARC40	室内机 128 台 室外机 16 台	屏蔽双绞线 1P-0.75 以上	H-LINK 导线总长 1000m

表 5-12 电能表的技术规格

名称	连接台数	传输线规格	配线长
脉冲传输式电能表	每室外机一台	屏蔽双绞线 1P-0.75 以上	最大 50m
带 RS-485 接口或 M-BUS 接口直读式电能表	每室外机一台	屏蔽双绞线 1P-0.75 以上	最大 1000m

分户计量系统的连接方式如图 5-26 所示。

室外机电能表连接方式多采用如下两种方式。

① 带 RS-485 接口（或 M-BUS 接口）直读式电能表系统举例 图 5-27 示出了带 RS-485 接口（或 M-BUS 接口）直读式电能表连接方式。

② 脉冲输出式电能表系统举例 图 5-28 示出了脉冲输出式电能表连接方式。

5.4.3 电费计量和分摊的常用方式

海信日立空调电量计量和分配系统一般采用如下 4 种分配方式，在应用分户计量系统时，一定要事先与顾客商量，然后再决定分配的方式。

① 按温控器打开时间分摊；

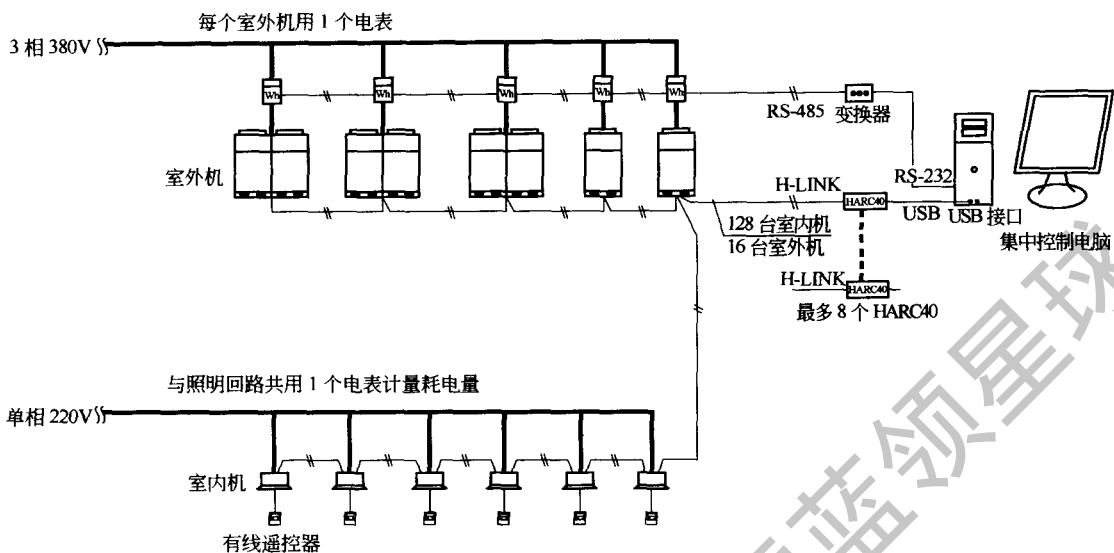


图 5-26 电费计量和分摊系统的连接方式

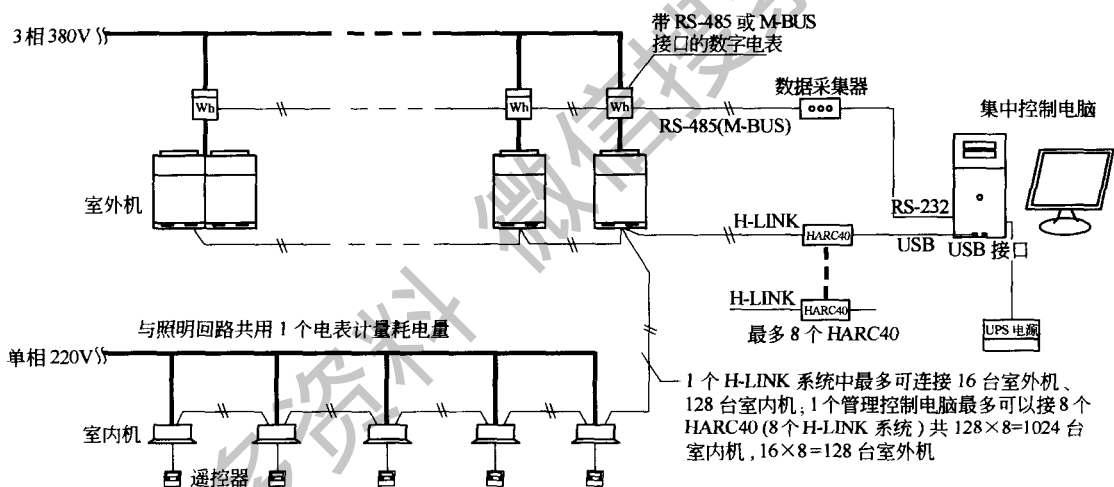


图 5-27 带 RS-485 接口 (或 M-BUS 接口) 直读式电能表连接方式

- ② 按压缩机电流分摊；
- ③ 按运转时间分摊；
- ④ 按制冷剂流量比分摊。

一般而言，按温控器打开时间分摊和按制冷剂流量比分摊方法比较常用，下面主要介绍这两种分配方式（表 5-13）。

表 5-13 常用的电费分摊方式

分 摊 方 式	计 算 方 法
方式 1 按制冷剂流量比例分摊	先按各室外机压缩机累计电流值的比率把总耗电量向各室外机分摊，然后按照室内机累计制冷剂流量值的比率，把各室外机的耗电量向同制冷剂系统的室内机上分摊
方式 2 按温控器打开时间分摊 (Thermon 时间分摊)	按各室内机的温控器打开累计时间与室内机能力乘积的比率向各室内机分摊

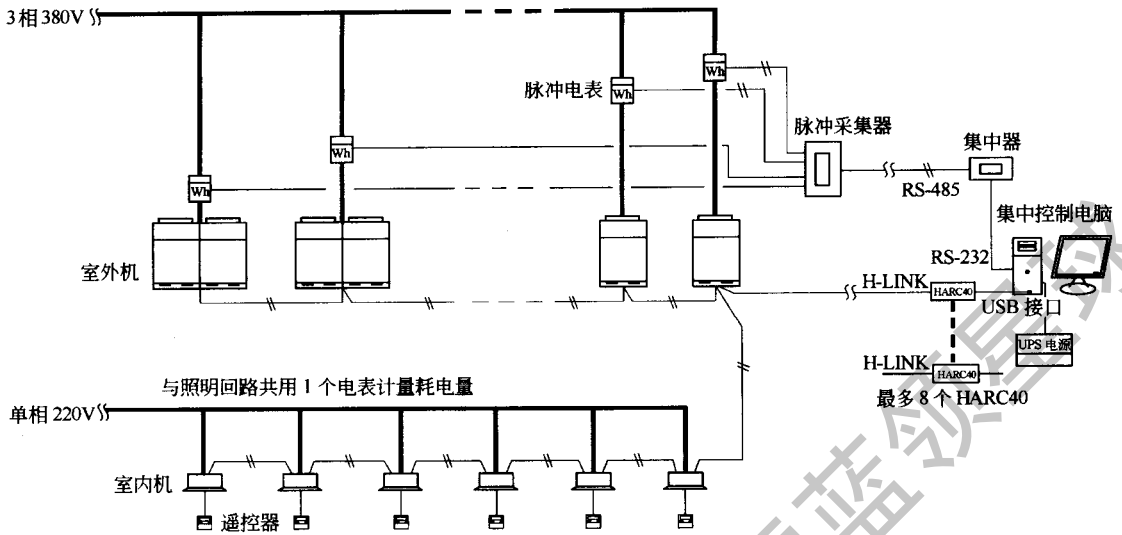


图 5-28 脉冲输出式电能表连接方式

当采用方式 1 分摊电费时，原理如图 5-29 所示。

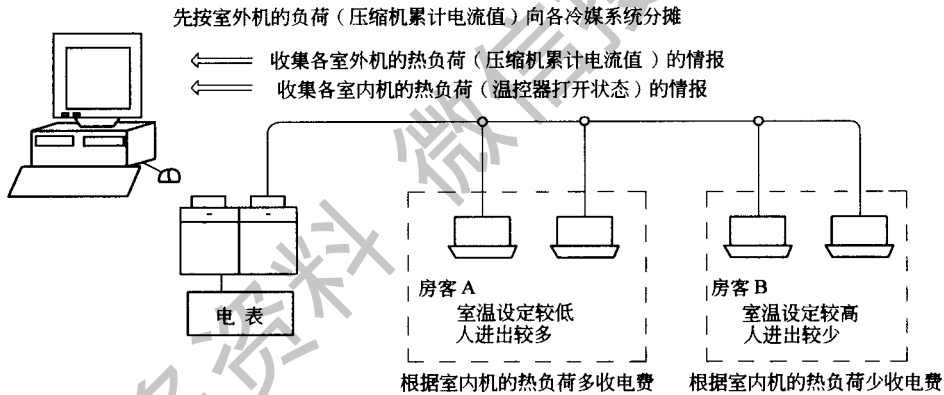


图 5-29 按制冷剂流量比例分摊电费示意图

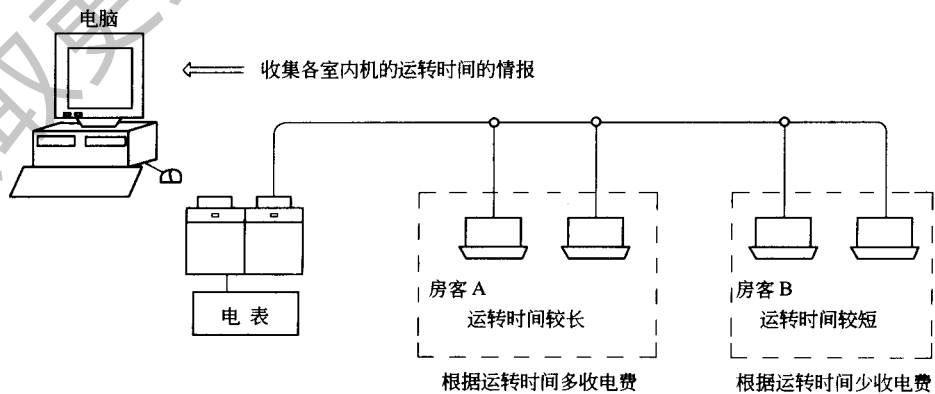


图 5-30 按温控器打开时间分摊电费示意图



当采用方式 2 分摊电费时, 原理如图 5-30 所示。

具体而言, 室外机压缩机累计电流值的积算方法为把压缩机电流传感器的电流值进行累加, 室内机制冷剂流量的积算方法为把控制电子膨胀阀开度的脉冲数进行累加。其中, 室内机电子膨胀阀开度及压缩机电流等数据以 60s 为周期进行积算。值得注意的是, 因为电子膨胀阀的尺寸有不同规格, 所以即便是控制电子膨胀阀开度的脉冲数相同, 制冷剂流量也会不同, 所以要把脉冲数乘以修正系数。

电子膨胀阀根据表 5-14 进行开度积算, 膨胀阀开度按 2000 脉冲等效于 100% 换算。

表 5-14 压缩机不同状态时的脉冲数

室内机状态 压缩机动作	运 转		停 止
	thermo-on	thermo-off	
运转	可变	250	150
停止		1500	1500

 积算对象  非积算对象 单位=脉冲

Thermo-on 是指室内空气温度还没有达到遥控器设定值, 室内机风扇运转, 膨胀阀打开到控制目标开度值, 室内机有制冷剂流过。Thermo-off 是指室内空气温度达到遥控器设定值后, 室内机风扇停止运转, 膨胀阀开度关小, 室内机没有或有少量制冷剂流过。

5.4.4 待机耗电部分的处理

空调机即使全部不运转, 曲轴、加热带、控制基板等部件待机状态也要有以下耗电:

- ① 室外机压缩机曲轴加热带的耗电、控制基板耗电;
- ② 室内机控制基板耗电。

待机耗电的处理如表 5-15 所示, 一定要事先和顾客协商, 再决定处理方法。

表 5-15 待机耗电部分的处理方式

处 理 方 式	内 容	特 征
方式 1 分别计算, 按室内机的能力分摊	从全部用电中减去待机耗电, 剩下的按上述分摊方式分摊, 待机耗电部分根据室内机的能力分摊	没有运转的室内机也分摊待机耗电
方式 2 不分别计算, 按上述方式分摊	待机耗电量也包括在用电量中, 按上述方式分摊	对运转着的室内机分摊全部待机耗电; 没运转的机器不分摊(但所有机器都不运转时除外)
方式 3 分别计算, 分别汇总后输出	从全部用电中减去待机耗电, 汇总全部机器的用电量, 分别输出	待机耗电不向房客收费

5.4.5 按制冷剂流量比例分摊电费(方式 1)的计算方法

(1) 计算一天内每个空调机的运转比例(表 5-16、表 5-17)

表 5-16 室外机的运转电流累计值

参 数	室外 1	室外 2
运转电流积算值	I1	I2

表 5-17 室内机的制冷剂流量累计值

参 数	室内 1-1	室内 1-2	室内 1-3	室内 2-1	室内 2-2
制冷剂流量积算值	Q11	Q12	Q13	Q21	Q22

① 以一个制冷剂系统作为 100%，计算 1 台室内机的比率 每个室内机的比率可根据制冷剂流量积算的比率得出（表 5-18、表 5-19）。

表 5-18 室内机的制冷剂流量累计值比率

室内机	1-1	1-2	1-3	1 系统合计
制冷剂流量积算值	Q11	Q12	Q13	ΣQ1
比率	$\frac{Q11}{\Sigma Q1} \times 100\%$	$\frac{Q12}{\Sigma Q1} \times 100\%$	$\frac{Q13}{\Sigma Q1} \times 100\%$	100%

表 5-19 室内机的制冷剂流量累计值比率

室内机	2-1	2-2	2 系统合计
制冷剂流量积算值	Q21	Q22	ΣQ2
比率	$\frac{Q21}{\Sigma Q2} \times 100\%$	$\frac{Q22}{\Sigma Q2} \times 100\%$	100%

② 以全部制冷剂系统作为 100%，计算每个室外机的比率 根据运转电流积算值的比率计算每台室外机的比率，如果把运转电流的积算值表示为 $\Sigma I = I1 + I2$ ，则每台室外机的比率为 $\frac{I_{\Delta}}{\Sigma I} \times 100$ （图 5-20）。最后，每台室内机的比率根据制冷剂流量的比率计算 [Δ 为室外机(1,2)]。

表 5-20 每台室内机的电费比率

室内机	1-1	1-2	1-3	(1-1~1-3)小计
制冷剂流量积算值	Q11	Q12	Q13	ΣQ1
比率	$\frac{Q11}{\Sigma Q1} \times \frac{I1}{\Sigma I} \times 100\%$	$\frac{Q12}{\Sigma Q1} \times \frac{I1}{\Sigma I} \times 100\%$	$\frac{Q13}{\Sigma Q1} \times \frac{I1}{\Sigma I} \times 100\%$	$\frac{I1}{\Sigma I} \times 100\%$
室内机	2-1	2-2	(2-1~2-2)小计	(1-1~2-2)合计
制冷剂流量积算值	Q21	Q22	ΣQ2	—
比率	$\frac{Q21}{\Sigma Q2} \times \frac{I2}{\Sigma I} \times 100\%$	$\frac{Q22}{\Sigma Q2} \times \frac{I2}{\Sigma I} \times 100\%$	$\frac{I2}{\Sigma I} \times 100\%$	100%

(2) 在一个月内的每日的运转比率的计算 把全部室外机一天的电流积算值累加起来，如果把一天中所有室外机的运转电流表示为 $I1 = I11 + I12$ ，则室外机每一日的运转比率可表示为 $\frac{I_{\Delta}}{\Sigma I} \times 100\%$ （表 5-21、表 5-22）。

表 5-21 一个月內每台室外机的运转电流积算值

日期 项目	1 日		2 日		...	30 日		31 日	
	室外 1	室外 2	室外 1	室外 2		室外 1	室外 2	室外 1	室外 2
运转电流积算	I11	I12	I21	I22	...	I301	I302	I311	I312

表 5-22 一个月內每台室外机的运转电流积算值比率

日期 项目	1 日	2 日	...	30 日	31 日	(1~31 日)合计
	I1	I2		I30	I31	
运转电流积算值	I1	I2	...	I30	I31	ΣI
比率	$\frac{I1}{\Sigma I} \times 100\%$	$\frac{I2}{\Sigma I} \times 100\%$...	$\frac{I30}{\Sigma I} \times 100\%$	$\frac{I31}{\Sigma I} \times 100\%$	100%

5.4.6 按温控器开启时间分摊电费（方式2）的计算方法

(1) 一天内每台空调机的运转比例计算（表 5-23）

表 5-23 室内机温控器开启时间累计

项 目	室内 1-1	室内 1-2	室内 1-3	室内 2-1	室内 2-2
能力(相当马力)	N11	N12	N13	N21	N22
Thermo-on 时间积算值	T _{T11}	T _{T12}	T _{T13}	T _{T21}	T _{T22}

① 以一个制冷剂系统作为 100%，计算 1 台室内机的比率 每台室内机的比率根据 (thermo-on 时间×能力) 的比率得出，如表 5-24、表 5-25 所示。

表 5-24 室内机电费分摊比率 (1)

项 目	1-1	1-2	1-3	1 系统合计
thermo-on 时间×能力	N11×T _{T11}	N12×T _{T12}	N13×T _{T13}	ΣN1×T _{T1}
比率	$\frac{N11T_{T11}}{\Sigma N1T_{T1}} \times 100\%$	$\frac{N12T_{T12}}{\Sigma N1T_{T1}} \times 100\%$	$\frac{N13T_{T13}}{\Sigma N1T_{T1}} \times 100\%$	100%

表 5-25 室内机电费分摊比率 (2)

项 目	2-1	2-2	2 系统合计
thermo-on 时间×能力	N21×T _{T21}	N22×T _{T22}	ΣN2×T _{T2}
比率	$\frac{N21T_{T21}}{\Sigma N2T_{T2}} \times 100\%$	$\frac{N22T_{T22}}{\Sigma N2T_{T2}} \times 100\%$	100%

② 以全部制冷剂系统作为 100%，计算每台室内机的比率 每台室内机的比率根据 (thermo-on 时间×能力) 的比率得出（表 5-26）。

表 5-26 室内机电费分摊比率 (3)

项 目	1-1	1-2	1-3	2-1	2-2	(1-1~2-2) 系统合计
thermo-on 时间×能力	N11×T _{T11}	N12×T _{T12}	N13×T _{T13}	N21×T _{T21}	N22×T _{T22}	ΣN×T _T
比率	$\frac{N11T_{T11}}{\Sigma NT_T} \times 100\%$	$\frac{N12T_{T12}}{\Sigma NT_T} \times 100\%$	$\frac{N13T_{T13}}{\Sigma NT_T} \times 100\%$	$\frac{N21T_{T21}}{\Sigma NT_T} \times 100\%$	$\frac{N22T_{T22}}{\Sigma NT_T} \times 100\%$	100%

(2) 一个月内的每日的运转比率 把全部室内机一天的 (thermo-on 时间×能力) 合计起来，据此计算在一个月内的每一日的比率（表 5-27）。如果把某月中一天的全部室内机的 thermo-on 时间×能力合计用 (ΣNT_T)₁ 表示，则该日占该月的比率表示为 $\frac{(\Sigma NT_T)_\Delta}{\Sigma (\Sigma NT_T)} \times 100\%$ （表 5-28）。

表 5-27 室内机温控开启时间累计

项 目	1-1	1-2	1-3	2-1	2-2	日 计
thermo-on 时间×能力	N11×T _{T11}	N12×T _{T12}	N13×T _{T13}	N21×T _{T21}	N22×T _{T22}	ΣN×T _T

表 5-28 一个月内每日全部室内机分摊的电费比率

日期	1 日	2 日	...	31 日	(1 日~31 日)合计
项目					
thermo-on 时间×能力	$(\sum NT_T)1$	$(\sum NT_T)2$...	$(\sum NT_T)31$	$\sum(\sum NT_T)$
比率	$\frac{(\sum NT_T)1}{\sum(\sum NT_T)} \times 100\%$	$\frac{(\sum NT_T)2}{\sum(\sum NT_T)} \times 100\%$...	$\frac{(\sum NT_T)31}{\sum(\sum NT_T)} \times 100\%$	100%

最后，每台室内机在一个月内的耗电比率可以按表 5-23~表 5-26 中的方法继续分摊。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

6 变频多联机工程设计中常见问题及分析

6.1 室内外机连接管长和高差

变频多联机系统为确保制冷剂流量的分配、系统工作的高效率及可靠性，对系统配管长度、配管管径及配管高差有限制，见表 6-1。

表 6-1 变频多联机系统最大配管长度、配管直径及配管高差表

外机名称	型号规格	实际最大配管长度/m	当量配管长度/m	最大高差/m		内机最大高差/m	第一分枝到最远内机距离/m	系统最大配管长度/m
				外机在上	外机在下			
SET-FREE 室外机	RAS-140	100	125	50	40	15	30	
	RAS-224	100	125	50	40	15	30	
	RAS-280	100	125	50	40	15	30	
	RAS-450	100	125	50	40	15	30	
	RAS-560	100	125	50	40	15	30	
	RAS-690	120	150	50	40	15	40	
	RAS-840	120	150	50	40	15	40	
mini 室外机	RAS-112FSVGQ	75		30	30	15	30	120
	RAS-140FSVGQ	75		30	30	15	30	120
	RAS-160FSVGQ	75		30	30	15	30	120
店铺机 室外机	RAS-200HIQ	50	70	30	20	0.5	10	
	RAS-250HIQ	50	70	30	20	0.5	10	

注：1. 部分室内机配管超过 15m 长时，接室内机液管管径应加大一号。

2. 室外机安装在距室内机较低的下部，且管路较长时，接室外机液管管径应加大一号。具体管长及高差见生产厂家技术资料。

3. 三级分枝中只能有二级主分枝；室内机可超配到 130%，但配管管径不应超过室外机接管管径。

变频多联机系统配管设计时常出现的问题有：

- ① 最长管路超过限制，从室外机到最远室内机的距离超过表 6-1 的规定；
- ② 第一个分枝到室内机的距离超过表 6-1 的规定；
- ③ 不同的机型配管长度和配管高差要求不一样，没注意到区别；

④ 前三级分歧中只能有二级主分歧，因室内机可超配到130%，但配管管径不应超过室外机接管管径。

图6-1(a)中，第一个分歧管到最远室内机的距离超过40m，超过配管长度限制；另外，系统过大，管路过长，系统冷量衰减较大。图6-1(b)中，配管长度完全符合规定，左右各放置一台室外机，两个系统的配管长度均较短，室外机型号较小，系统冷量衰减较小，系统工作能效比高，可靠性增大，较图6-1(a)布置好。

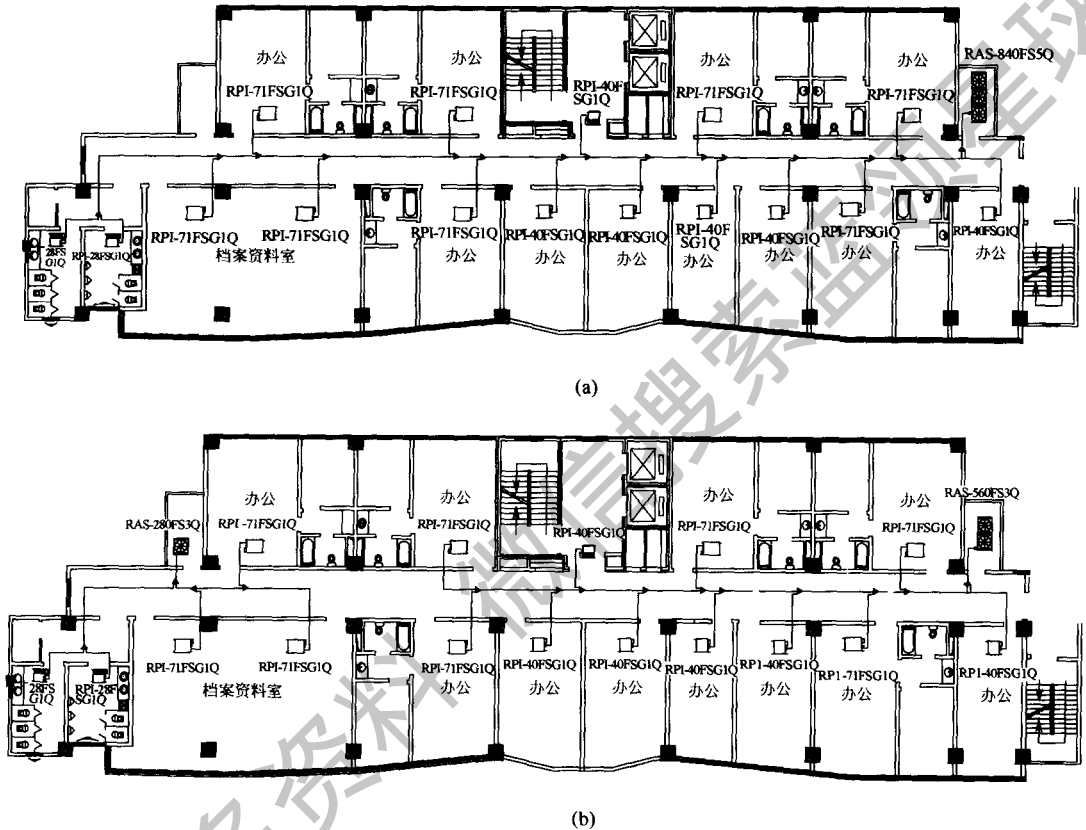
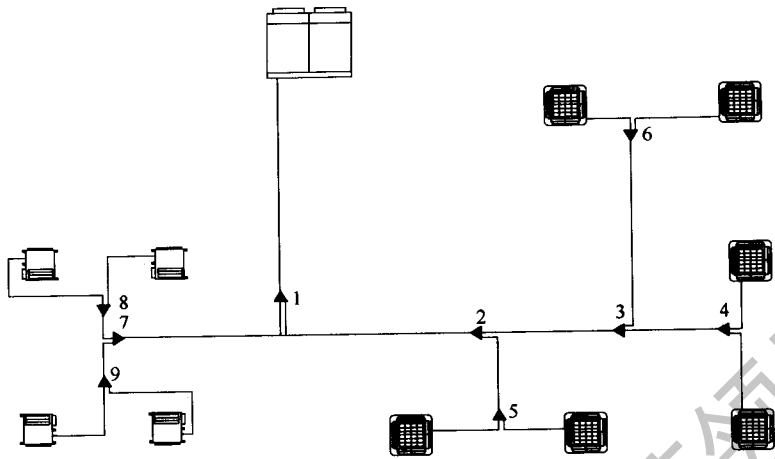


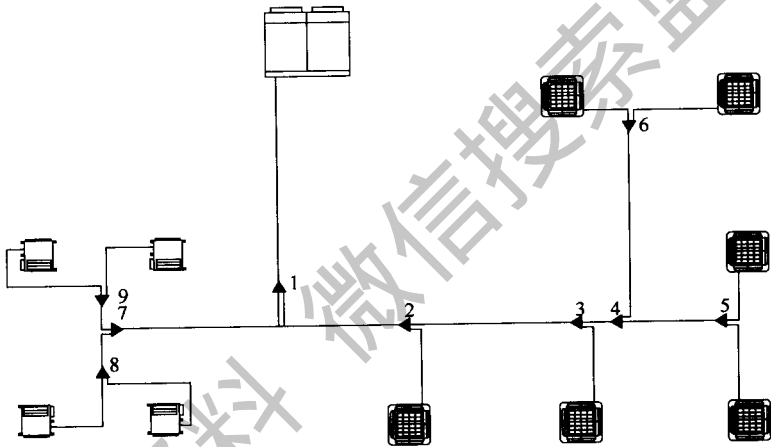
图 6-1 多联机系统歧管配管布置举例

在设计多联机系统时，一定要克服水系统设计的观点，尽可能将系统小型化，室外机分散放置，以便缩短配管长度。

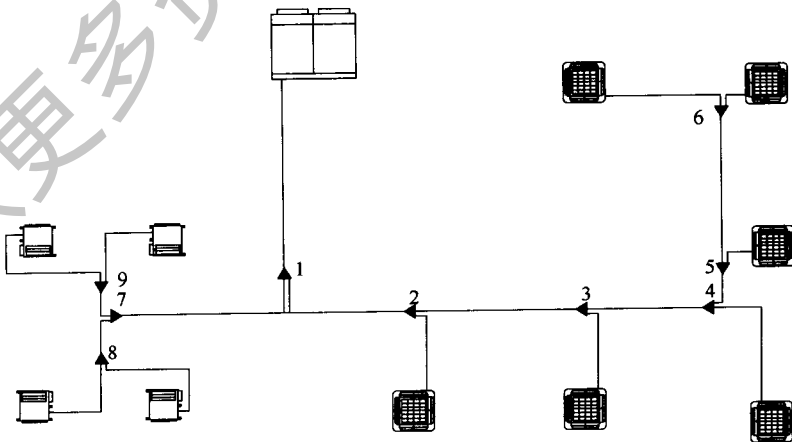
图6-2(a)为一多联机系统配管图。图中分歧管1、2、3、7为主分歧管（直接连接两个分歧的为主分歧），前三级分歧管中有3个主分歧管，不符合规定，因此该配管是错误的。图6-2(b)虽然前三级分歧管中有2个主分歧管，但三级以后出现主分歧管（第4级分歧管4为主分歧管），因此所示系统的配管是错误的。图6-2(c)所示的系统配管是正确的。配管高差一般很少出错，这里不再介绍。但管径标注时，因室内机可超配，会出现主管道管径超过室外机接管管径，这时，系统主管道按室外机接管管径即可。图6-3 配管标注中，根据表4-23，分歧管1到室外机的配管，根据各室内机的容量之和为57.5kW，配管管径为 $\phi 38.1/15.88$ ，而室外机的接管管径为 $\phi 31.75/15.88$ ，所以，分歧管1到室外机的配管管径为 $\phi 31.75/15.88$ 是正确的。



(a) 例一



(b) 例二



(c) 例三

图 6-2 多联机系统配管举例

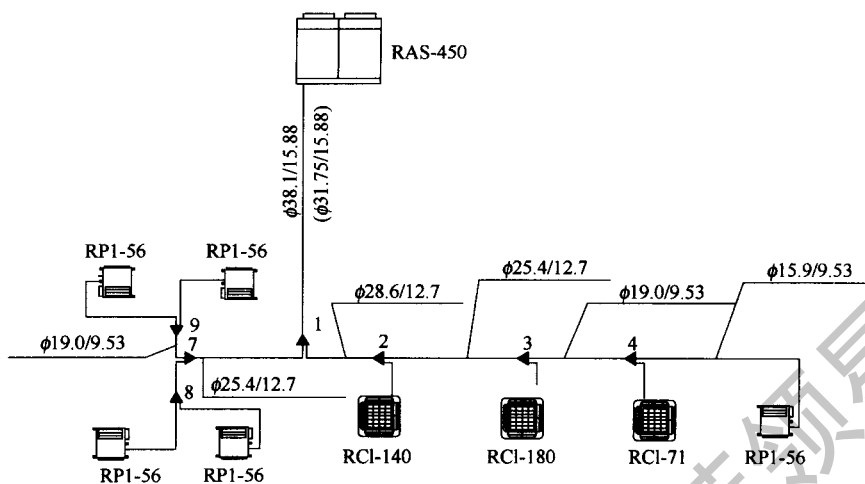


图 6-3 配管标注举例

6.2 室内外机的布置

6.2.1 室内机的布置

室内机的大小、形式、布置位置均直接影响空调气流组织、空调系统的造价及空调使用效果。在选用布置多联机室内机时，应充分掌握各种型号室内机的特点，扬长避短，合理选择室内机的大小和机型。图 6-4 为一高层办公建筑物空调改造工程。该工程位于大连，地上 9 层。一层层高 5m，二层到八层为标准层，层高为 3m，九层层高为 3.6m。无集中供热，总建筑面积为 4500m²。外墙为 37 墙，单框双玻铝合金窗。根据甲方要求，不设计新风系统，采用自然补新风方式。一层层高较大，冬季供热负荷较大，大厅为配合装潢，采用风管机，通过散流器下送；大厅对噪声要求不是很高，为降低造价，采用大容量风管机。标准层层高较小，采用风管机以利于局部吊顶，由于风管机电动机在机器后部，回风部位噪声较大。在选用室内机型时，对于噪声要求较高的办公室，采用低静压、较小容量的室内机，回风接回风消声静压箱，以满足房间噪声的要求。顶层大会议室层高较大，装修要求较高。为配合装修，送回风口均采用长条缝型散流器，送回风均做了消声处理。顶层其他房间接近正方形，配合吊顶，减少安装工作量，选用四面出风嵌入式。室外机安装在屋面上。

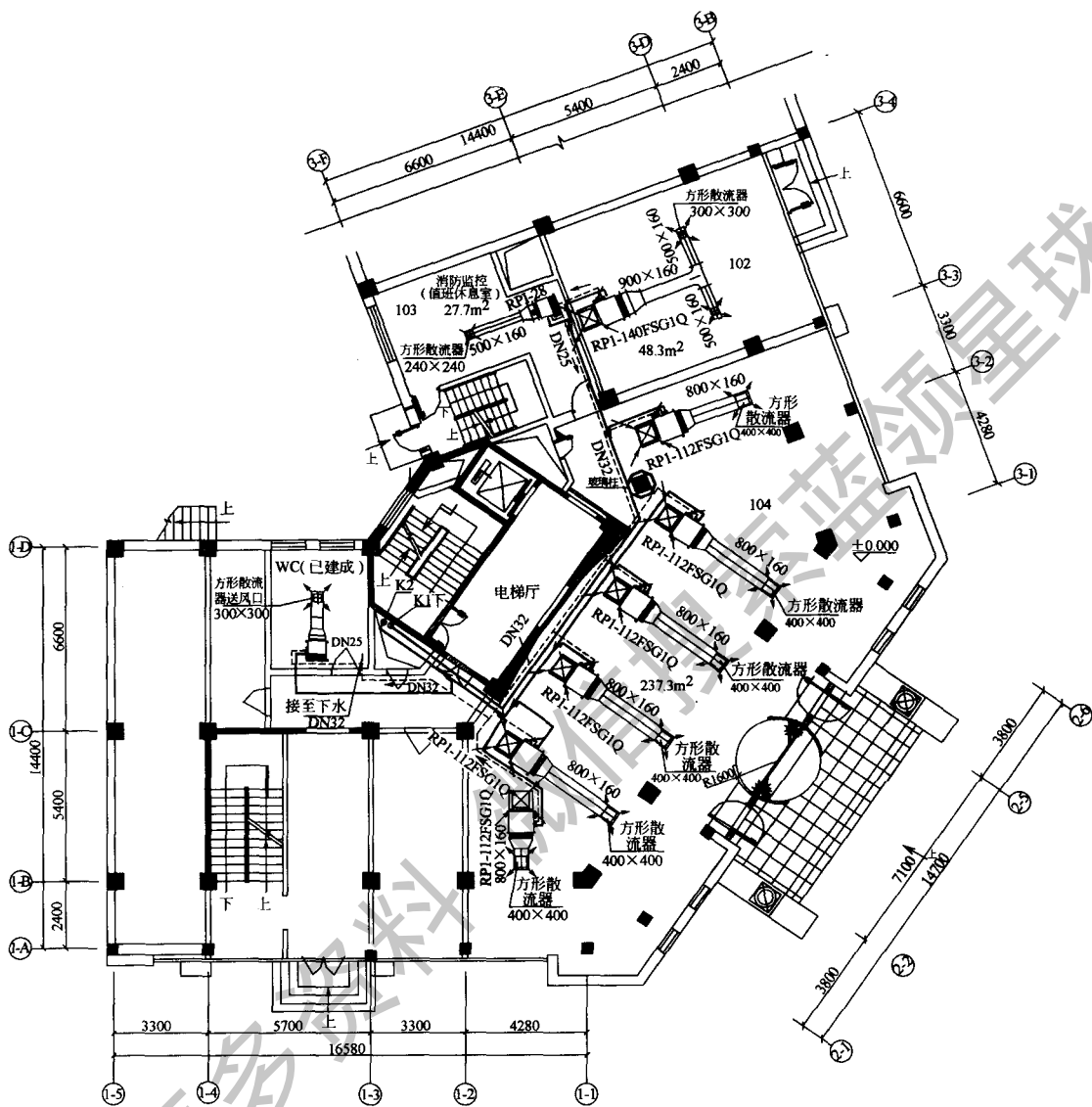
室内机布置设计中常见的错误有以下几方面。

(1) 对于层高较高的房间，选用四面出风嵌入式，会出现冬季供热时热风不能送达工作区（供冷时不存在此问题）。四面出风嵌入式室内机允许安装高度见表 6-2。

表 6-2 四面出风嵌入式室内机安装高度

规格	正常安装高度/m	有线控制器设定后可使用的高度/m
28,40,56,71	2.7	3.2
80,112,140	3.2	4.2

(2) 普通风管机当新风机使用，完全用风管机处理新风。若要用风管机处理新

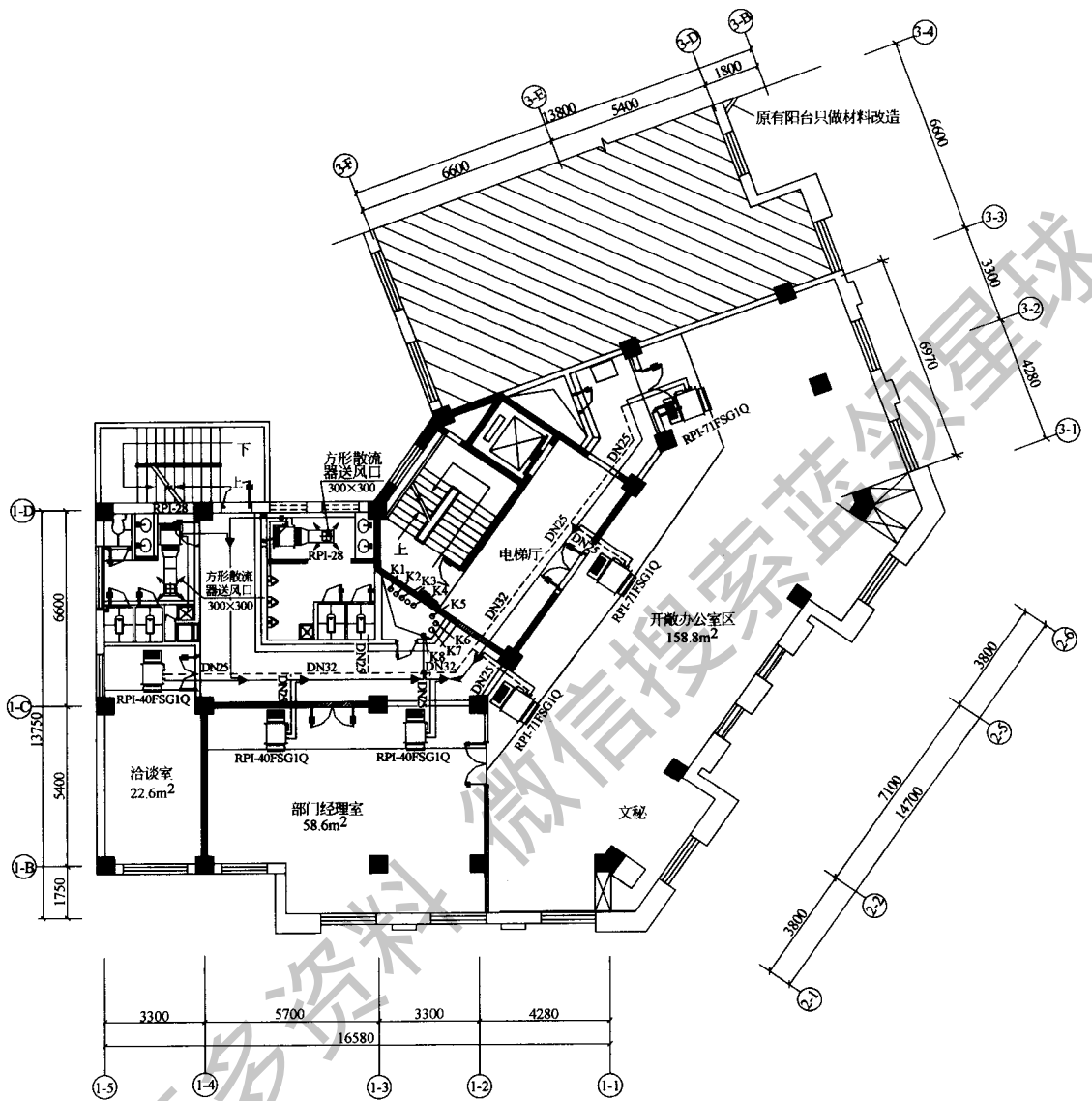


(a) 一层空调系统平面图

图 6-4 一高层办公建筑物空调改造工程

风，只能引入部分新风，新风应与回风混合后再经过风管机处理，且新风量不应超过 30%。

(3) 对样本中给定噪声值认识不足，特别是风管机，未了解其测试条件，造成误解，使用后室内噪声较大。图 6-5 给出了两种室内机的布置。因离心玻璃棉直接风管具有很好的消声功能，故图中风管材料均采用离心玻璃棉直接风管。图 6-5(b) 比图 6-5(a) 的布置室内噪声小 8dB(A) 左右，基本满足个人办公室的噪声要求。《民用建筑隔声设计规范》(GBJ 118—88) 中对四类建筑物室内允许噪声做了规定，详见表 6-3~表 6-6。表 6-7 为一般民用的允许噪声参考值，表 6-8 为特殊建筑的允许噪声参考值。国家标准《城市区域环境噪声标准》(GB3096—93) 规定的城市五类区域的环境噪声最高限制如表 6-9 所示。



(b) 标准层空调系统平面图

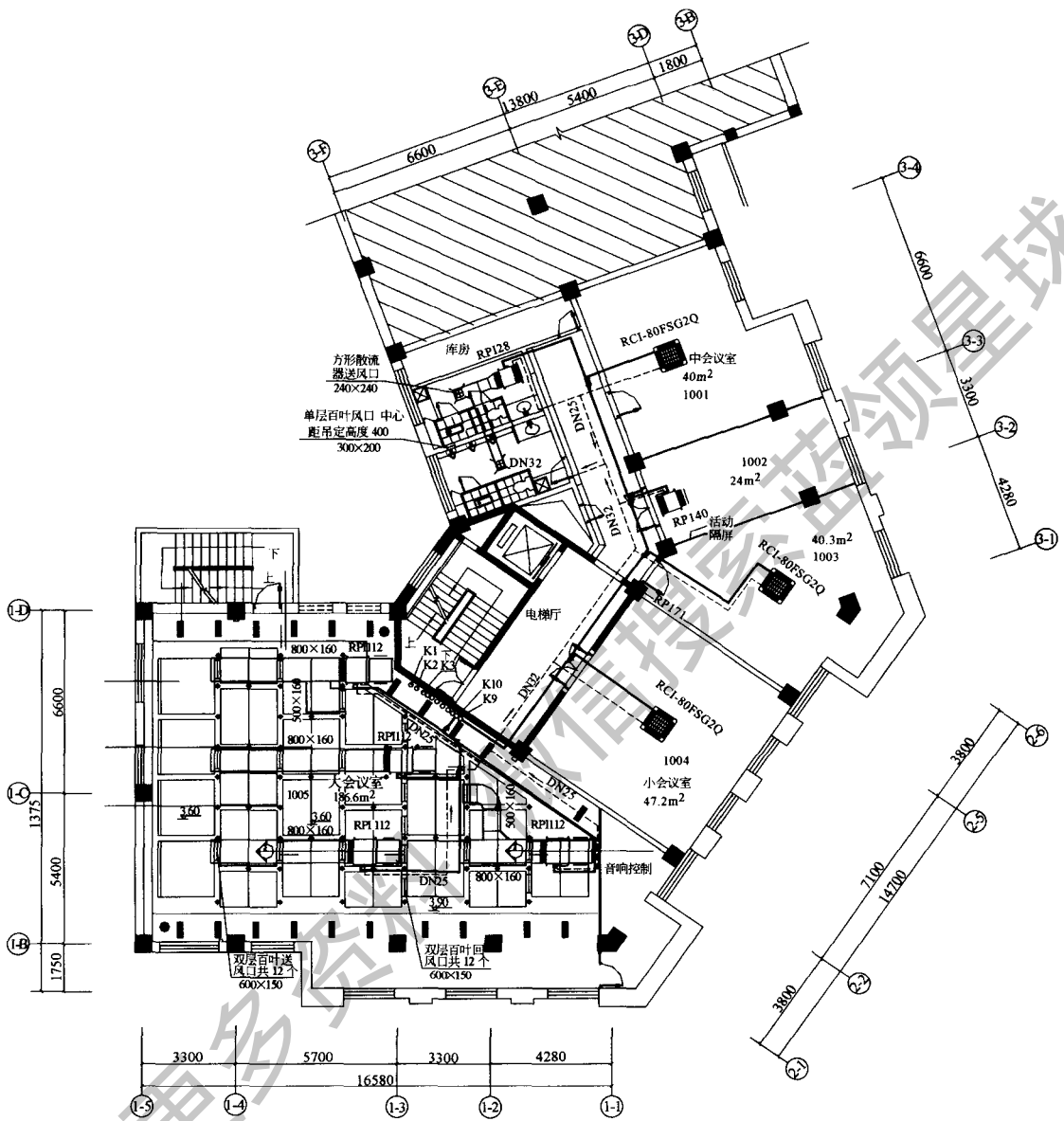
图 6-4 一高层办公建筑物空调改造工程

表 6-3 住宅室内允许噪声级

房间类别	允许噪声级/dB(A)		
	一级	二级	三级
卧室	≤40	≤45	≤50
起居室	≤45		≤50

表 6-4 学校室内允许噪声级

房间类别	允许噪声级/dB(A)		
	一级	二级	三级
有特殊要求安静的房间	≤40	—	—
一般教室	—	≤50	—
无特殊要求安静的房间	—	—	≤55



(c) 九层空调系统平面图

图 6-4 一高层办公建筑物空调改造工程

表 6-5 旅馆室内允许噪声级

房间类别	允许噪声级/dB(A)			
	特 级	一 级	二 级	三 级
客房	≤35	≤40	≤45	≤55
会议室	≤40	≤45	≤50	—
多用途大厅	≤40	≤45	≤50	—
办公室	≤45	≤50	≤55	—
餐厅、宴会厅	≤50	≤55	≤60	—

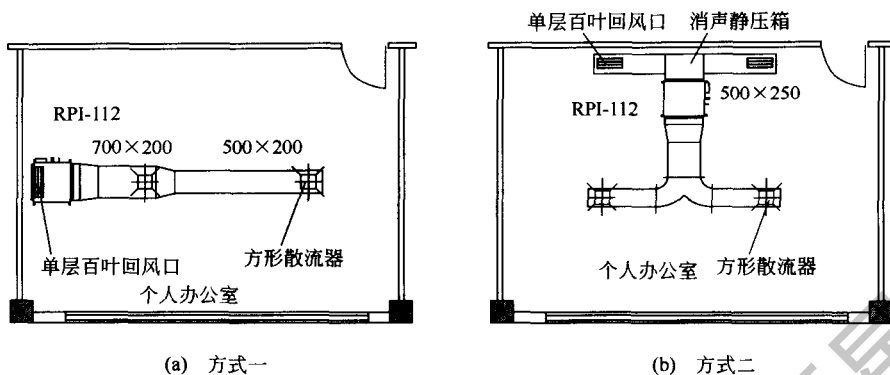


图 6-5 室内机的两种布置方式

表 6-6 医院室内允许噪声级

房间类别	允许噪声级/dB(A)		
	一级	二级	三级
病房、医生休息室	≤40	≤45	≤50
门诊室		≤55	≤60
手术室		≤45	≤50
测听室		≤25	≤30

表 6-7 一般民用建筑的允许噪声参考值

建筑类别	允许噪声标准/dB		
	评价曲线:NC-,NR-	单值 L_A	
居住建筑	住宅卧室	30	35
	公寓卧室	30	35
	集体宿舍	35	40
旅馆	宾馆	25	30
	旅游旅馆	30	35
	会议旅馆	35	40
	社会旅馆	35	40
医院	门诊	30	35
	病房	25	30
学校	教室	30	35
	阶梯教室	30	35
	视听教室	25	30
	音乐教室	25	30
	绘画室	35	40
会议	会议厅	25	30
	会议室	30	35
	学术报告厅	25	30
法院	审判厅	25	30
	预审室	20	25

续表

建筑类别		允许噪声标准/dB	
		评价曲线:NC-,NR-	单值 L_A
图书馆	阅览室	25	30
	视听室	20	25
办公	办公室	35	40
	设计室、制图室	40	45
教堂	礼拜堂	30	35
剧场	话剧院	20	25
	地方戏剧院	30	35
	歌剧院	20	25
	多功能剧院	25	30
音乐厅	室内乐、演唱厅	15	20
	近代轻音乐、电子乐	30	35
	音乐排练厅	30	35
	交响乐大厅	20	25
	管风琴演奏厅	25	30
电影院	普通影院(35mm片)	35	40
	宽银幕立体声影院	25	30
	70mm片四声道立体声影院	20	25
	全景电影院	30	35
	标准放映室	25	30
体育馆	田径、体操馆	40	45
	球类	45	50
	溜冰馆	45	50
	跳水、游泳馆	50	55
	击剑、拳击	40	45
	多功能体育馆	40	45
宴会厅	宴会厅	35	40
	餐厅	45	50
商场	售货厅	55	60

表 6-8 特殊建筑的允许噪声标准参考值

建筑类别			允许噪声标准/dB	
			评价曲线:NC-,NR-	单值 L_A
录音播音	音乐	多声轨强吸声	20	25
		自然混响	15	20
		多功能	15	20
	对白	对白、效果	21	25
		解说词	15	20

续表

建筑类别			允许噪声标准/dB	
			评价曲线:NC-,NR-	单值 L_A
录音播音	对白	语言播音	20	25
		语言插播	15	20
		同期录音摄影棚	25	30
	演播	演播室	20	25
	混录	混合录音	30	35
	监听	监听控制	30	35
生理、心理实验室	测听室		10	15
	条件反射实验室		10	15
声学实验室	消声室		10	15
	混响室		20	25

表 6-9 城市区域环境噪声标准

类别	昼(L_{Aeq}/dB)	夜间(L_{Aeq}/dB)	类别	昼(L_{Aeq}/dB)	夜间(L_{Aeq}/dB)
0	50	40	3	65	55
1	55	45	4	70	55
2	60	50			

注: L_{Aeq} 为等效(连续A)声级。

下面给出了 RPI-40FSG1Q 和 RPI-112FSG1Q 实际测试的数据, 供设计时参考。

① RPI-40FSG1Q

a. 室外机如图 6-6 布置(无回风风管)时的噪声测量结果见表 6-10。

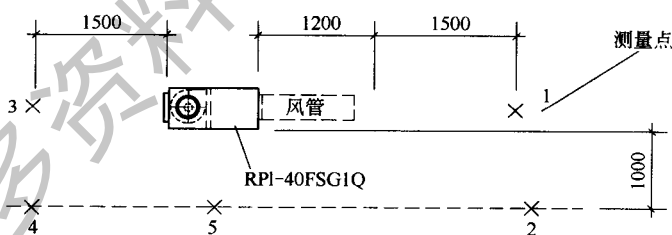


图 6-6 只有送风口接风管的室外机布置平面示意图

表 6-10 室外机无回风风管布置时的噪声测量结果

静压模式	风量档	噪声值/dB(A)				
		测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
标准静压(50Pa)	高	41.4	41.7	45.9	44.6	44.1
	中	37.4	37.4	41.3	40.2	39.5
	低	34.9	34.6	37.5	37.1	36.7
低静压(30Pa)	高	39.7	39.1	43.8	43.1	41.9
	中	37.8	36.9	41.9	40.9	39.9
	低	34.6	34.2	37.5	36.8	36.5

b. 室内机如图 6-7 布置（有回风风管）时的噪声测量结果见表 6-11。

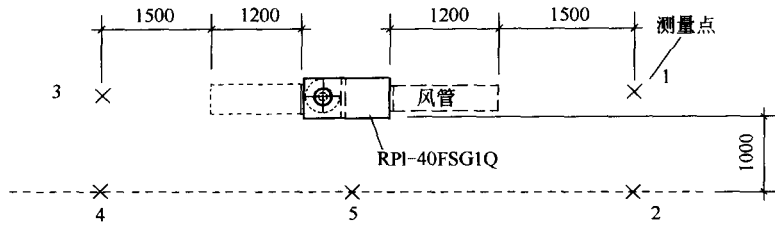


图 6-7 接回风管同时接送风管的室内机布置平面示意图

表 6-11 室内机有回风风管布置时的噪声测量结果

静压模式	风量档	噪声值/dB(A)				
		测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
标准静压(50Pa)	高	39.1	38.6	39.1	38.9	39.1
	中	36.2	35.8	37.3	36.5	36.4
	低	34.7	34.3	35.2	36.1	35.0
低静压(30Pa)	高	37.5	36.9	38.1	37.3	37.4
	中	35.9	35.4	37.1	36.5	35.9
	低	34.6	34.5	34.5	33.7	34.3

c. 室内机如图 6-8 布置（设回风箱，有局部消声）时的噪声测量结果见表 6-12。

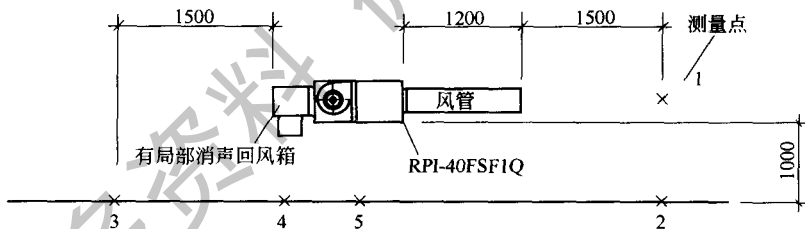


图 6-8 回风口接有局部消声回风箱（内贴吸声玻璃棉板）且接送风管的室内机布置平面示意图

表 6-12 室内机设回风箱，有局部消声布置时的噪声测量结果

静压模式	风量档	噪声值/dB(A)				
		测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
标准静压(30Pa)	高	39.4	39.2	39	41.5	40.3
	中	36.2	36.0	36.2	37.9	37.1
	低	34	34.1	34.3	35.4	34.6
低静压(30Pa)	高	38.2	37.9	37.8	40.4	38.6
	中	36.4	36.0	36.3	38.4	37.4
	低	34.2	34.1	34.1	35.2	34.3

d. 室内机如图 6-9 布置（设回风箱）时的噪声测量结果见表 6-13。

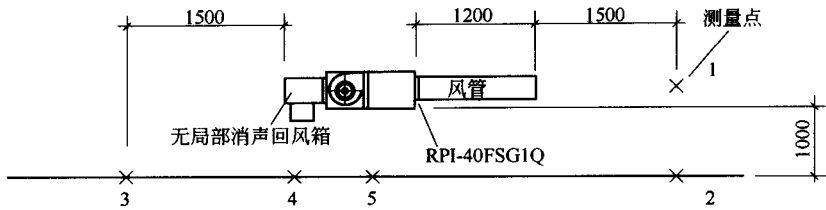


图 6-9 回风口接无局部消音回风箱并且接送风管的室内机布置平面示意图

表 6-13 室内机设回风箱布置时的噪声测量结果

静压模式	风量档	噪声值/dB(A)				
		测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
标准静压(50Pa)	高	41.4	40.7	43.6	48.1	47.2
	中	38.2	37.6	39.2	43.6	42.7
	低	35.9	35.5	36.5	39.4	39.0
低静压(30Pa)	高	40.3	40.2	42.0	46.5	45.4
	中	38.2	38.0	40.1	43.8	43.4
	低	36.0	35.7	36.4	39.5	39.0

② RPI-112FSG1Q

a. 室内机如图 6-10 布置（无回风风管）时的噪声测量结果见表 6-14。

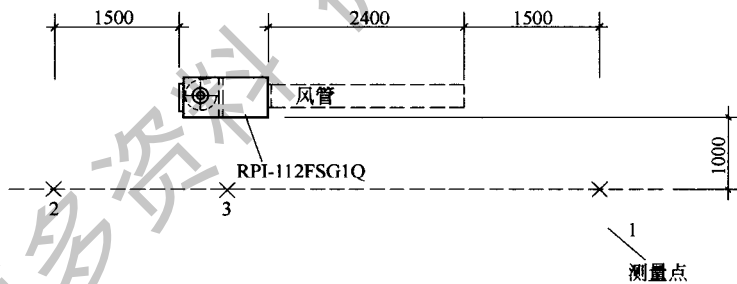


图 6-10 送风口接风管，回风口不接风管的室内机布置平面示意图

表 6-14 室内机无回风风管布置时的噪声测量结果

静压模式	风量档	噪声值/dB(A)		
		测点 1	测点 2	测点 3
标准静压(120Pa)	高	46.3	53.6	49.8
	中	40.1	45.3	43.5
	低	36.2	40.7	39.4
低静压(60Pa)	高	42.4	49.2	45.8
	中	39.8	46.5	43.4
	低	35.7	40.7	38.6

b. 室内机如图 6-11 布置 (有回风风管) 时的噪声测量结果见表 6-15。

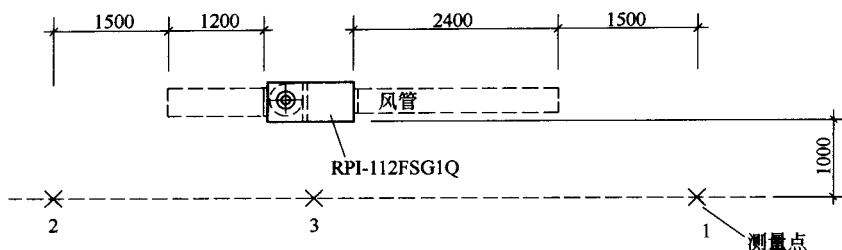


图 6-11 送风口、回风口接风管的室内机布置平面示意图

表 6-15 室内机有回风风管布置时的噪声测量结果

静压模式	风量档	噪声值/dB(A)		
		测点 1	测点 2	测点 3
标准静压(120Pa)	高	42.2	45.3	45.5
	中	37.7	39.9	40.5
	低	33.9	35.8	36.5
低静压(60Pa)	高	39.1	42.4	42.1
	中	36.7	39.9	40.8
	低	33.8	35.7	36.3

c. 室内机如图 6-12 布置 (不接风管) 时的噪声测量结果见表 6-16。

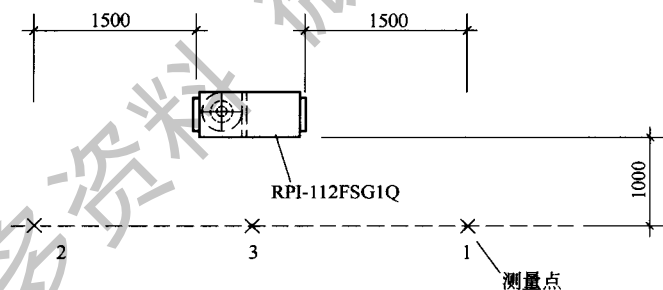


图 6-12 送风口、回风口均不接风管的室内机布置平面示意图

表 6-16 室内机不接风管布置时的噪声测量结果

静压模式	风量档	噪声值/dB(A)		
		测点 1	测点 2	测点 3
标准静压(120Pa)	高	52.7	51.1	51.7
	中	46.3	44.6	44.3
	低	40.5	39.1	39.5
低静压(60Pa)	高	48.8	47.2	47.7
	中	46.1	45.3	45.0
	低	41.0	39.6	39.9

对测试结果说明如下：

a. 以上测试结果的背景噪声约为 33.4dB (A)，比实验室测试结果高约 1dB (A)，与实际应用情况较接近；

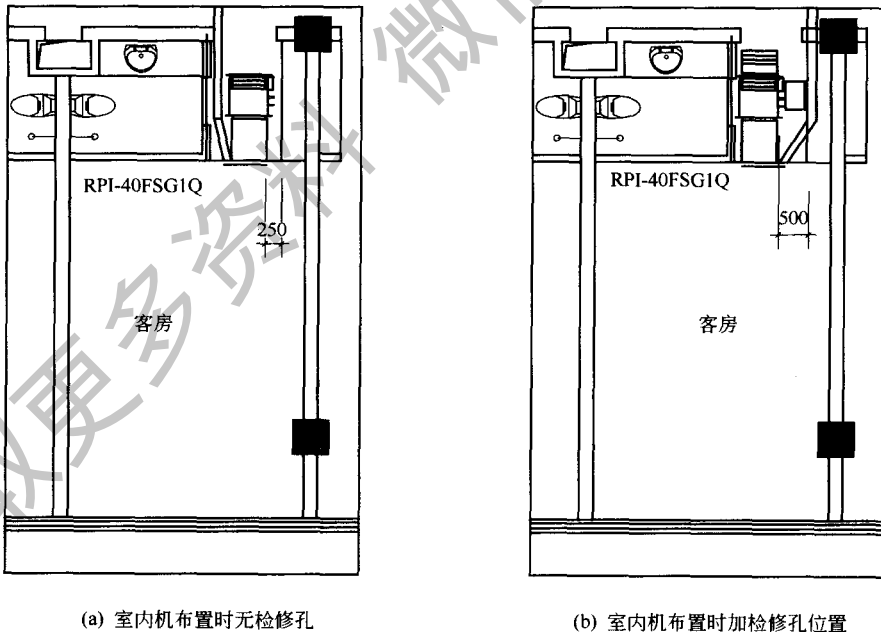
b. 测试用风管均采用具有很好消音功能的欧文斯科宁“直接风管”制作，回风静压箱采用镀锌钢板制作；

c. 从以上情况看，对于天花板内置风管机，实际应用时的噪声值与样本标定的噪声值存在测点位置的区别（样本中的噪声值是按国标 GB/T 18836—2002 测得，实际工程中房间内噪声是在房间中心距地面 1.1m 处测得），造成实际应用时房间内噪声超标，特别是回风口噪声大于送风口的噪声；

d. 不同的工程，对噪声要求不一样，应注意按国家规范要求确定室内噪声要求；

e. 噪声处理方式多种多样，一定结合工程实际确定噪声解决方式。若送风管、回风管采用具有很好消音功能的欧文斯科宁直接风管制作，易于现场配合装修，施工周期短，相对造价低，但风管接管应有一定的长度，以满足消声的要求；若采用风管加消声器处理噪声，相对造价高；若采用小型号、低噪声设备，则效果有限；对于噪声较高的设备，可将设备单独布置在专用设备机房内，连接风管加消声处理，设备采用减震吊架安装。

(4) 未预留检修孔和检修空间 图 6-13(a) 的室内机布置有两个问题，一是回风噪声过大，室内噪声超标，二是无检修孔。可调整为如图 6-13(b) 布置，回风加消声静压箱，并预留检修孔位置。风管材料均采用离心玻璃棉直接风管。



(a) 室内机布置时无检修孔

(b) 室内机布置时加检修孔位置

图 6-13 室内机布置方式

(5) 规格选择不合适 对于同一种形式的室内机，规格越小，单位冷量造价越高，如 RCI-28 比 RCI-140 单位冷量造价高 1 倍多。对于冷热负荷较大、面积较大的情况，在满足室内气流组织和噪声要求的条件下，尽可能选择大规格的室内机，以降低造价、简化系统。

这样，设备费减少，安装维修费减少，系统的可靠性增高。图 6-14 为一大房间内的室内机布置。

另外，多联机的最大优势是其灵活性，包括安装维修的方便快捷。在这一方面，四面出风嵌入式因其噪声小、风机功率小、安装维修简单，最有优势。尽管风管机价格较低，但考虑到消声和风管、风口等安装费用，四面出风嵌入式整体价格与风管机价格相差较小。

风管机的配管方向是固定的，不像风机盘管那样左右向可互换，图 6-15(a) 的连接是正确的，而图 6-15(b) 的连接是错误的。

图 6-16 给出了天花板内置风管机不同的规格与不同的室内机安装形式，以及送回风口下方 1.4m 处的噪声值，供设计时参考。图 6-16(a) 风管采用镀锌钢板风道外保温，消声静压箱采用 20mm 吸音玻璃棉板内贴面；图 6-16(b)、图 6-16(c)、图 6-16(d) 风管采用离心玻璃棉直接风管，消声静压箱均采用离心玻璃棉直接风管制作。

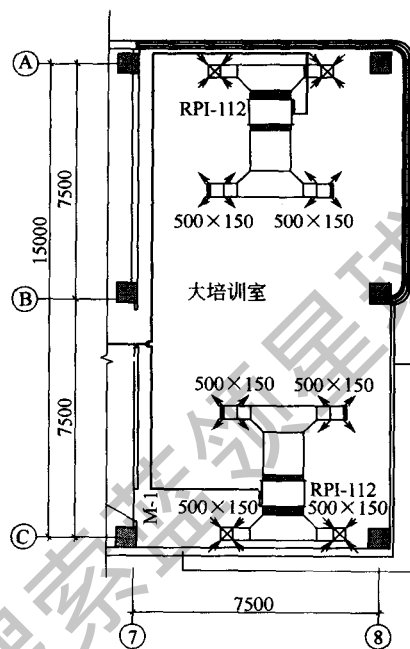


图 6-14 大房间内室内机布置图

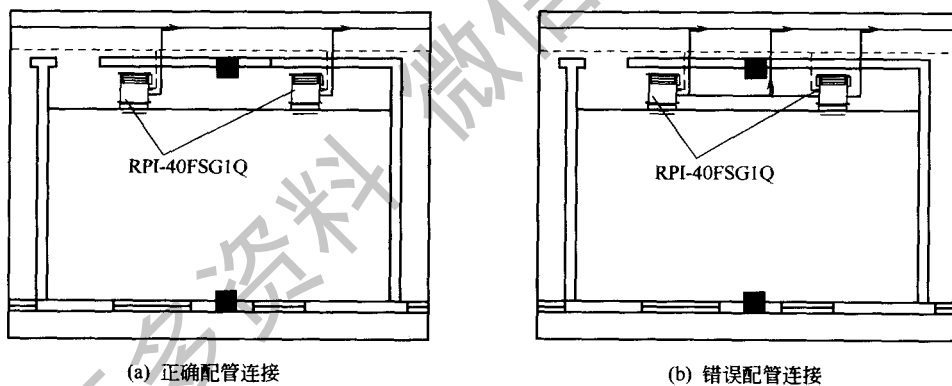












































图 6-15 风管机的配管连接示意图

6.2.2 室外机的布置

前已述及，变频多联机空调系统是根据房间的功能、管长、室外机的容量来设置系统。每一台室外机及其相连的多台室内机构成独立的小系统，整个空调系统是由若干个小系统组成。不同容量室外机高宽尺寸均相同，仅长度随容量不同而不同，也可根据需要设置在合适的位置，只要通风良好，进排风不短路，留有适当的维修空间即可。根据多联机系统设计三原则，确定室外机的位置，室外机可放置在地面、群楼屋面、阳台、挑台、屋面等位置，可节约较大面积的主机房位置。但在实际工程设计中，室外机布置易出现以下问题。

(1) 对多联机了解不够，检修空间预留不足，对安装后的调试、检修造成不便。图 6-17 为某工程室外机阳台布置的例子，图 6-17(a) 的布置有以下三个问题：a. 室外机进风面受

型号	RPI-28	RPI-40	RPI-56	RPI-71	RPI-80	RPI-112	RPI-140	备注
高速时风量	480m ³ /h	780m ³ /h	900m ³ /h	960m ³ /h	1500m ³ /h	1620m ³ /h	2220m ³ /h	
出口尺寸	553×220	553×220	803×220	803×220	803×220	803×220	1203×220	
进口尺寸	583×226	583×226	833×226	833×226	833×306	833×306	1233×306	
出风口为一个侧吹								低静压
风口正下方1.4m室内噪声/dB(A)	送风口下方 38 回风口下方 39	送风口下方 48 回风口下方 48	送风口下方 49 回风口下方 49	送风口下方 49 回风口下方 49	送风口下方 52 回风口下方 52	送风口下方 53 回风口下方 53	送风口下方 55 回风口下方 55	
出风口为一个接风管								标准静压
风口正下方1.4m室内噪声/dB(A)	送风口下方 31 回风口下方 33	送风口下方 41 回风口下方 44	送风口下方 43 回风口下方 45	送风口下方 44 回风口下方 46	送风口下方 49 回风口下方 50	送风口下方 50 回风口下方 51	送风口下方 51 回风口下方 53	
出风口为两个								标准静压 风口配 调节阀
风口正下方1.4m室内噪声/dB(A)	送风口下方 43 回风口下方 45	送风口下方 44 回风口下方 46	送风口下方 50 回风口下方 50	送风口下方 50 回风口下方 51	送风口下方 51 回风口下方 51	送风口下方 51 回风口下方 53		
出风口为两个								标准静压
风口正下方1.4m室内噪声/dB(A)	送风口下方 42 回风口下方 45	送风口下方 42 回风口下方 46	送风口下方 47 回风口下方 50	送风口下方 49 回风口下方 51	送风口下方 49 回风口下方 51	送风口下方 49 回风口下方 53		
出风口为三个								标准静压 风口配 调节阀
风口正下方1.4m室内噪声/dB(A)	送风口下方 43 回风口下方 45	送风口下方 44.5 回风口下方 46	送风口下方 48 回风口下方 50	送风口下方 50 回风口下方 51	送风口下方 50.5 回风口下方 51	送风口下方 50.5 回风口下方 53		
出风口为四个								标准静压 风口配 调节阀
风口正下方1.4m室内噪声/dB(A)	送风口下方 42 回风口下方 45	送风口下方 43 回风口下方 46	送风口下方 47 回风口下方 50	送风口下方 48 回风口下方 51	送风口下方 49 回风口下方 51	送风口下方 49 回风口下方 53		

注：1. 本表给出噪声值均为 A 声级，风管均为镀锌钢板风管，外保温。








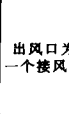
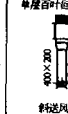
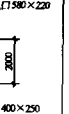
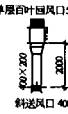






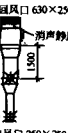
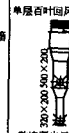


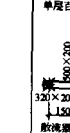






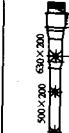





2. 本表给出噪声值均为高风速下的噪声值，具体应用时会有 3dB (A) 的偏差，中风速下较高风速噪声低 2dB (A) 左右，低风速下较高风速噪声低 4dB (A) 左右。

3. 本表仅供参考，具体应用时结合实际情况和室内允许噪声值选用，若室内噪声值要求较高，应另作设计。

4. 消声静压箱内贴 15mm 吸音离心玻璃棉。

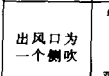
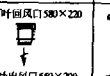
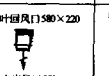
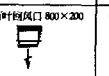
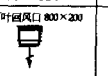
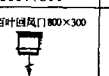
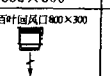
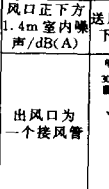
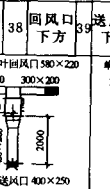
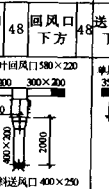




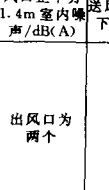

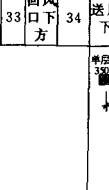
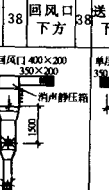



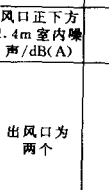






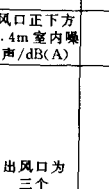




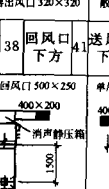

5. 表中方形散流器安装高度为 2.7m 考虑，实际选用时结合具体情况另行选择。

图 6-16(a) 天花板内置风管机室内机安装形式及噪声值之一

型号	RPI-28	RPI-40	RPI-56	RPPI-71	RPI-80	RPI-112	RPI-140	备注
高速时风量	480m ³ /h	780m ³ /h	900m ³ /h	960m ³ /h	1500m ³ /h	1620m ³ /h	2220m ³ /h	
出口尺寸	553×220	553×220	803×220	803×220	803×220	803×220	1203×220	
进口尺寸	583×226	583×226	833×226	833×226	833×306	833×306	1233×306	
出风口为一个侧吹								低静压
出风口为一个接风管								标准静压
出风口为两个								标准静压 风口配调节阀
出风口为两个								标准静压
出风口为三个								标准静压 风口配调节阀
出风口为四个								标准静压 风口配调节阀

- 注：1. 本表给出噪声值均为 A 声级，风管均为离心玻璃棉直接风管。
2. 本表给出噪声值均为高速风下的噪声值，具体应用时会有 3dB (A) 的偏差，中风速下较高风速噪声低 2dB (A) 左右，低风速下较高风速噪声低 4dB (A) 左右。
3. 本表仅供参考，具体应用时结合实际情况和室内允许噪声值选用，若室内噪声值要求较高，应另作设计。
4. 消声静压箱采用欧文斯科宁离心玻璃棉直接风管制作。
5. 表中方形散流器安装高度为 2.7m 考虑，实际选用时结合具体情况另行选择。

图 6-16(b) 天花板内置风管机室内机安装形式及噪声值之二

型号	RPI-28	RPI-40	RPI-56	RPI-71	RPI-80	RPI-112	RPI-140	备注
高速时风量	480m ³ /h	780m ³ /h	900m ³ /h	960m ³ /h	1500m ³ /h	1620m ³ /h	2220m ³ /h	
出口尺寸	553×220	553×220	803×220	803×220	803×220	803×220	1203×220	
进口尺寸	583×226	583×226	833×226	833×226	833×306	833×306	1233×306	
出风口为一个侧吹								低静压
出风口为一个接风管								RPI-71 以下为 高静压 RPI-80 以上为 低静压
出风口为两个								RPI-71 以下为 高静压 RPI-80 以上为 低静压 风口配 调节阀
出风口为三个								RPI-71 以下为 高静压 RPI-80 以上为 低静压 风口配 调节阀
出风口为四个								RPI-71 以下为 高静压 RPI-80 以上为 低静压 风口配 调节阀

注：1. 本表给出噪声值均为 A 声级，风管均为离心玻璃棉直接风管。









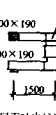
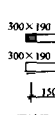
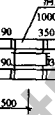
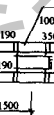
2. 本表给出噪声值均为高风速下的噪声值，具体应用时会有 3dB (A) 的偏差，中风速下较高风速噪声低 2dB (A) 左右，低风速下较高风速噪声低 4dB (A) 左右。

3. 本表仅供参考，具体应用时结合实际情况和室内允许噪声值选用，若室内噪声值要求较高，应另作设计。

4. 消声静压箱采用欧文斯科宁离心玻璃棉直接风管制作。

5. 表中方形散流器安装高度为 2.7m 考虑，实际选用时结合具体情况另行选择。

图 6-16(c) 天花板内置风管机室内机安装形式及噪声值之三

型号	RPIZ-28FSG1Q	RPIZ-40FSG1Q	RPIZ-56FSG1Q	RPIZ-71FSG1Q	备注
高速时风量	480m ³ /h	780m ³ /h	900m ³ /h	960m ³ /h	
出口尺寸	629.6 × 109.2	553 × 220	803 × 220	939.6 × 109.2	
进口尺寸	733.6 × 143.2	583 × 226	833 × 226	1003.6 × 143.2	
出风口为一个侧吹	 单层百叶回风口 750 × 150 ↓ 双层百叶出风口 630 × 110	 单层百叶回风口 750 × 150 ↓ 双层百叶出风口 630 × 110	 单层百叶回风口 1000 × 150 ↓ 双层百叶出风口 930 × 110	 单层百叶回风口 1000 × 150 ↓ 双层百叶出风口 930 × 110	低静压
风口正下方 1.4m 室内噪声/dB(A)	送风口下方 44 回风口下方 44	送风口下方 45 回风口下方 45	送风口下方 46 回风口下方 46	送风口下方 47 回风口下方 47	低静压
出风口为一个接风管	 消声静压箱 730 × 300 × 150(H) ↓ 双层百叶出风口 630 × 110	 消声静压箱 730 × 300 × 150(H) ↓ 双层百叶出风口 630 × 110	 消声静压箱 1000 × 350 × 150(H) ↓ 双层百叶出风口 930 × 110	 消声静压箱 1000 × 350 × 150(H) ↓ 双层百叶出风口 930 × 110	
风口正下方 1.4m 室内噪声/dB(A)	送风口下方 40 回风口下方 40	送风口下方 41 回风口下方 41	送风口下方 42 回风口下方 42	送风口下方 43 回风口下方 43	高静压
出风口为两个	 单层百叶回风口 300 × 200 消声静压箱 730 × 300 × 190(H) 300 × 190 ↓ 1500 双层百叶出风口 320 × 110	 单层百叶回风口 300 × 200 消声静压箱 730 × 300 × 190(H) 300 × 190 ↓ 1500 双层百叶出风口 320 × 110	 单层百叶回风口 350 × 250 消声静压箱 1000 × 350 × 190(H) 350 × 190 ↓ 1500 双层百叶出风口 400 × 150	 单层百叶回风口 350 × 250 消声静压箱 1000 × 350 × 190(H) 350 × 190 ↓ 1500 双层百叶出风口 400 × 150	
风口正下方 1.4m 室内噪声/dB(A)	送风口下方 34 回风口下方 34	送风口下方 35 回风口下方 35	送风口下方 36 回风口下方 36	送风口下方 37 回风口下方 37	

注：1. 本表给出噪声值均为 A 声级，风管均为离心玻璃棉直接风管。

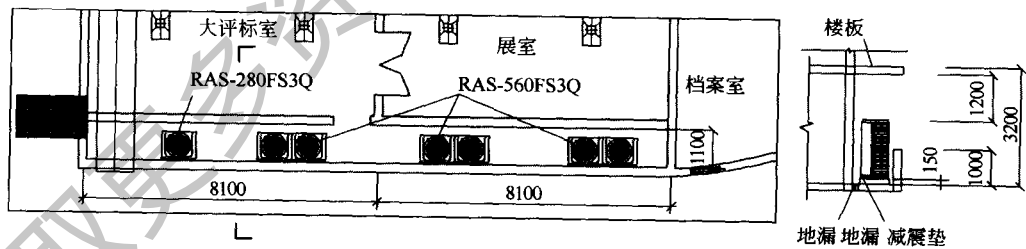
2. 本表给出噪声值均为高风速下的噪声值，具体应用时会有 3dB(A) 的偏差，中风速下较高风速噪声低 2dB(A) 左右，低风速下较高风速噪声低 4dB(A) 左右。

3. 本表仅供参考，具体应用时结合实际情况和室内允许噪声值选用，若室内噪声值要求较高，应另作设计。

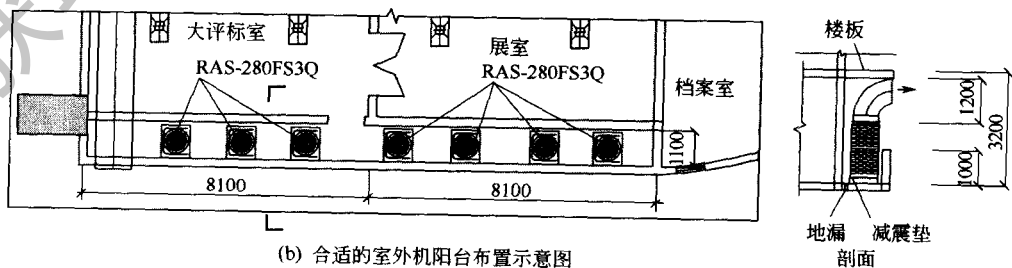
4. 消声静压箱采用欧文斯科宁离心玻璃棉直接风管制作。

5. 表中方形散流器安装高度为 2.7m 考虑，实际选用时结合具体情况另行选择。

图 6-16(d) 天花板内置风管机室内机安装形式及噪声值之四



(a) 不合适的室外机阳台布置示意图



(b) 合适的室外机阳台布置示意图

图 6-17 室外机阳台布置举例

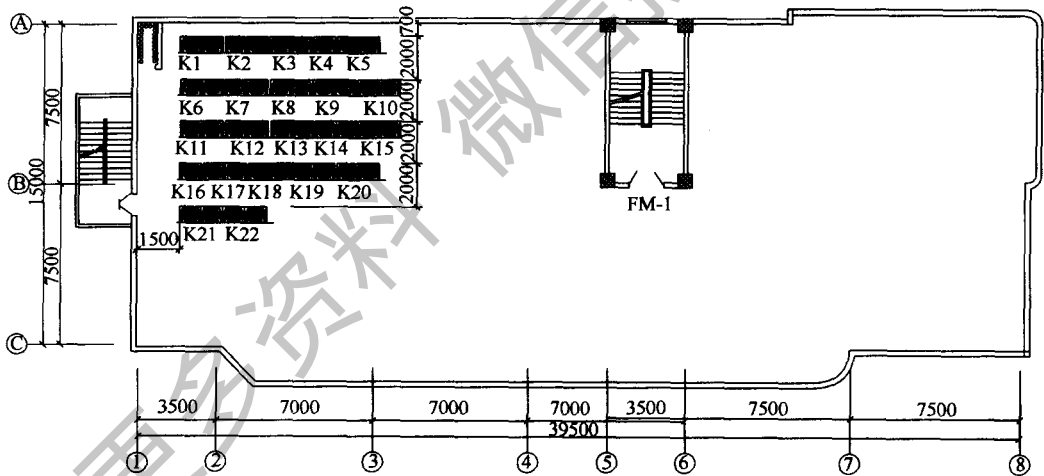
到遮挡,影响进风;b.出风口上部距楼板1.2m,小于1.5m,室外机排风受到影响;c.室外机维修面间距过小,无法维修。

图6-17(b)将三台RAS-560室外机改为6台室外机,解决了室外机通风、检修问题,系统更小,效率更高,更符合多联机设计三原则。但系统造价几乎没有变化,只是增加管路系统,设计工作量略有增加。

(2)无基座 室外机直接安装在楼板上,对于北方地区,凝结水易结冰聚积至换热器位置,影响换热,甚至导致设备无法使用。

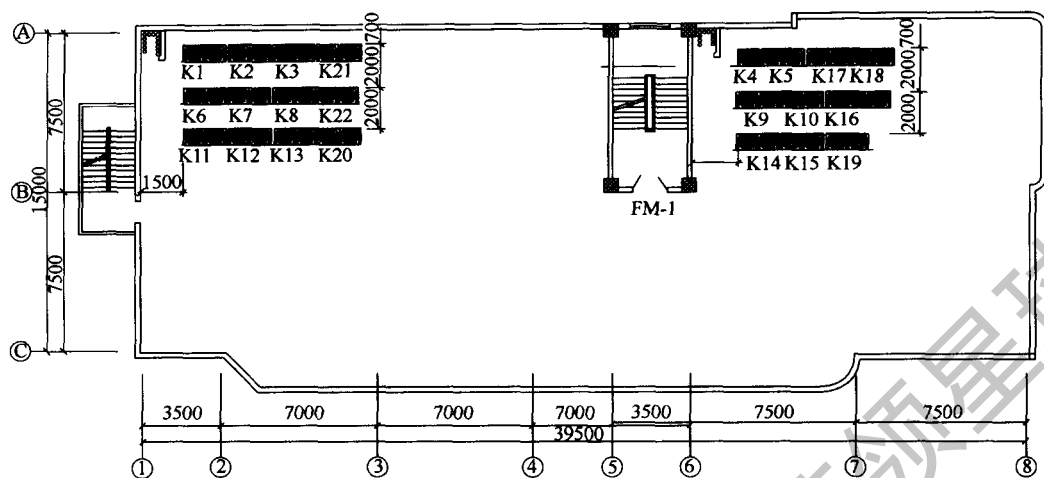
(3)不了解多联机系统造价与水系统造价的差别 大型室外机和较小型号室外机单位冷量造价大体相当,这与水系统冷水主机或冷热水主机有较大的差别,系统造价也与水系统有较大的差别。对于多联机系统,整个建筑物空调系统单位冷量造价与建筑面积大小关系不大,与小房间多少关系较大。小房间越多,使用小规格室内机越多,单位冷量造价越高。对于水系统,建筑面积越大,系统越大,冷水主机或冷热水主机越大,空调主机和整个空调系统单位冷量造价越低,而房间小与房间多少对整个空调系统单位冷量造价影响很小。所以,对于5000m²以下的小型建筑物,变频多联机系统造价很可能低于水系统。这直接影响室外机的选型。

(4)室外机位置距管井距离过远,造成冷量衰减过大,运行不经济,安装费用增大 图6-18为郑州某办公楼室外机屋顶布置平面图。图6-18(a)的布置使大部分系统管长增加,系统冷热量衰减增加,运行费用和系统造价均增加。图6-18(b)的布置符合变频多联机设计三原则,各系统较图6-18(a)的布置好得多。



室外机编号	室外机规格型号	室外机编号	室外机规格型号
K1	RAS-450FS3Q	K12	RAS-450FS3Q
K2	RAS-560FS3Q	K13	RAS-560FS3Q
K3	RAS-450FS3Q	K14	RAS-560FS3Q
K4	RAS-280FS3Q	K15	RAS-450FS3Q
K5	RAS-450FS3Q	K16	RAS-224FS3Q
K6	RAS-560FS3Q	K17	RAS-560FS3Q
K7	RAS-560FS3Q	K18	RAS-560FS3Q
K8	RAS-560FS3Q	K19	RAS-560FS3Q
K9	RAS-450FS3Q	K20	RAS-560FS3Q
K10	RAS-560FS3Q	K21	RAS-450FS3Q
K11	RAS-560FS3Q	K22	RAS-560FS3Q

(a) 不合适的室外机屋顶布置示意图



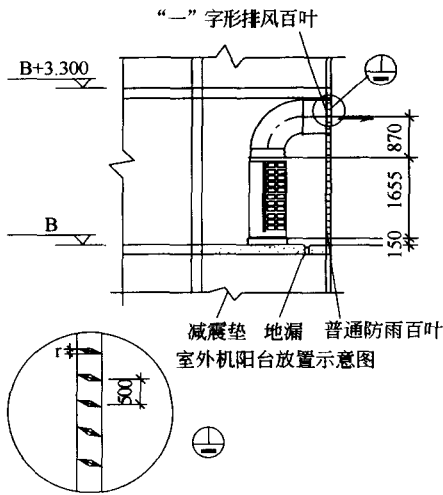
室外机编号	室外机规格型号	室外机编号	室外机规格型号
K1	RAS-450FS3Q	K12	RAS-450FS3Q
K2	RAS-560FS3Q	K13	RAS-560FS3Q
K3	RAS-450FS3Q	K14	RAS-560FS3Q
K4	RAS-280FS3Q	K15	RAS-450FS3Q
K5	RAS-450FS3Q	K16	RAS-224FS3Q
K6	RAS-560FS3Q	K17	RAS-560FS3Q
K7	RAS-560FS3Q	K18	RAS-560FS3Q
K8	RAS-560FS3Q	K19	RAS-560FS3Q
K9	RAS-450FS3Q	K20	RAS-560FS3Q
K10	RAS-560FS3Q	K21	RAS-450FS3Q
K11	RAS-560FS3Q	K22	RAS-560FS3Q

(b) 合适的室外机屋顶布置示意图

图 6-18 郑州某办公楼室外机屋顶布置平面图

(5) 室外机在封闭空间内安装时排风口采用普通防雨百叶风口，进风口风速过大 室外机机外余压一般为 30Pa 或 50Pa。为避免进排风短路，排风口风速一般设计为 5m/s 较为合适，排风口风速过大，室外机需提供的机外余压过大。采用普通防雨百叶风口作排风时，阻力过大，在 5m/s 时，其阻力约为 65Pa，排风系统需要的余压远远超过室外机提供的机外余压，若下部为进风口，还易形成进排风短路，且排风口面积很大。正确做法见图 6-19。

(6) 室外机运转噪声超过环境噪声标准 布置室外机时，应注意室外机噪声对周边环境的影响。特别是多台室外机集中排列布置时，应考虑各台室外机噪声的叠加。特别要注意对于居住区和特殊区域对环境噪声的要求，有减震要求的室外机应做减震处理。对于一般舒适性空调系统，室外机下垫隔振垫即可。图 6-20 为一工程室外机放置在地面时隔声的一种处理方式。在做隔声处理时，应注意隔声罩对室外机通风的影响，尽量避免对室外机通风造成影响。



- 注：1. 排风百叶为“一”字形，每层连续放置时，水平向下倾角 r 为 $5^{\circ}\sim 15^{\circ}$ ，局部某一楼层放置或进排风不在同一方向时，水平向下倾角 r 为 $5^{\circ}\sim -10^{\circ}$ ，间距为 50mm。
2. 排风百叶处的排风速度宜控制在 5m/s 左右。
3. 进风百叶可设计为普通防雨百叶，进口风速应小于 2m/s。
4. 如有条件，进风百叶与排风百叶不在同一个方向更有利于室外机通风。

图 6-19 封闭空间内室外机进排风口的正确布置

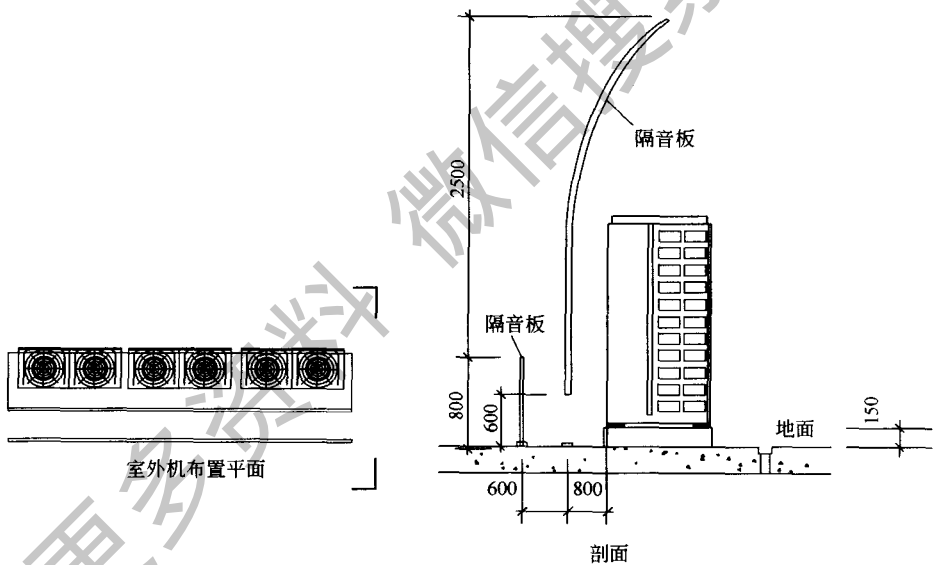


图 6-20 室外机地面隔声示意图

6.3 室内外机的容量选择及配比

近几年，使用多联机系统的工程项目越来越多，但到目前为止还没有一个统一的选型方法、设计标准、施工标准。作为设计院暖通空调工程师，接触最多的是冷媒为水的空调系统，对于变制冷剂流量的多联机系统产品的特点并不十分了解，很多地区出现了委托生产厂家或其经销商的技术支持工程师设计多联机空调系统，而大部分生产企业或其经销商的技术支持工程师对工程建设的法律法规、设计标准规范及设计程序不了解，致使在同一工程中，不同的生产企业或其经销商的技术支持工程师设计的图纸差别很大，特别是室内外机的设计容量和室内外机的容量配比差别很大，甚至设计的多联机空调系统无法达到设计使用效果。

根据室内外机的选择计算可知，室外机的容量小于或等于所连室内机容量的和，有时可能会出现室内外机容量配比超过 130% 的现象。在室外机超负荷运转时，对于 RAS-280 型的多联机，室外机的出力仅可达到额定出力的 106%~108%，见图 6-21。

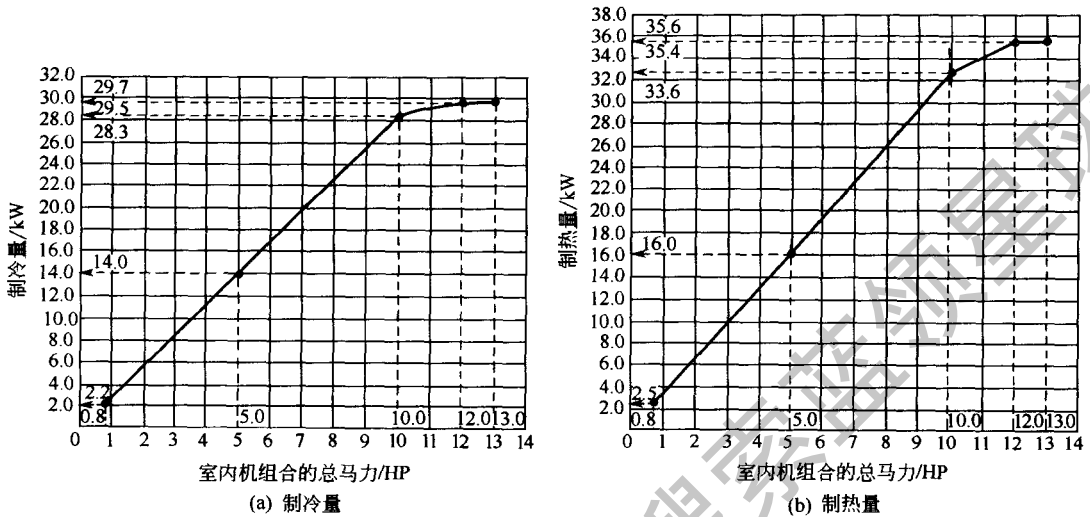


图 6-21 RAS-280 型的多联机室内机

图 6-22 是各房间最大负荷之和与各房间某时刻综合最大值的比较曲线。从图 6-22 中可以看出，各房间最大负荷之和（点 B）比各房间某时刻综合最大值（点 A）大很多，所选择的室外机的容量会小于各室内机的容量之和。但在实际配置室内外机时，考虑到多联机使用灵活性的特点，特别是在冬季供热使用时，一个系统中房间较少，室内机数量较少，同时开启制热，经常会出现各室内机同时达到最大负荷，室外机超频工作的时间过长，系统易出现故障。所以，室外机容量也应通过计算确定。

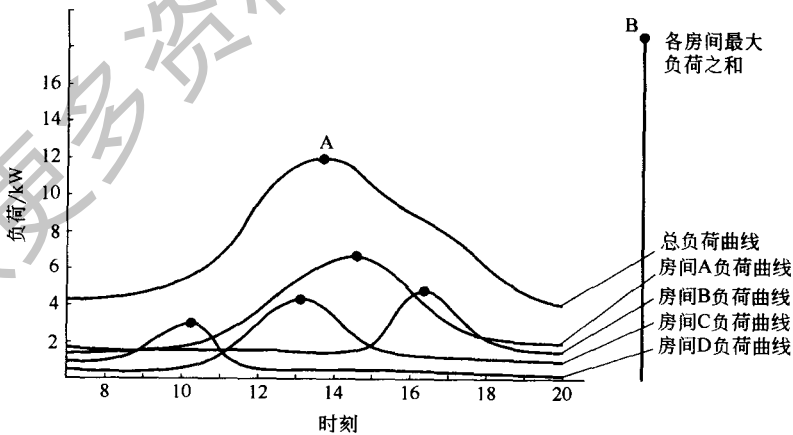


图 6-22 各房间最大负荷之和与各房间某时刻综合最大值的比较曲线

室内外机容量配置是目前多联机系统设计常出现的问题。出现不合理的超配，室内外机选择不合理等问题，可能是由以下原因造成的：

- ① 对多联机不了解，认为在短时间室内外机处理可达额定出力的 130%；

② 投标单位为了降低造价，人为降低室外机规格；

③ 对多联机的特性不了解，选择室外机容量过大，配置过多室内机，管路过长，导致系统的能效比降低；

④ 选择室内外机时未进行室内外温度、连接管长、冬季除霜的修正，造成室内外机选择过小。

在设计多联机空调工程时，只要按照室内外机选型步骤进行，坚持多联机设计三原则，就能正确地选出室内外机的规格。根据经验，经计算选型后的室内外机配比一般在100%~110%较为合适，通过实际已运行的工程调查，系统出现问题最多的有三种情况：一是室内外机实际运行中超配接近130%；二是大容量的室外机拖带较多的室内机；三是上述两种情况的组合，即大容量的室外机拖带较多的室内机，并且超配接近130%。特别是后一种情况，出现问题最多。

6.4 空调系统分区

根据前述变频多联机系统的特点及设计三原则，合理划分系统，有利于发挥多联机的长处，避免其短处。在分区、划分系统时，首先做到管路最短，系统不要过大；其次按内外分区划分；还要考虑房间的功能，按功能划分。在变频多联机系统设计中，空调系统分区、划分系统有以下常见错误：

① 系统过大，制冷剂管道过长；

② 内外不分区，影响过渡季节部分房间使用；

③ 会议室等使用不频繁的房间与经常使用的房间合用一个系统，造成日常负荷过小，运行不经济。

6.5 制热量的衰减

变频多联机系统的室内外机给出的制冷制热量均是在额定工况下的数据。特别是对于北方地区，供热好坏是大家更关心的问题，也是变频多联机空调系统设计成败的主要因素，对于已使用变频多联机系统在北方冬季供热出的问题最多。对于北方地区，往往冬季供热没有问题，夏季供冷就不会有问题。出现此问题的原因有以下几点。

① 房间热负荷计算不准，计算负荷小于实际负荷。应注意变频多联机使用灵活的特点，计算负荷时应认真计算邻室的传热量。

② 对多联机系统不了解，误把额定供热量看做实际供热量，未对根据影响供热量的因素即室外温度、湿度、室内温度、系统管长进行修正。

③ 系统超配，系统过大，室内机过多，制冷剂分配有偏差，造成部分室内机供热量不足。

④ 对于Ⅲ类区（夏热冬冷地区）冬季供热易出现问题，该地区包括上海、浙江、江西、湖南、湖北全境、江苏、安徽、四川大部、山西南部、河南南部、贵州东部、福建、广东、广西北部、甘肃南部的部分地区。这些地区1月平均气温为1~10℃，7月平均温度为25~30℃，年日平均气温≥25℃的日数为40~110天，年平均气温<5℃的日数为0~90天。这类地区冬季空调计算温度在0℃左右，湿度为80%左右，如长沙，属于易结霜地区，从表6-19除霜修正系数可知，其除霜修正系数为0.85左右，有的生产厂家提供的除霜修正系数约为0.8，有的甚至更低。对这一地区的气候特点认识不足，未认真考虑除霜对供热量的影响。

这是因为在 0℃ 左右、相对湿度较大时，空气中绝对含湿量较低温时高，结霜速率快，表 6-17~表 6-20 给出了不同地区的结霜修正系数参考值（不同的厂家因产品除霜控制方式、产品的性能不同而不同，本表按 SET-FREE 产品给出）。附：国家标准 GB 50178—93《建筑气候区划标准》一级区划指标见表 6-21。

表 6-17 除霜运行时制热量修正系数约为 95% 地区（低温结霜区）

地点	冬季空调室外干球温度/℃	最冷月平均室外相对湿度/%	地点	冬季空调室外干球温度/℃	最冷月平均室外相对湿度/%
济南	-10	54	西安	-8	67
北京	-12	45	兰州	-13	58
郑州	-7	60			

表 6-18 除霜运行时制热量修正系数约为 97% 地区（轻霜区）

地点	冬季空调室外干球温度/℃	最冷月平均室外相对湿度/%	地点	冬季空调室外干球温度/℃	最冷月平均室外相对湿度/%
成都	1	80	桂林	0	71
重庆	2	82			

表 6-19 除霜运行时制热量修正系数约为 88% 地区（重霜区）

地点	冬季空调室外干球温度/℃	最冷月平均室外相对湿度/%
长沙	-3	81

表 6-20 除霜运行时制热量修正系数约为 90% 地区（一般结霜区）

地点	冬季空调室外干球温度/℃	最冷月平均室外相对湿度/%	地点	冬季空调室外干球温度/℃	最冷月平均室外相对湿度/%
杭州	-4	77	南京	-6	73
武汉	-5	76	南昌	-3	74
上海	-4	75	宜昌	-2	73

表 6-21 一级区划指标

区名	主要指标	辅助指标	各区辖行政区范围
I	1月平均气温 $\leq -10^{\circ}\text{C}$, 7月平均气温 $\leq 25^{\circ}\text{C}$, 7月平均相对湿度 $\geq 50\%$	年降水量为 200~800mm, 年日平均气温 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的日数 ≥ 145 天	黑龙江、吉林全境; 辽宁大部; 内蒙古中、北部及陕西、山西、河北、北京北部的部分地区
II	1月平均气温为 $-10\sim 0^{\circ}\text{C}$, 7月平均气温为 $18\sim 28^{\circ}\text{C}$	年日平均气温 $\geq 25^{\circ}\text{C}$ 的日数 < 80 天, 年日平均气温 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的日数为 145~90天	天津、山东、宁夏全境; 北京、河北、山西、陕西大部; 辽宁南部; 甘肃中东部以及河南、安徽、江苏北部的部分地区
III	1月平均气温为 $0\sim 10^{\circ}\text{C}$, 7月平均气温为 $25\sim 30^{\circ}\text{C}$	年日平均气温 $\geq 25^{\circ}\text{C}$ 的日数为 40~110天, 年日平均气温 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的日数为 90~0天	上海、浙江、江西、湖北、湖南全境; 江苏、安徽、四川大部; 陕西、河南南部; 贵州东部; 福建、广东、广西北部 and 甘肃南部的部分地区
IV	1月平均气温 $> 10^{\circ}\text{C}$, 7月平均气温为 $25\sim 29^{\circ}\text{C}$	年日平均气温 $\geq 25^{\circ}\text{C}$ 的日数为 100~200天	海南、台湾全境; 福建南部; 广东、广西大部以及云南西部和无江河谷地区
V	7月平均气温为 $18\sim 15^{\circ}\text{C}$, 1月平均气温为 $0\sim 13^{\circ}\text{C}$	年日平均气温 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的日数为 0~90天	云南大部; 贵州、四川西南部; 西藏南部一小部分地区

区名	主要指标	辅助指标	各区辖行政区范围
VI	7月平均气温 $<18^{\circ}\text{C}$, 1月平均气温为 $0\sim-22^{\circ}\text{C}$	年日平均气温 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的日数为 $90\sim 285$ 天	青海全境; 西藏大部; 四川西部、甘肃西南部; 新疆南部部分地区
VII	7月平均气温 $\geq 18^{\circ}\text{C}$, 1月平均气温为 $-5\sim-20^{\circ}\text{C}$, 7月平均相对湿度 $<50\%$	年降水量为 $10\sim 600\text{mm}$, 年日平均气温 $\geq 25^{\circ}\text{C}$ 的日数 <120 天, 年日平均气温 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的日数为 $110\sim 180$ 天	新疆大部; 甘肃北部; 内蒙西部

6.6 新风问题

变频多联机空调系统的新风供给, 常出现以下问题。

6.6.1 全热交换器处理新风的问题

全热交换器热回收效率较高, 可节约运行费用, 并能保证系统的新风量, 目前, 在舒适性空调领域应用越来越多, 但在使用时应注意以下几点。

(1) 不分场合、不论何种建筑功能, 均采用全热交换器。对于有独立排风要求的空调建筑物, 如有有害气体排出的工厂、车间, 不宜采用全热交换器。宾馆客房分散排气, 无法与送新风结合布置管道, 全热交换器无法设置; 如有的工程师每层布置全热交换器, 而卫生间有独立排风系统, 如图 6-23 所示。全热交换器排气送风量是平衡的, 至少排风量不应小于送风量的 70%。卫生间有排气系统, 势必造成各客房的负压较大, 大量吸进室外未经处理的空气, 增加室内机的负荷, 失去了新风处理的作用。图 6-23 的新风供给方式是不可取的。另一方面, 送回风主管道占用空间较大, 影响走廊内吊顶高度。

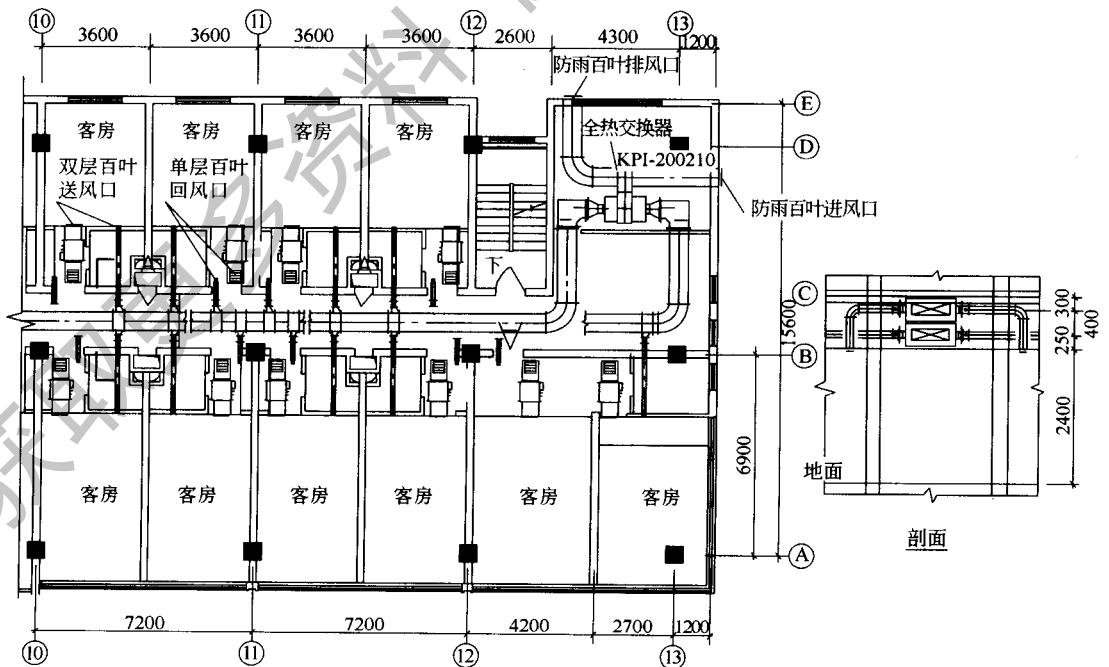


图 6-23 不恰当采用全热交换器的新风供给方案示意图

(2) 不论何种室外气象条件均采用全热交换器 对于室内空调设计参数 $t_g=27^\circ\text{C}$ 、 $\phi=60\%$ 、 $h=61.42\text{kJ/kg干空气}$ 、室外夏季空调计算湿球温度小于 25.8°C (焓小于 79.8kJ/kg干空气) 的地区, 夏季室内外焓差相差较小, 冬季室内外绝对含湿量相差较小, 所以使用全热交换器意义不大, 全热交换器使用寿命短、造价高、易交叉污染, 不如使用显热交换器。

对于冬季空调室外计算温度过低的地区, 不论是全热交换器还是显热交换器, 都应进行是否出现霜堵的计算。若会出现霜堵, 应对室外新风进行预热后再进入全热交换器。

(3) 全热交换器的全热交换效率计算过高, 与实际不符, 造成室内机实际承担负荷加大 一般来讲, 不论是板式和板翅式全热交换器, 还是转轮式全热交换器, 在实际使用时, 由于风量与设计有偏差, 以及运行一段时间后表面上的积灰会使全热交换器的效率有所下降。设计时对于板式和板翅式全热交换器, 全热回收效率宜按 50% 计算, 显热回收效率宜按 60% 计算。对于转轮式全热交换器, 全热回收效率宜按 60% 计算, 显热回收效率宜按 65% 计算。

(4) 全热交换器的噪声过高, 未认真进行消声减震处理, 室内噪声超标 目前, 全热交换器的噪声国家尚无统一的标准, 不同生产厂家全热交换器的噪声样本给定值是在不同的条件下得到的。应了解厂家噪声测试条件, 以便采取措施处理设备噪声。如 $2000\text{m}^3/\text{h}$ 的全热交换器, 裸机噪声达到 72dB(A) , 但样本中给出的噪声仅为 48dB(A) 。

采用全热交换器的处理新风方案时, 如建筑配合不好、进排风口的位置设置不合理、进排风短路、全热交换器布置位置不合理, 会导致安装维修不方便, 噪声难处理。

6.6.2 应用制冷剂直接蒸发式新风机处理新风易出现的问题

(1) 新风机处理的室外空气温度冬季低于 -5°C 或夏季高于 43°C 由前述新风机的介绍可知, 新风机有一定的工作温度范围。超出其工作温度范围, 影响系统的安全运行和系统的使用寿命。

(2) 无法对送风状态点进行严格的温度、湿度要求 水系统的冷水处理新风, 可控制处理后的新风状态点, 如处理到与室内空气焓值相等的状态点, 担负室内湿负荷的状态点等。而制冷剂直接蒸发式新风机仅能将室外新风处理到一定的状态范围, 仅仅是为满足新风量, 与变频多联机空调系统配套使用, 应用于舒适性空调。由于变频多联机的制冷剂无法实现精确的流量控制, 并受到变频多联机系统结构特点、产品特点的限制, 制冷剂直接蒸发式新风机无法对送风状态点进行严格的温度、湿度控制。

(3) 配管长度超过限制 不同的生产厂家对制冷剂直接蒸发式新风机的配管有不同的要求, 配管时应严格按生产厂家的配管长度与尺寸要求设计。

(4) 采用普通风管机处理新风 这是目前最常出现的错误。风管机规定的夏季制冷控制温度范围为 $19\sim 30^\circ\text{C}$, 冬季供热为 $15\sim 30^\circ\text{C}$, 也就是说风管机当新风机使用时, 当室外新风温度在夏季 $19\sim 30^\circ\text{C}$ 、冬季 $15\sim 30^\circ\text{C}$ 范围内时, 风管机可正常工作。一旦超过这些范围且工作时间较长, 系统可能报故障, 系统的安全性和使用寿命将受到很大的影响。

为了保证风管机的使用条件, 也有采用先将部分室内风与室外新风混合, 达到室内机进风温度条件后再处理送入室内, 这种方式处理新风量不大, 在新风量要求不严的地方可以采用。但根据前述风管机的控制原理可知, 无法保证室内的设计新风量。

6.6.3 风管机，四面出风、两面出风嵌入式，落地式柜机引入部分新风易出现的问题

(1) 新风量无法控制 特别是过渡季节，为引入新风，室内机需设定为通风状态，增加运行费用。根据前述变频多联机系统的工作特点，在室内机正常工作过程中，室内机的风量随控制温度变化，特别是对于冬季供热，有时室内机会停止运转，也就无法吸入室外新风，即使正常工作，吸入的室外新风量受室外风向的影响较大，室内新风量无法得到保证。另外，对于冬季寒冷地区，直接引入室外的冷空气，即使与部分室内空气混合，由于混合后的温度过低，不利于制热运行，暴露出变频多联机冬季供热能力差的弱点；对于夏季炎热地区，室外温度过高的天气运行也存在混合后温度过高现象，也会造成系统运行故障，影响系统的可靠运行和寿命。

(2) 影响建筑物外观 若室内机较多，每台独立引入新风，影响建筑外观，与建筑协调困难。特别是玻璃幕墙建筑，外墙上过多的小型百叶窗，影响外立面效果。

6.6.4 新风冬季加热处理、夏季直接送入室内易出现的问题

(1) 室内机承担的短时负荷会增大 此种新风供给方式能确保设计新风量。只要新风加热系统可靠，冬季的新风供给不会有问题。夏季室外新风直接送入室内，根据变频多联机系统的工作特点，若房间无人停止使用，室内机关闭，则会造成室内温湿度过高，再开启室内机时，室内机承担的短时负荷会增大，延长达到室内设定温度的时间。

(2) 有可能增加邻室传热 按照变频多联机系统使用的特点，当邻室无人时，室内机关闭，但新风系统无法关闭，夏季造成邻室温度过高，邻室传热量的影响增大。设计选型时应计算邻室传热冷负荷。

(3) 新风送风口与室内机送风口距离应大一些，避免因室外湿度过大时室内机送风口结露 建议湿球温度小于 25.8°C （比焓小于 $79.8\text{kJ}/\text{kg}$ 干空气）的地区采用新风冬季加热处理、夏季直接送入室内的供新风方法较为合理。此种方式供新风还有以下优点：

- ① 对于寒冷地区，可弥补冬季供热不足的弱点；
- ② 可保证各房间的设计新风量。

6.6.5 室外新风由风机直接送入室内易出现的问题

室外新风由风机直接送入室内的优点是可保证各房间的设计新风量。特别是在过渡季节，可设计成变新风量系统，系统最小新风量按室内设计新风量设计，过渡季节可加大房间新风量，并可用来供冷，节约运行费用。但室外新风由风机直接送入室内，易出现以下问题。

(1) 增大室内机冬季供热、夏季供冷负荷 新风负荷完全由室内机承担，特别是 I 区、II 区、VI 区、VII 区应用时特别注意冬季供热量的衰减及新风负荷的增加。

(2) 有可能增加邻室传热 按照变频多联机系统使用的特点，当邻室无人时，室内机关闭，但新风系统无法关闭，造成夏季邻室温度过高，冬季邻室温度过低，邻室传热量的影响增大。设计选型时应计算邻室传热量。

(3) 新风送风口与室内机送风口距离应大一些，避免因室外湿度过大时室内机送风口结露。

(4) 建议夏季湿球温度小于 25.8°C （比焓小于 $79.8\text{kJ}/\text{kg}$ 干空气），冬季空调计算温度大于 0°C 的地区采用室外新风直接送入的供新风方法较为合理，如云南的丽江、腾冲、昆明等地区。

6.6.6 机械排风结合自然进风

机械排风结合自然进风特别适合别墅、住宅等连续使用的建筑物，此种新风供给方式能保证新风量。该组合系统在室内形成了良好的新风气流组织，排除污染物的能力很强，气流方向固定，新风由主要房间（卧室、客厅）流向次要房间（厨房、卫生间），空气龄最小，室内空气品质较好。新风对室内温度场、速度场的影响很小，对 PMV、PPD 指标没有影响，对室内污染物浓度场影响最大。新风利用率高，新风直接送入人的活动区域，不会受到风道系统的污染，没有和低品质空气的混合过程，提高了利用效率，因风机功率较小，运行费用很低。但选用此新风供给方式，易出现以下问题。

(1) 系统设计过大，各房间新风量无法保证 即使配有可调节式自平衡进风口，因其调节能力有限，当室外风速、风向发生变化时，每个进风口的进风量有较大的偏差，而排风机的总排风量是一定的，就会出现部分背风向的房间进风量减小，甚至不进新风。

在设计此新风系统时，系统不宜设计过大，进风口数量不宜过多。对于建筑进深较大、无外窗或外墙的房间，不宜利用自然进风。因机械排风结合自然进风有多种组合形式，对于单层面积较大的建筑，可根据建筑物的特点划分多个系统，以满足系统设置需要。

(2) 新风进风口采用普通风口，各房间新风量与设计要求的偏差较大，受风向影响更大 为确保各房间设计新风量，自然进风风口必须配置带调节功能的自平衡式。自平衡进风口有气囊式、弹簧式、弹性塑料薄片式等，进风口应配带方便清洗的过滤网。图 6-24 为弹性塑料薄片式工作示意图。

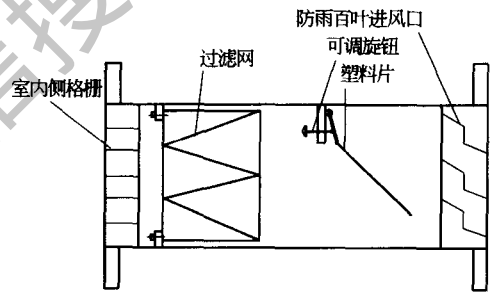


图 6-24 弹性塑料薄片式自然进风口工作示意图

(3) 新风进风口未与建筑协调，特别是需在窗上安装新风进风口，造成后期无法施工 在设计该系统时，应特别注意与建筑工程师的协调，包括室内排风口位置的预留、排风道的安装位置、排风机设置的位置等。

(4) 变频多联机系统室内机选型未计算新风负荷，室内机选型过小，影响空调使用效果 在系统设备选择计算时，应计算各室内机承担的新风负荷，以免室内机选择过小，影响使用。

6.6.7 自然通风

自然通风不消耗动力，利用可开启的外窗，过渡季节可增大开启面积，增大室内的新风量。相对于现行的空调建筑，在同样的满意程度下，自然通风建筑的人们夏天可以接受更高的温度，而在冬天可以接受更低的温度。合理的组织自然通风，不但能满足人们对新风量的要求，提供舒适的工作生活环境，其运行费用也最低。但在其应用时，易出现以下问题。

(1) 当采用无组织自然通风时，室内新风量无法控制 当室外风速、风向发生变化时，不同朝向的房间有时是进风房间，有时是排风房间，风量也无法控制。

(2) 由于各房间新风量无法控制，在具体设计变频多联机系统时，无法考虑新风量的大小，只能按无新风选择室内机，或选择的室内机设计过小，而用户开窗时的进风量无法控制，造成夏季室内温度过高，风口结露，有滴水现象；冬季室内温度过低。

6.7 室内机的气流组织和高层建筑使用的热压问题

6.7.1 室内机的气流组织

室内机的形式与水系统的末端装置很相近。但由于变频多联机系统的智能化程度非常高,系统正常工作时,多联机系统的微电脑需监控的室内机运行参数较多,有室内机的出风温度、回风温度、设定温度、设定温度与回风温度差、气液管道的温度六个参数,而不像水系统的末端装置那样可与制冷制热主机控制系统完全独立。对于供冷,室内机在运行过程中的风量可按设定风量运行,但在供热时,其风量与室内机的出风温度有关,参见图 6-25 室内机制热部分运行控制程序。由控制程序中可知,当室内机出风温度低于 25°C 和 $25\sim 30^{\circ}\text{C}$ 时,室内机分别在慢风速和低风速下运转,其控制目的是为了避免吹冷风感;当室内机出风温度高于 30°C 时,室内机在设定风速下运转。因此,室内机的设计选型、布置均影响室内的气流组织,由于变频多联机空调系统目前适用于舒适性空调中,对气流组织要求不是很高,所以并没有引起大家注意。下面就常用的风管机和四面出风嵌入式室内机气流组织方面的问题进行分析。

(1) 风管机采用散流器下送或侧送风口侧送时,冬季送热风会出现热风不能到达工作区的现象。出现的原因有以下几方面。

① 送风口未进行认真的选型,风口过大,送风速度过小,形成贴附气流。

② 房间层高较大,散流器形式选择错误,无法达到送风距离。

③ 选择计算时按大风量计算,而系统阻力较大。根据风机工作特性,风压高,风量小,造成送风口风量小于计算送风量,而无法满足室内气流组织的需要。

④ 未进行认真的室内负荷计算,室内机选型过小,满足不了室内供冷供热的需要。图 6-26(a) 的布置在送冷风时问题不大,但冬季送热风时热风到达不了下面的工作区,无法达到室内设计温度,这也是目前空调与装修配合常见错误之一。将图 6-26(a) 中的设计改为图 6-26(b) 或图 6-26(c) 中的设计即可解决冬季送热风的问题。

解决的方法有: a. 认真进行室内负荷计算、室内机选型计算、气流组织、风管、风口的设计计算。建议按中风量、中风压进行风管、风口的设计计算和气流组织计算; b. 室内机选型应留有余量,以克服夏季过热天气和冬季过冷天气制冷和制热衰减的缺点,图 6-27 是变频多联机系统实际供热量、供冷量与室外气温的变化关系。由图 6-27 可知,变频多联机选型应留有一定的余量。

(2) 四面出风嵌入式室内机的风量比风管机大 $10\%\sim 25\%$,室内空气循环次数比风管机多,若室内机选型布置合理,比风管机舒适性高;另外,不需要另接风管、风口等附件,施工简便,施工安装费用少,运行功率小 50% 左右,运行费大大减少。但在具体应用时易出现以下问题: a. 外形尺寸(面板)较大,装修有特殊要求时难配合; b. 由于气流组织的需要,适合于安装在房间中央部位,若气流组织有特殊需要,则侧送风难以适应; c. 安装高度有限制,超过允许安装高度时,冬季送热风送不到工作区,房间温度达不到设计要求; RCI-71 以下机型适用于安装高度小于 3m 以下场合, RCI-80 以上机型适用于安装高度小于 4.5m 以下场合,在高大空间场合不宜使用四面出风嵌入式室内机,需要下送风时宜选用风管机采用风道送风形式; d. 室内机无法做隔声、消声处理,如房间要求噪声值小于样本给定噪声,则无法选用四面出风嵌入式室内机。

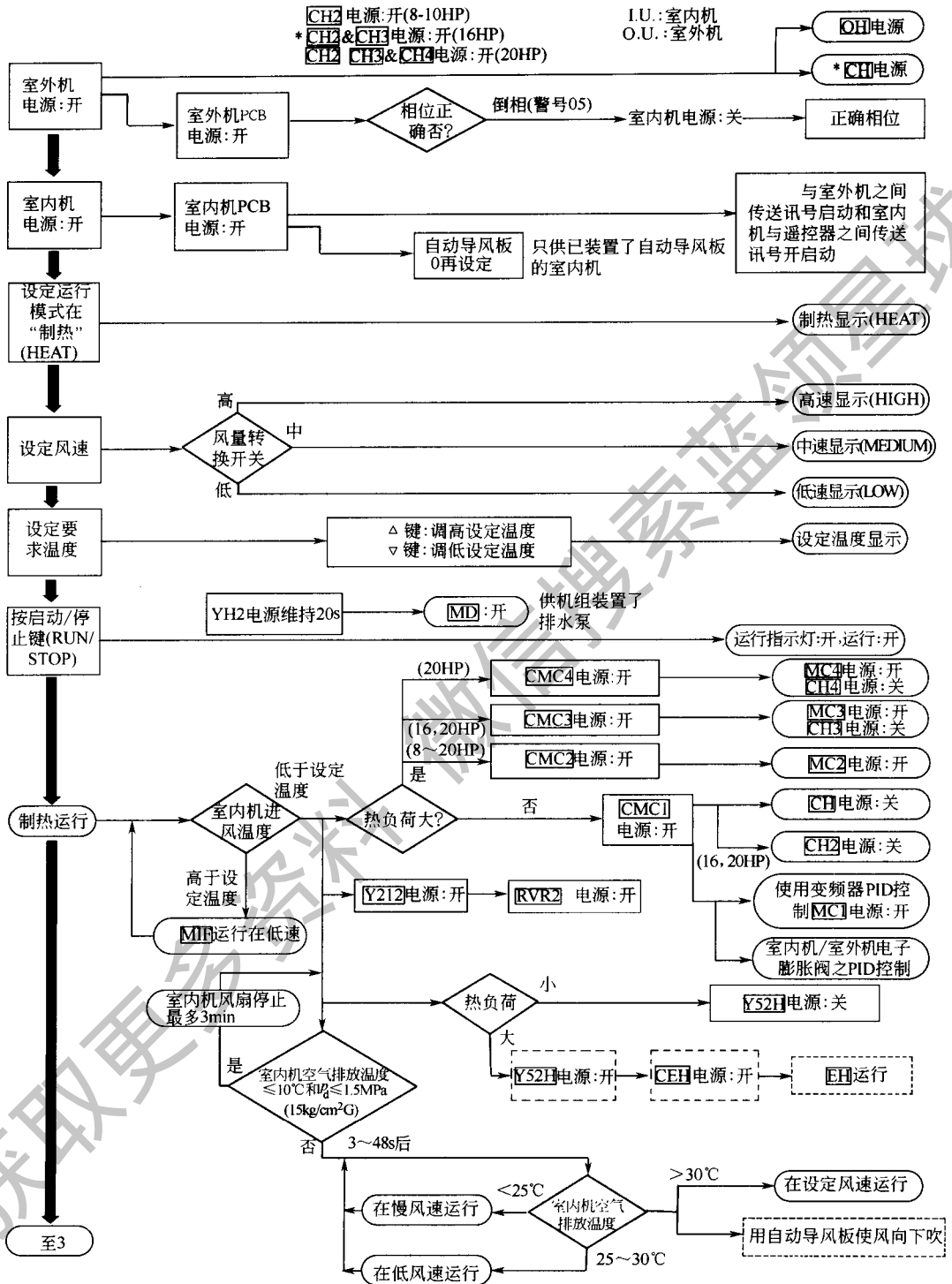


图 6-25 室内机制热运行部分控制程序

6.7.2 高层建筑物使用的室外机的热压问题

该问题主要出现在高层建筑物每层同一平面放置室外机的情况。根据设计三原则，确保

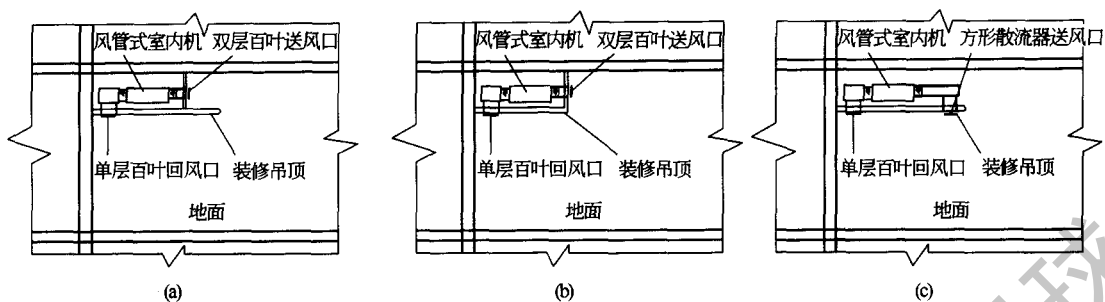


图 6-26 风管机采用散流器下送或侧送风口布置方案的比较

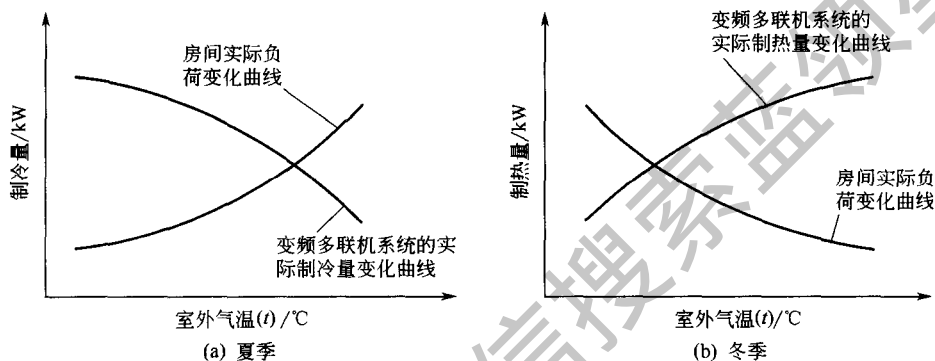


图 6-27 变频多联机系统实际供热量、供冷量与室外气温的变化关系

室外机通风良好是保证变频多联机系统出力最关键的因素之一。从前面所述多联机的工作原理可知，室外机的风量及进风温度对多联机的制冷量、制热量影响均很大。供冷时尽可能降低室外机进风温度，以降低冷凝温度，提高制冷效率；供热时尽可能提高室外机进风温度，以提高蒸发温度，提高供热效率。制冷运行时，进风温度通常是周边环境空气温度。布置多联机时，为了缩短室内外机的距离，室外机可能分层布置在阳台、挑台或每层室外机房内，有的将室外机布置在天井内，有的每层布置在凹形构筑物内。如室外机均在同侧同一水平位置每层放置，各层室外机受热压的相互作用。上升的热气流对上层室外机的另外一个影响是气流的上升速度不断升高，继而在气流通过的区域形成较大的负压；由于该负压势必会影响风机对空气的吸入，使风量降低，进一步影响冷凝器的换热效率。鉴于热压对室外机热环境的这两方面影响均为负面影响，造成室外机热气流短路，不利于上层室外机散热。特别是在夏季，造成室外机放置越高，吸入的环境空气温度越高，对室外机冷凝压力影响越大，严重时，室外机将无法工作，或室外机长期在不利的环境下工作，系统寿命将大大缩短。通过计算机仿真技术，对各种室外机的放置位置按最不利工况进行仿真研究，选择合理的布置方案，并对室外机排风方式适当改进，是解决多联机布置的最佳方式。CFD（计算流体力学）方法是国际上研究建筑内外气流运动规律的最佳手段，具有速度快、耗费少等优点，且能够提供详细直观的结果，与传统的理论经验公式和模型实验等研究方法相比具有突出的优越性，其正确性和可靠性也已得到严格的检验和足够的认可。图 6-28 显示出了在青岛部分不同室外机组合在高层建筑物中的布置方案。针对上述问题，该项目提出利用计算机仿真的方法对 SET-FREE 空调系统室外机的工作环境进行 CFD 分析和优化。

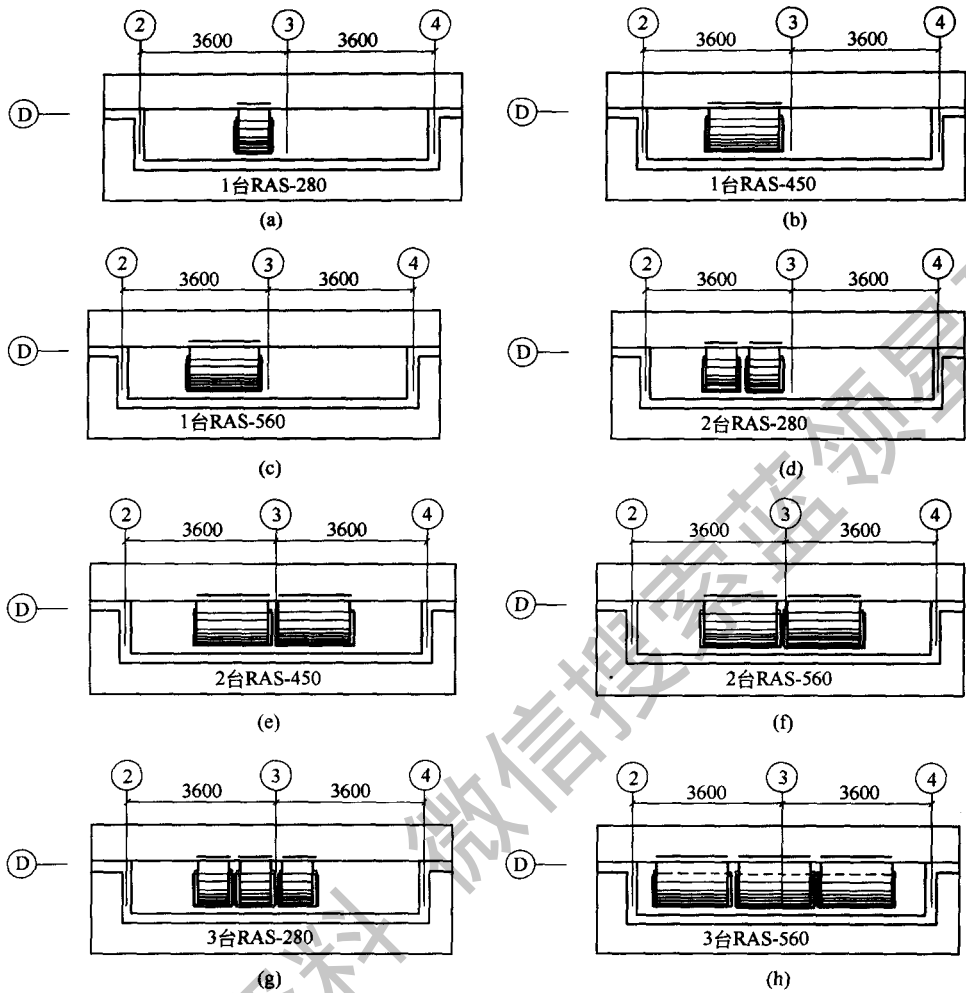


图 6-28 不同室外机组合在高层建筑物中的布置方案

每台室外机均接导风罩，出风口风速为 5m/s （考虑机外余压的限制），排风叶片向下倾斜 10° （考虑到热压的作用），为“一”字形，见图 6-29。

室外机均在同侧同一水平位置每层放置，图 6-28 为室外机平面布置位置，每台室外机均安装导风罩，其做法见图 6-29，图 6-30 为每层 1 台 RAS-280 与每层 1 台 RAS-450 的仿真结果，图 6-31 为每层 1 台 RAS-560 与每层 2 台 RAS-280 的模拟结果，图 6-32 为每层 2 台 RAS-450 与每层 2 台 RAS-560 的仿真结果，图 6-33 为每层 3 台 RAS-280 与每层 3 台 RAS-560 的仿真结果。各图中的仿真条件为：建筑物均为 30 层，室外风速为 0m/s ，层高 3.2m ，周边无建筑物干扰气流。室外气象参数为：空调室外干球温度为 34.5°C ，空调

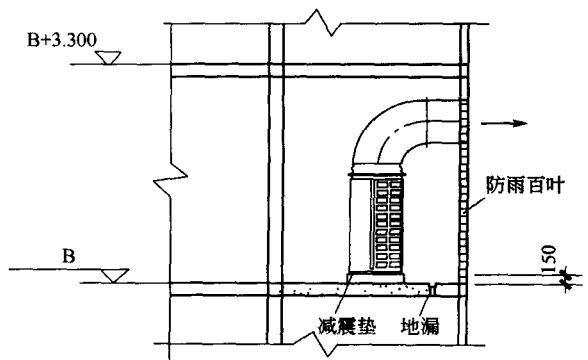


图 6-29 室外机导风罩安装示意图

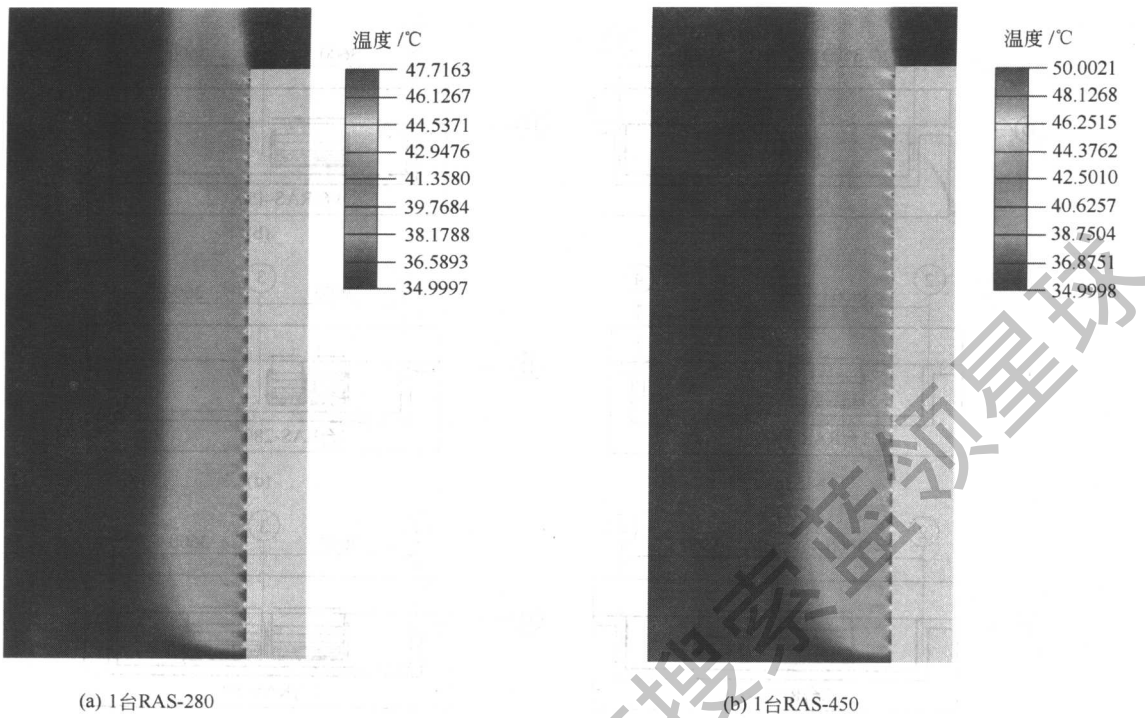


图 6-30 室外机排风口外空气温度仿真结果 (每层 1 台 RAS-280, 每层 1 台 RAS-450)

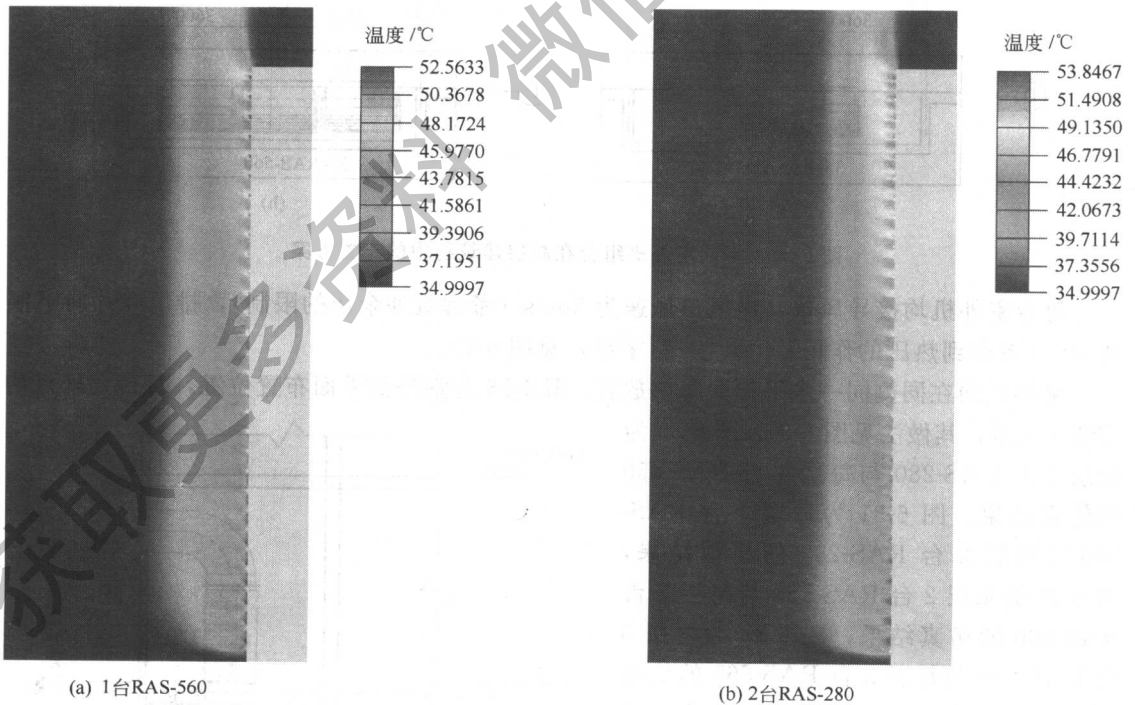
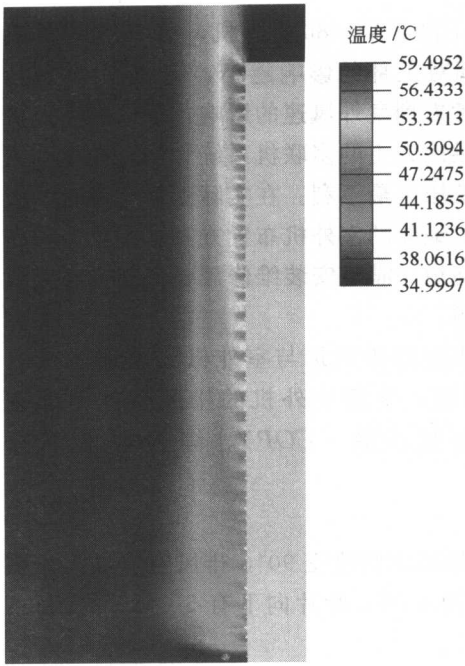
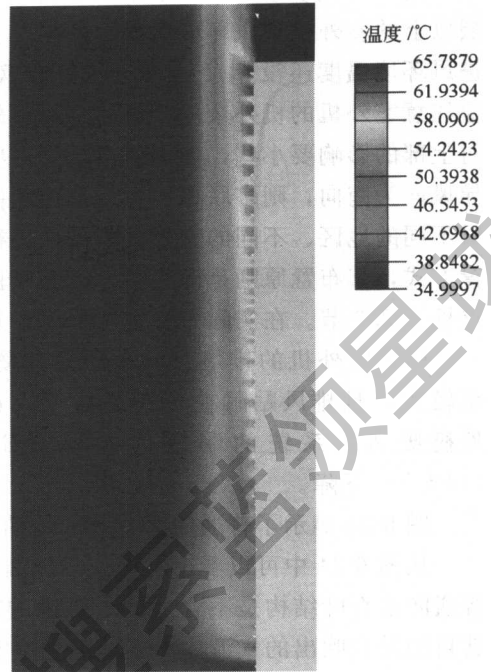


图 6-31 室外机排风口外空气温度仿真结果 (每层 2 台 RAS-280, 每层 1 台 RAS-560)

室外湿球温度为 28.5℃, 大气压力为 100.05kPa。室外无风状况下, 室外机同时使用率为 100%。通过图 6-30、图 6-31、图 6-32、图 6-33 可以看出, 制冷时, 在高层建筑中, 在同一

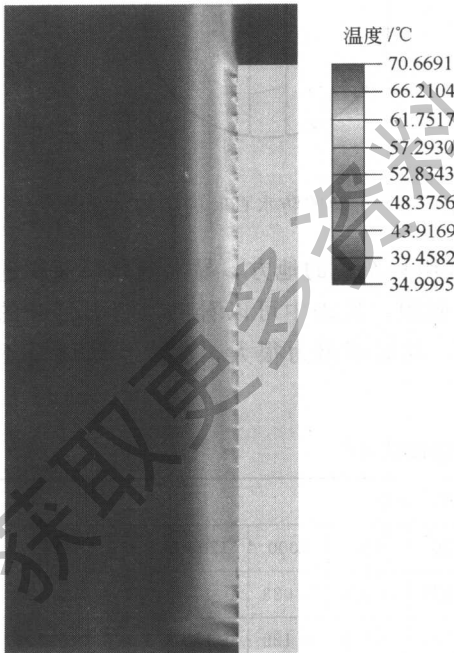


(a) 2台RAS-450

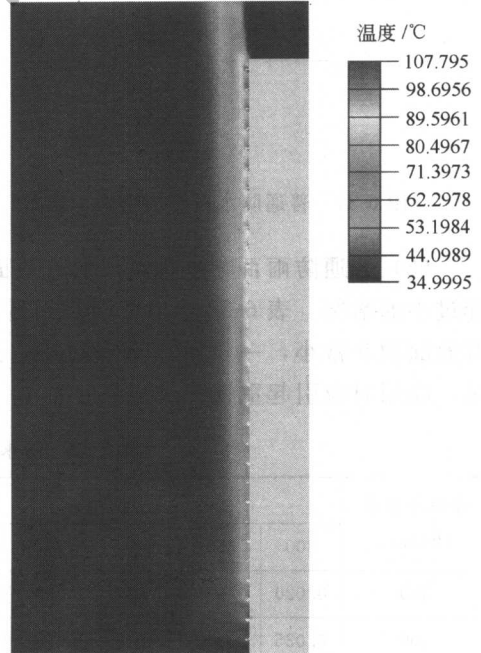


(b) 2台RAS-560

图 6-32 室外机排风口外空气温度仿真结果（每层 2 台 RAS-450，每层 2 台 RAS-560）



(a) 3台RAS-280



(b) 3台RAS-560

图 6-33 室外机排风口外空气温度仿真结果（每层 3 台 RAS-280，每层 3 台 RAS-560）

侧面同一水平位置每层放置室外机时，下部的小型号室外机对上部的影响小于大型号室外

机；同一位置放置越多，下部对上部的影响越大，如每层放置 3 台 RAS-560 室外机，第 5 层以上的室外机进风环境温度超过 45℃，而每层放置 1 台 RAS-280 室外机，第 30 层室外机进风环境温度还没超过 40℃。出风口风速越大，下部对上部的影响越小，但设计风口时，应注意室外机的机外余压。具体选择室外机位置时，考虑到室外风速的影响，下部的室外机对上部的影响要小些，使用效果会好一些。若以夏季供冷为主的多联机系统为例，如夏季主导风向为南向，则多联机放置在东西两侧有利，北侧负压区最不利。在实际工程应用时，应对不同的地区、不同的室外气象条件进行模拟，以选出最佳的室外机布置方案。不论何种布置方式，其布置原则是确保室外机通风良好、系统管路短、满足安装维修需要，基本布置要求见 4.2.9 节。在实际布置室外机时，易出现以下问题。

(1) 室外机的排风百叶采用普通防雨百叶，造成实际排风量与室外机要求通风量差距较大，且排风贴附在建筑外表面，已形成热岛效应，下部室外机的排风易被上部室外机吸入，系统的制冷能效比 (EER)、制热性能系数 (COP)、综合性能系数 (IPLV) 下降。

图 6-34 显示了普通防水百叶的结构。

从图 6-34 中可以看出，即使排风面积足够大，但排风方向改变 90°，排风阻力过大说明普通防水百叶结构是不合适的。正确的排风口做法见图 6-35，叶片向下有 5°~15° 的倾角，其目的是让吹出的气流尽可能远离上部室外机的进风口。

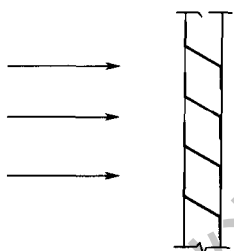


图 6-34 普通防水百叶的结构示意图

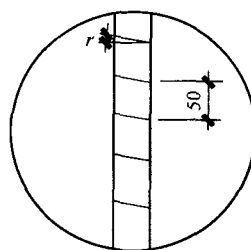


图 6-35 正确的防水百叶的结构示意图

(2) 普通防雨百叶进排风口的有效面积也是设计选用易忽视的地方，易出现风口面积选择过小的情况。表 6-22 给出了防水百叶风口颈部有效面积，从表中可以看出，防雨百叶的有效面积非常小，一旦风口选择过小，进风风速较高，其局部阻力很大，造成系统风量不足，应用时应引起重视。

表 6-22 防水百叶风口颈部有效面积/m²

垂直净尺寸 (B)/mm	水平净尺寸(A)/mm											
	300	350	400	450	500	600	750	900	1000	1200	1350	1500
300	0.020	0.027	0.031	0.036	0.040	0.049	0.062	0.076	0.083	0.101	0.114	0.127
400	0.035	0.042	0.049	0.056	0.062	0.075	0.094	0.115	0.129	0.150	0.175	0.204
500	0.048	0.055	0.066	0.075	0.084	0.100	0.128	0.155	0.174	0.209	0.236	0.262
600	0.058	0.071	0.083	0.096	0.105	0.128	0.162	0.196	0.220	0.264	0.298	0.332
700	0.071	0.087	0.101	0.114	0.126	0.154	0.194	0.236	0.265	0.318	0.359	0.398

垂直净尺寸 (B)/mm	水平净尺寸(A)/mm											
	300	350	400	450	500	600	750	900	1000	1200	1350	1500
800	0.084	0.102	0.118	0.132	0.148	0.183	0.210	0.276	0.310	0.372	0.419	0.468
900	0.097	0.115	0.135	0.154	0.170	0.207	0.262	0.314	0.335	0.426	0.481	0.536
1000	0.110	0.130	0.152	0.173	0.192	0.232	0.294	0.356	0.399	0.480	0.542	0.603
1100	0.123	0.144	0.169	0.193	0.214	0.258	0.326	0.394	0.444	0.534	0.593	0.670
1200	0.133	0.160	0.185	0.211	0.235	0.284	0.358	0.437	0.490	0.590	0.665	0.740
1300	0.147	0.173	0.203	0.232	0.257	0.312	0.392	0.478	0.535	0.642	0.725	0.808
1400	0.158	0.190	0.221	0.250	0.280	0.337	0.246	0.578	0.579	0.697	0.787	0.877
1500	0.169	0.205	0.236	0.269	0.302	0.363	0.458	0.560	0.624	0.751	0.848	0.945

(3) 室外机布置在凹形构筑物内，热压作用特别明显。图 6-36(a) 示出了杭州某建筑物室外机的放置方式。经计算分析，夏季制冷时，当环境空气温度为 35℃ 时，第 5 层室外机吸入空气温度可达 45℃，已超过室外机空气温度的上限，可改为如图 6-36(b) 的形式布置，导风罩接管方式见图 6-28。

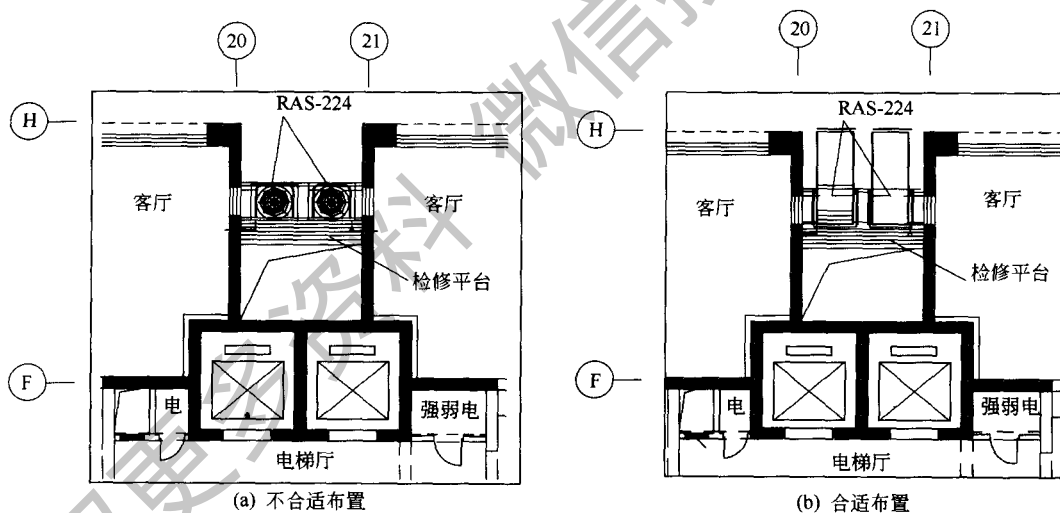


图 6-36 某建筑物室外机在凹形构筑物内布置

(4) 维修间距过小 室外机两侧面和进风面均不需要维修，但操作面（背对进风面）需要维修、保养等操作，应预留 500mm 的维修间距。

(5) 北方地区多联机冬季供热，室外机进风侧面向冬季主导风向，下雪天气非常不利于化霜，应加遮雪罩或调整布置方向，以利于化霜。

6.8 管道布置问题

(1) 管道穿屋面做法 往往多台室外机安装在屋面上，穿屋面管道较多，防雨难处理，影响了屋面防水。单根制冷剂管道穿屋面，做法可参见国标《分体式空调器安装》

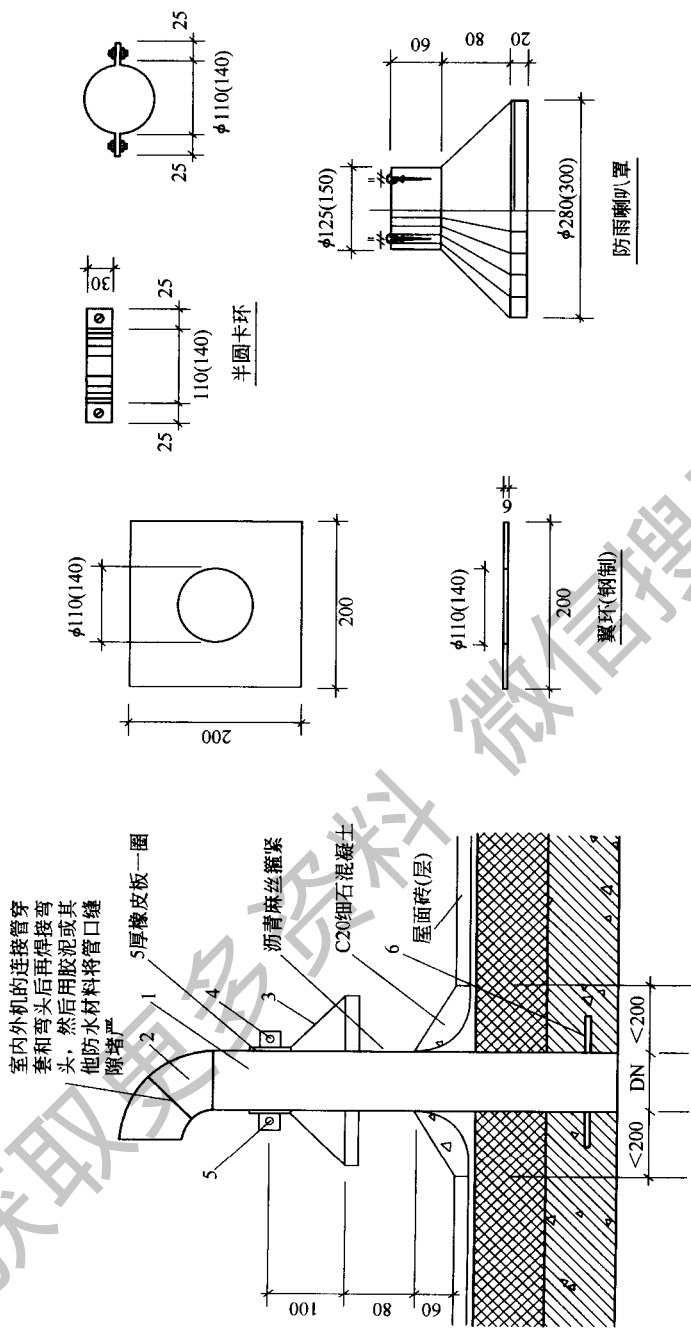


表 1

序号	名称	单位	数量	备注
1	穿屋面钢管 DN	个	1	尺寸见表 2
2	45°弯头 DN	个	2	尺寸见表 2
3	防雨喇叭罩	个	1	
4	半圆卡环 [扁钢 30×2、材料 Q235-A(F)]	个	2	
5	钢制螺栓 M5	个	2	
6	翼环 (与钢管焊牢)、材料 Q235-A(F)	个	1	

表 2

序号	室外机型号	管径
1	RAS-224FS3Q	DN100
2	RAS-280FS3Q	DN100
3	RAS-450FS3Q	DN125
4	RAS-560FS3Q	DN125
5	RAS-690FS3Q	DN125
6	RAS-840FS3Q	DN125

图 6-37 室外机单根制冷管道穿屋面做法

94K303-P12。见图 6-37。若多根管道制冷剂管道穿屋面，管道井宜高出屋面，做法见图 6-38。

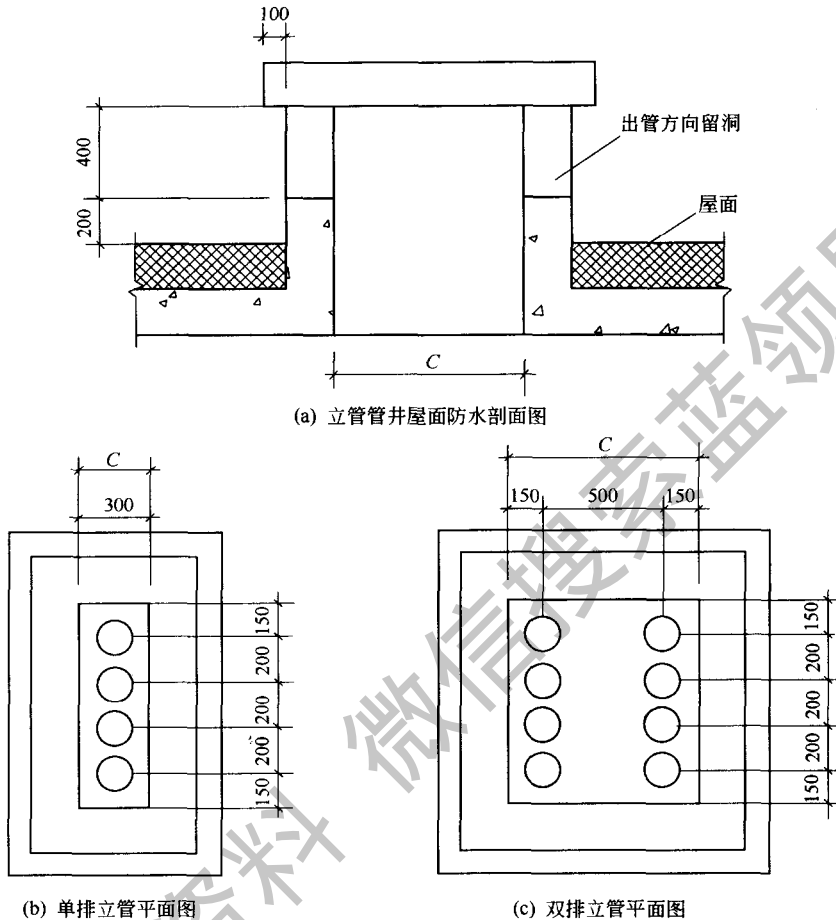


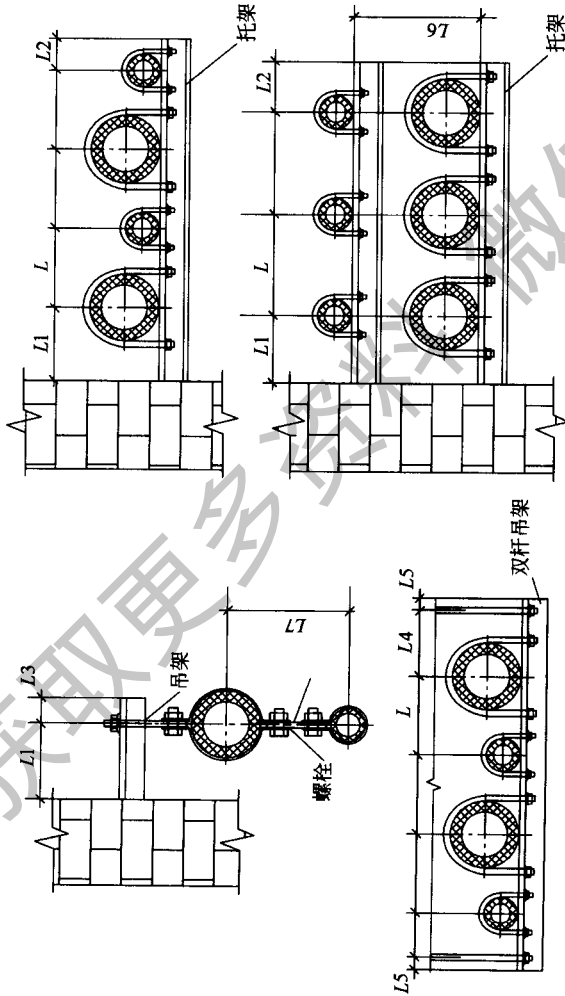
图 6-38 室外机多根制冷管道穿屋面做法

(2) 管道布置间距和支吊架做法与间距 目前多联机的安装尚无统一的要求和标准，基本是按多联机生产厂家的要求施工，而且安装单位无标准衡量施工的优劣。室内管井排列过密，安装困难，管井内管道维修几乎不可能，给日后维修留下了隐患。图 6-39 给出了制冷剂管道排列间距图；制冷剂管道支、吊架做法参见《管道及设备保冷》(98R419)，表 6-23 给出了制冷剂管道支、吊架之间的间距。图 6-40 给出了制冷剂管道穿楼板做法，图 6-41 是制冷剂管道穿防火墙做法。图 6-42、图 6-43 示出了制冷剂管道支、吊架的两种安装方式。

表 6-23 管道的支、吊架之间的间距表

正常的管道直径/mm	最大空间/m
<20	1.0
25~40	1.5
50	2.0

序号	管径	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7
1	6.35×0.8	100	90	25	100	30	100	280
2	9.53×0.8	110	90	25	110	30	100	280
3	12.7×0.8	110	100	25	110	30	110	300
4	15.88×1.0	110	100	25	110	30	115	307
5	19.05×1.0	110	100	25	110	30	125	310
6	22.2×1.2	120	110	27	120	30	130	310
7	25.4×1.2	120	110	27	120	30	130	320
8	28.6×1.3	120	110	27	120	30	140	320
9	31.75×1.3	120	110	27	120	30	150	350
10	38.1×1.7	130	110	27	130	30	160	350
11	44.45×1.7	130	110	27	130	30	160	370
12	54.10×1.7	130	120	27	130	30	160	370



序号	管径		管径											
	L	L	6.35×0.8	9.53×0.8	12.7×0.8	15.88×1.0	19.05×1.0	22.2×1.2	25.4×1.2	28.6×1.3	31.75×1.3	38.1×1.7	44.45×1.7	54.10×1.7
1	70	70	70	70	70	80	80	80	80	80	90	90	90	110
2	70	70	70	70	80	80	80	80	80	90	90	90	100	110
3	70	80	80	80	80	80	80	90	90	90	90	100	100	110
4	80	80	80	80	80	80	90	90	90	100	100	100	110	110
5	80	80	80	80	90	90	90	90	100	100	100	100	110	120
6	80	90	90	90	90	90	100	100	100	100	100	110	110	120
7	90	90	90	90	90	100	100	100	100	100	100	110	110	120
8	90	90	90	90	90	100	100	100	100	100	110	110	120	120
9	90	90	90	90	90	100	100	100	100	110	110	110	120	120
10	90	90	90	90	100	100	100	100	110	110	110	120	120	130
11	100	100	100	100	100	110	110	110	110	120	120	120	130	130
12	110	110	110	110	110	110	120	120	120	120	120	130	130	140

图 6-39 制冷剂管道排列问题

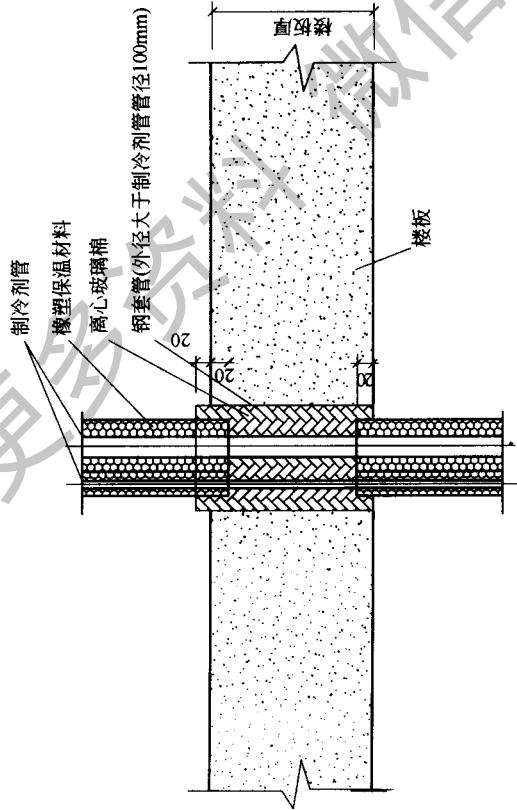


图 6-40 制冷剂管道穿楼板安装图

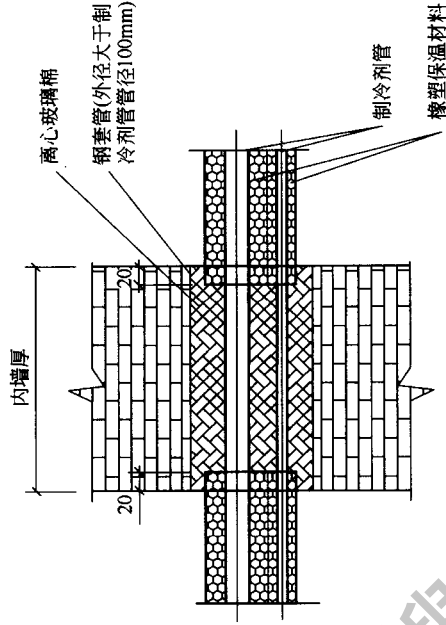
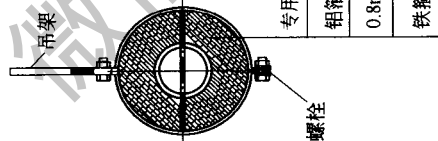
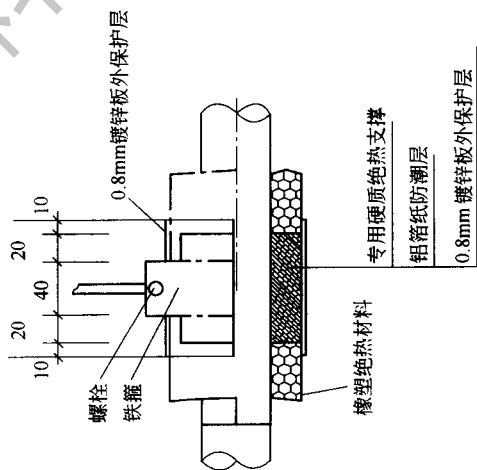
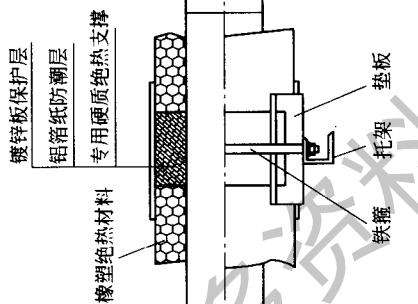
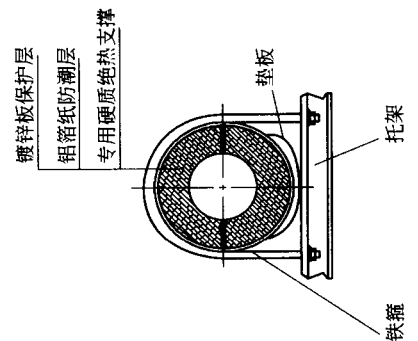


图 6-41 制冷剂管道穿防火墙安装图



注：1. 架设保温管道时，支、吊架部位应按图设置垫板、镀锌板外保护层，壁厚为 0.8~1.2mm（视管径大小决定），镀锌板外保护层长约 150mm，镀锌板外保护层外刷黑色多元酯漆。

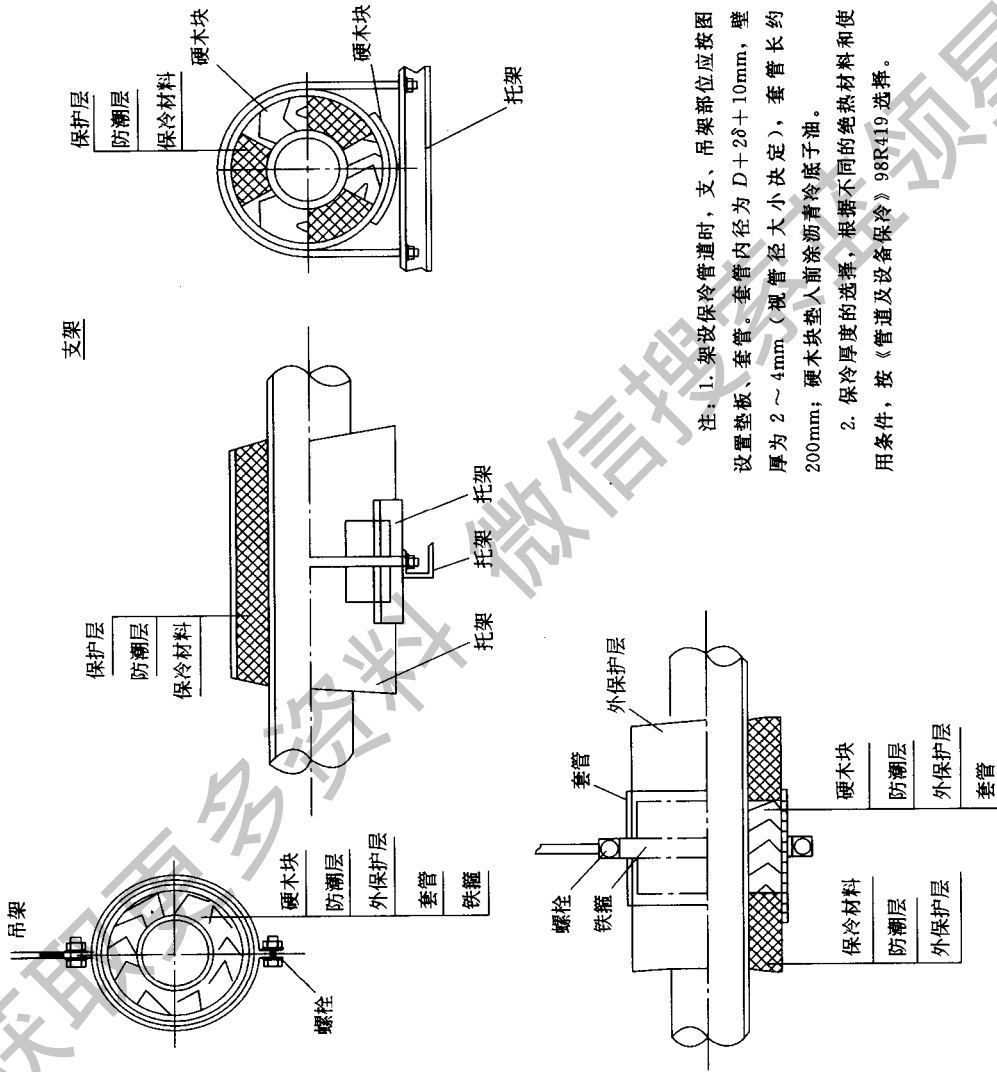
2. 橡塑为难燃 B1 级，密度为 40~80kg/m³，导热系数为：

$$k=0.03375+0.000125t_m[W/(m \cdot k)]$$

适用介质温度范围为 -40~100℃。

3. 保温厚度为： $d \leq \phi 12.7$ ， $\delta = 15\text{mm}$ ； $d \geq \phi 15.88$ ， $\delta = 20\text{mm}$ 。室外冷媒管道保温厚度增加 10mm，外缠稀松布，外涂 3 层防晒漆。

图 6-42 制冷剂管道支、吊架安装图之一



注：1. 架设保冷管道时，支、吊架部位应按图设置垫板、套管、套管内径为 $D+2\delta+10\text{mm}$ ，壁厚为 $2\sim 4\text{mm}$ （视管径大小决定），套管长约 200mm ；硬木块垫入前涂沥青冷底子油。

2. 保冷厚度的选择，根据不同的绝热材料和使
用条件，按《管道及设备保冷》98R419 选择。

图 6-43 制冷剂管道支、吊架安装图之二

7 家用中央空调设计

本节仅介绍变频多联机空调系统在家用中央空调设计中常见问题及相应分析。

7.1 设计注意事项

(1) 室内机选择 各房间负荷计算应考虑间歇使用和户间传热，冬季当户间温差大于或等于 5°C 时，应计算隔墙或楼板等的传热量；夏季空调房间与邻室的温差大于 3°C 时，宜按规范计算通过隔墙、楼板等内维护结构传热形成的冷负荷，并结合用户一进门即希望开启空调后很快达到室内设定温度且仅开启部分房间的使用特点，所以各房间负荷应适当留有余量，在计算负荷的基础上乘以 $1.2\sim 1.3$ 的系数，再按室内机计算选择步骤选择室内机。

(2) 室外机选择 当一户选择一台室外机时，应把一户作为一个房间计算夏季冷负荷和冬季热负荷，并考虑间歇使用，冬季当户间温差大于或等于 5°C 时，应计算隔墙或楼板等的传热量；夏季空调房间与邻室的温差大于 3°C 时，宜按规范计算通过隔墙、楼板等内维护结构传热形成的冷负荷，考虑到用户使用特点，在计算负荷的基础上乘以 $1.15\sim 1.25$ 的系数，再按室外机计算选择步骤选择室外机。

考虑到家用空调夜间使用的特点，对于北方地区，室外冬季空调计算温度低于 -5°C 地区，宜采用集中供热冬季供暖，夏季采用变频多联机制冷，不宜采用变频多联机冬季供热，这种方式既可保证冬季供热效果，利用集中供热的政策补贴降低运行费用，并保证卫生间、厨房的供暖温度，又可减小室内外机型号规格，降低系统造价。

7.2 设备布置

(1) 4匹、5匹、6匹室外机形式与家用空调室外机形式一样，安装位置要求也相同，放置位置原则上管道长度越短越好，由于变频多联机系统4匹、5匹、6匹室外机可连接管长达75m，高差可达30m，可结合建筑立面放置室外机，能很好地与建筑配合；而家用机最大管长才15m，无法与建筑协调。在布置时，应注意避免室外机对吹布置，避免热压作用相互影响。

图7-1为南京某高层住宅家用中央空调室外机的布置，工程30层，每层室外机布置均相同。图7-1(a)布置两台室外机对吹，两台机器出风风量相互影响，在额定条件下均达不到额定风量，夏季下层对上层的热压影响更大，上层室外机工作环境温度逐层升高，甚至不能正常工作，即使每层室外机工作，能效比从下往上逐层降低；冬季相互影响较夏季略轻，但相互影响也较大。

图7-1(b)的两台机器出风风量相互影响几乎不存在，夏季热压作用较图7-1(a)布置小，但还是存在下部的室外机排出的热气受室外风向的影响和后部回风空间的影响，部分空气短路，从下往上逐层温度升高，能效比逐层降低，甚至上部室外机不能工作。温度场分布见图7-2。

图7-1(c)的布置将室外机平台往前移，改到与建筑外立面平齐的位置或突出的位置，保证室外机排出的热气快速散去，尽可能地缓解热压现象，图7-1(c)的布置较好。

8匹以上室外机的形式与6匹以下室外机完全不一样，外形尺寸较大，就是前面介绍的商用变频多联机室外机，其安装位置要求与设置原则与变频多联机系统要求完全一样，这里

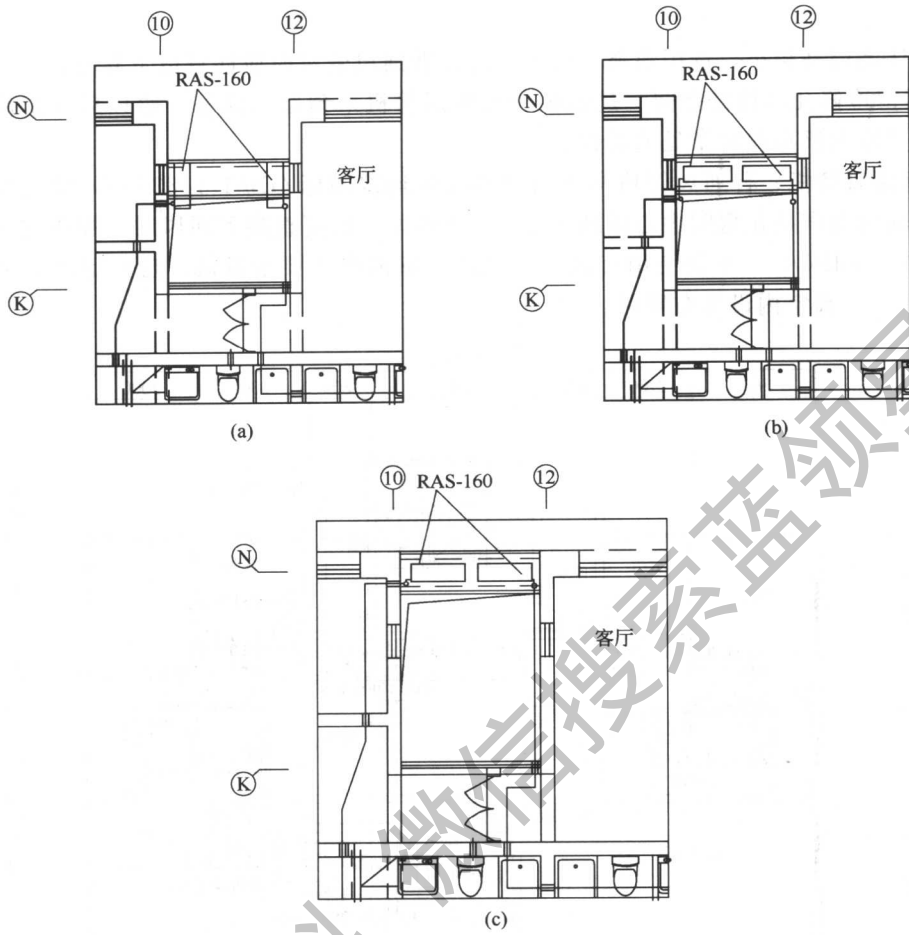


图 7-1 南京某高层住宅家用中央空调室外机的布置平面图

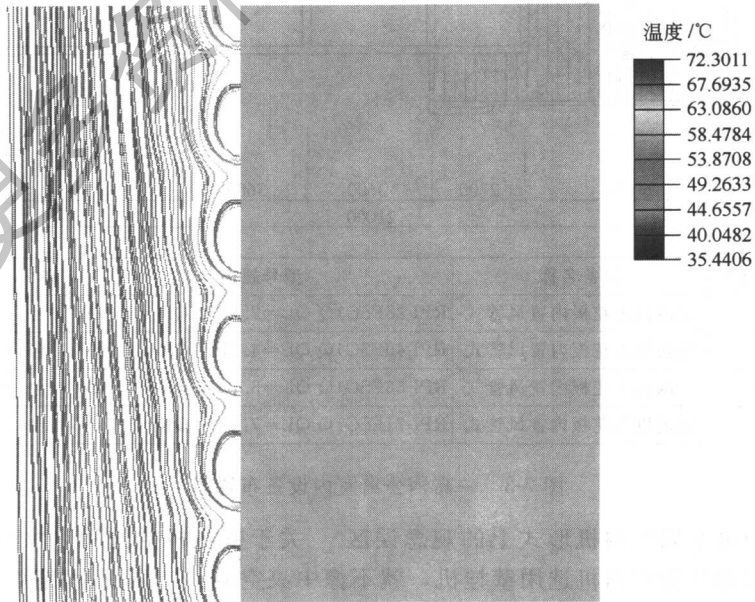


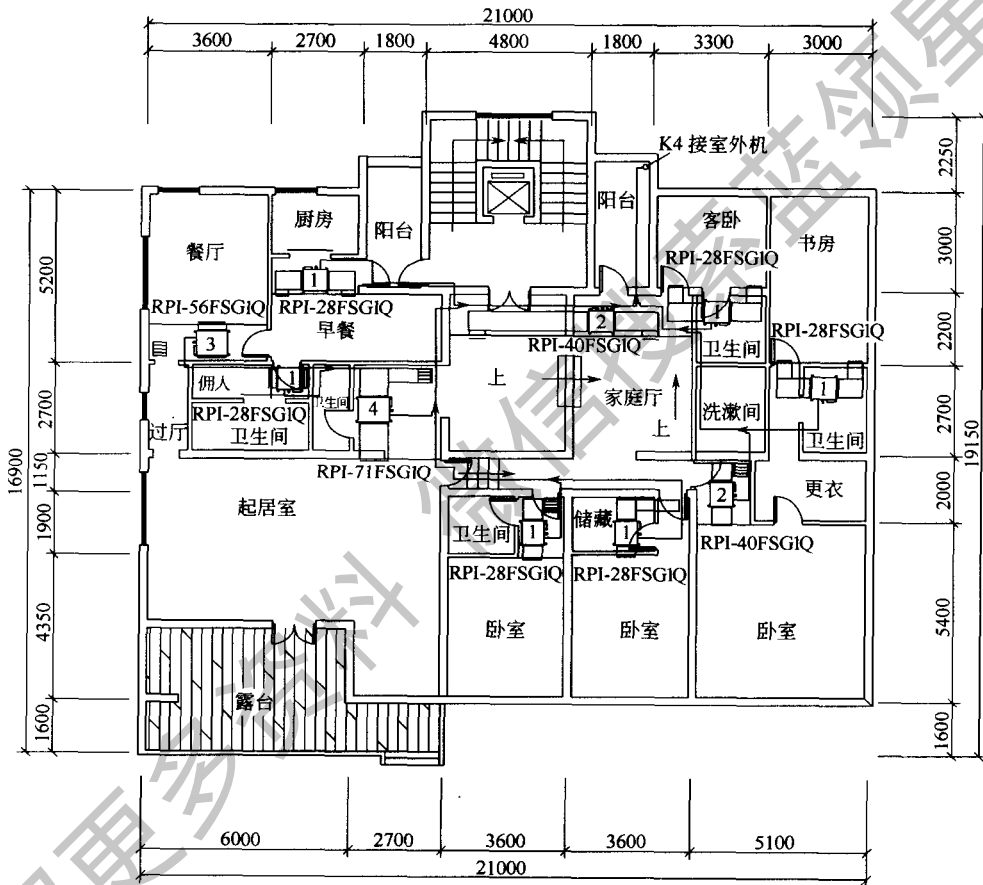
图 7-2 按图 7-1(b) 方案布置的温度场分布图

不再介绍。

(2) 住宅层高较小，选用超薄风管机或选普通风管机时应注意以下几方面。

① 预留检修孔和检修空间 过道位置布置风管机未预留检修孔，给以后的维修造成不便，这也是室内机布置时常见的错误。

② 超薄风管机、普通风管机样本给出的噪声均按国标 GB/T 18836—2002 测得，实际工程中房间内噪声是在房间中心距地面 1.1m 处测得。采用直接下回风时，噪声比样本给定值大约 10~15dB(A)。不要使用直接下回风式，室内噪声要求较高，应注意噪声处理。图 7-3 为一高档公寓室内设备布置图。



设备编号	设备名称	型号规格	单位	数量
1	室内机天花板内置风管式	RPI-28FSG1Q QL=2.8kW QR=3.3kW	台	6
2	室内机天花板内置风管式	RPI-40FSG1Q QL=4.3kW QR=4.9kW	台	2
3	室内机天花板内置风管式	RPI-56FSG1Q QL=5.6kW QR=6.5kW	台	1
4	室内机天花板内置风管式	RPI-71FSG1Q QL=7.1kW QR=8.5kW	台	1

图 7-3 一高档公寓室内设备布置图

(3) 家用中央空调室内机形式上的观念误区 关于壁挂机的选用，大部分用户甚至包括部分专业工程师认为室内机选用壁挂机，就不像中央空调，空调不上档次，如同家用分体壁挂机。其实，分体壁挂机与风管机相比，其优缺点见表 7-1。

表 7-1 分体壁挂机与风管机的比较

序号	分体壁挂机	风管机
1	占用空间小	占用空间较大
2	安装费用小	安装费用高
3	安装维修方便	安装维修均较难
4	噪声较小	噪声较大,需进行隔声、消声处理
5	凝结水自流排放,凝结水管安装高度受限,不利于装修	可配凝结水泵,凝结水管安装高度可提高,利于与装修配合
6	风机功率较小,运行费用低	风机功率较大,运行费用高
7	送风口叶片可摇摆,更好满足室内气流组织的需要	送风口叶片不能摇摆,不利于室内气流分布

特别是对于进深较小的房间,因壁挂机不需要局部吊顶,占用空间更小,利于家具的摆放。在选用室内机时,结合工程实际,选用合适的机型。

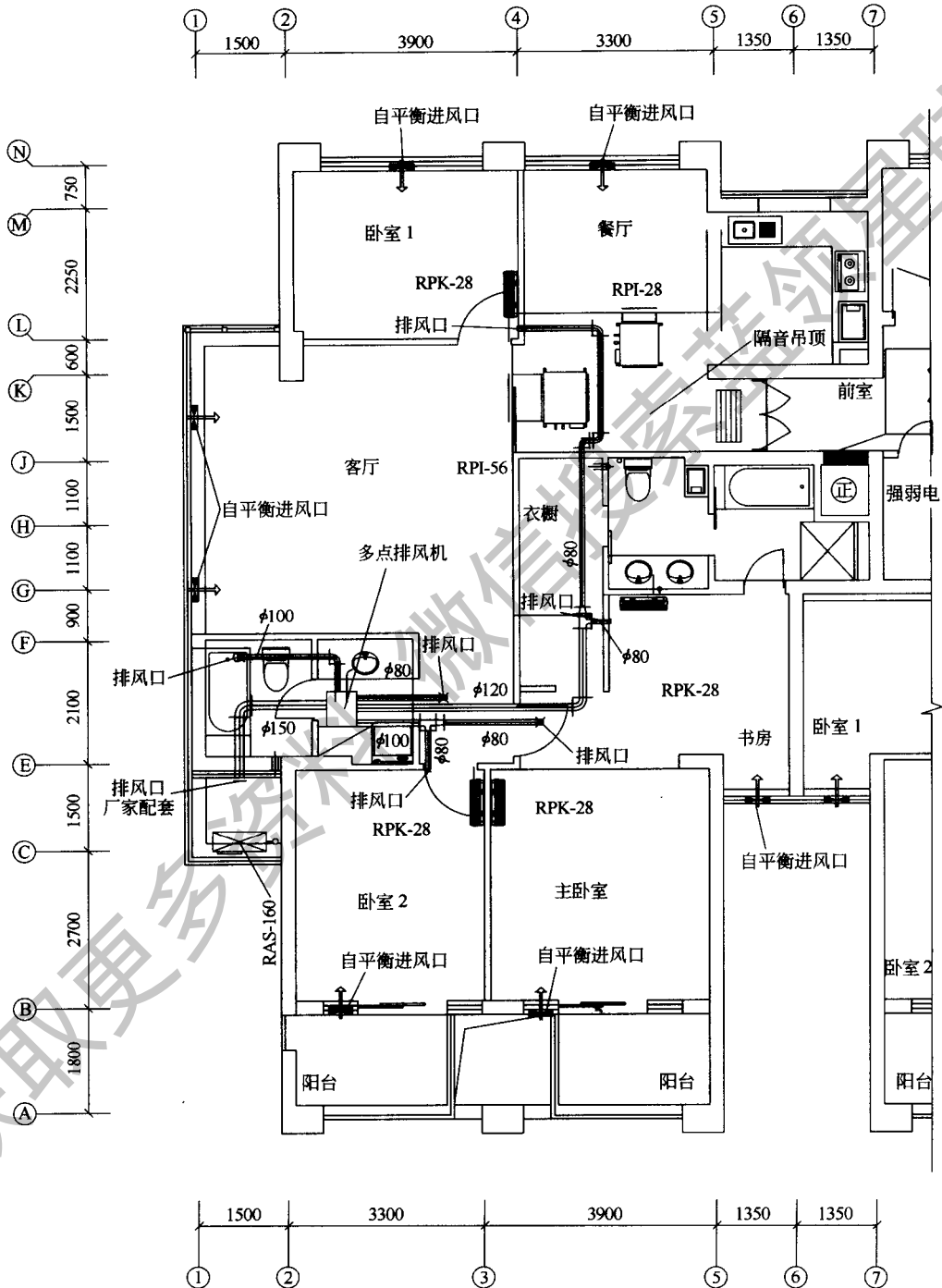
7.3 新风供给方式

家用中央空调有别于办公、商业等舒适性空调,体现在系统大小、投资、管理使用、维修及运行费用等方面,其新风系统形式在具体工程选用时较少。表 7-2 是就适合于家用中央空调新风形式的介绍和分析。

表 7-2 家用中央空调新风形式表

序号	新风供给方式	分析
1	自然通风	目前,国内大部分住宅采用无组织自然通风,采用无组织自然通风方式使室内新风量无法控制。当室外风速、风向发生变化时,不同朝向的房间有的是进风,有的是排风,风量也无法控制。由于各房间新风量无法控制,在具体设计变频多联机系统时,无法考虑新风量的大小。按无新风选择室内机或室内机设计过小,用户使用时从开启的窗户进入的新风量无法控制,造成夏季室内温度过高、风口结露、有滴水现象;冬季室内温度过低,有的房间无新风。这是无新风系统设计的变频多联机系统在实际运行中常出现的问题
2	机械排风,自然进风	特别适合于别墅、住宅等变频多联机系统持续运行的建筑物。此种新风供给方式能保证新风量并容易实现控制。该组合系统在室内能形成良好的新风气流组织,排除污染物的能力很强,气流方向固定;新风由主要房间(卧室、客厅)流向次要房间(厨房、卫生间),空气龄最小,室内空气品质较好;新风对室内温度场、速度场的影响很小,对 PMV、PPD 指标没有影响,能最大程度控制室内污染物浓度场;新风利用率高,新风直接送入人的活动区域,不会受到风道系统的污染,没有和低品质空气的混合过程,提高了利用效率;风机功率较小,运行费用很低,易与其他专业协调
3	全热或显热交换器	回收热量,可节约运行费用,并能保证系统的新风量。但在普通住宅的具体应用中易出现与建筑配合较难、送排风管道布置难的问题。较适合于层高较大的公寓、别墅。应在建筑方案制定期间做好与建筑的协调(包括确定安装预留位置)。另外,初投资较高
4	制冷剂直接蒸发式新风机	能很好与建筑配合,新风量也有保证。但在具体应用时,由于造价很高,可选的规格少(目前仅有 1000m ³ /h、1600m ³ /h、2100m ³ /h 三种规格);新风量过大,不适合用于住宅。另外,由前述新风机的介绍可知,新风机有一定的工作温度范围(-5~43℃),使用范围受到限制
5	室内机引入部分新风	新风量无法控制,特别是过渡季节,为引入新风,室内机需设定为通风状态,增加运行费用。 根据前述变频多联机系统的工作特点可知,在室内机正常工作过程中,室内机的风量随控制温度变化。特别是在冬季供热工况下,有时室内机会停止运转,也就无法吸入室外新风;即使正常工作,吸入的室外新风量受室外风向的影响较大,室内新风量无法得到保证。另外,对于冬季寒冷地区,直接引入室外的冷空气,即使与部分室内空气混合,混合后的空气温度过低,使变频多联机供热能力较差;同理,夏季炎热地区的室外温度过高导致混合后的空气温度过高,也会造成系统运行故障,影响系统的可靠运行和寿命。 每台独立引入新风的方式,影响建筑外观,与建筑协调困难,风管安装位置也会出现
6	室外新风由风机直接送入室内	优点是可保证各房间的设计新风量,特别是在过渡季节,可采用变新风量系统。系统最小新风量按室内设计新风量设计,过渡季节可加大房间新风量,用于降低室内空气温度。这种方式与 2 相似,但运行费用比 2 高,舒适程度不如 2

根据以上分析, 结合目前变频多联机的产品规格型号, 建议家用中央空调新风系统形式优先顺序为 2、3、1、4, 特别推荐 2 的新风形式。图 7-4 为上海某高层家用中央空调机械排风、自然进风新风布置平面图。



注: 自平衡进风口、排风口均采用厂家配套产品, 排风管采用通风软管。

图 7-4 上海某高层家用中央空调机械排风、自然进风新风布置平面图

8 变频多联机的安装与调试

8.1 多联机安装质量的重要性

多联机系统的运行质量源于“三分产品，七分安装”，多联机空调系统的实施应用中，安装是成品提交后的最后一道“工序”，可见多联机安装质量是非常重要的。“精细安装”质量理念的提出改变了先前国内市场上只重视产品出厂质量、忽略产品安装质量的落后观念。针对现阶段部分安装商不能很好地单独承担产品安装质量的情况下，多联机制造商采取各类措施，加强安装质量控制，切实将“精细安装”变成促进行业发展的有力武器。下面以海信日立公司的做法为例介绍多联机安装的要求与质量控制。

(1) “精细安装”的含义 “安装”质量是产品质量的重要延续。安装是将分散的空调零部件转化为真正意义上的可以使用、并能满足用户需求的中央空调产品。“安装质量”来自于过程控制，即过程决定质量。“安装”是将用户的需求转化成用户的满意，安装细节上精益求精，超越用户满意，即细节超越满意。多联机空调作为一种追求舒适感觉的消费类产品，超越用户满意应该成为整个行业各个环节的最高目标。

树立行业共同的理念：将“过程决定质量，细节超越满意”成为所有中央空调安装商共同的质量观点。

严格的安装培训认证体系，确保安装队伍高素质、高水准的作业能力。

将分散的空调零部件转化为真正意义上可以使用的、并能满足用户需求的多联机空调系统。

(2) 多联机空调系统的质量范围

- ① 多联机空调设备自身的制造质量；
- ② 多联机空调系统方案设计质量；
- ③ 多联机空调系统安装的材料质量；
- ④ 多联机空调系统安装先进标准的质量；
- ⑤ 多联机空调系统施工质量；
- ⑥ 多联机空调系统调试质量。

8.2 安装操作流程图

多联机安装操作流程见图 8-1。

根据工程情况和特点不同，一些分项工程可以同时或交叉施工。

8.3 施工前的准备

8.3.1 与施工各专业之间的配合、协调

多联机空调工程安装需与建筑、结构、电气、给排水、消防、装饰等各专业进行协调，以保证交叉配合施工的质量。

(1) 与土建的配合要求

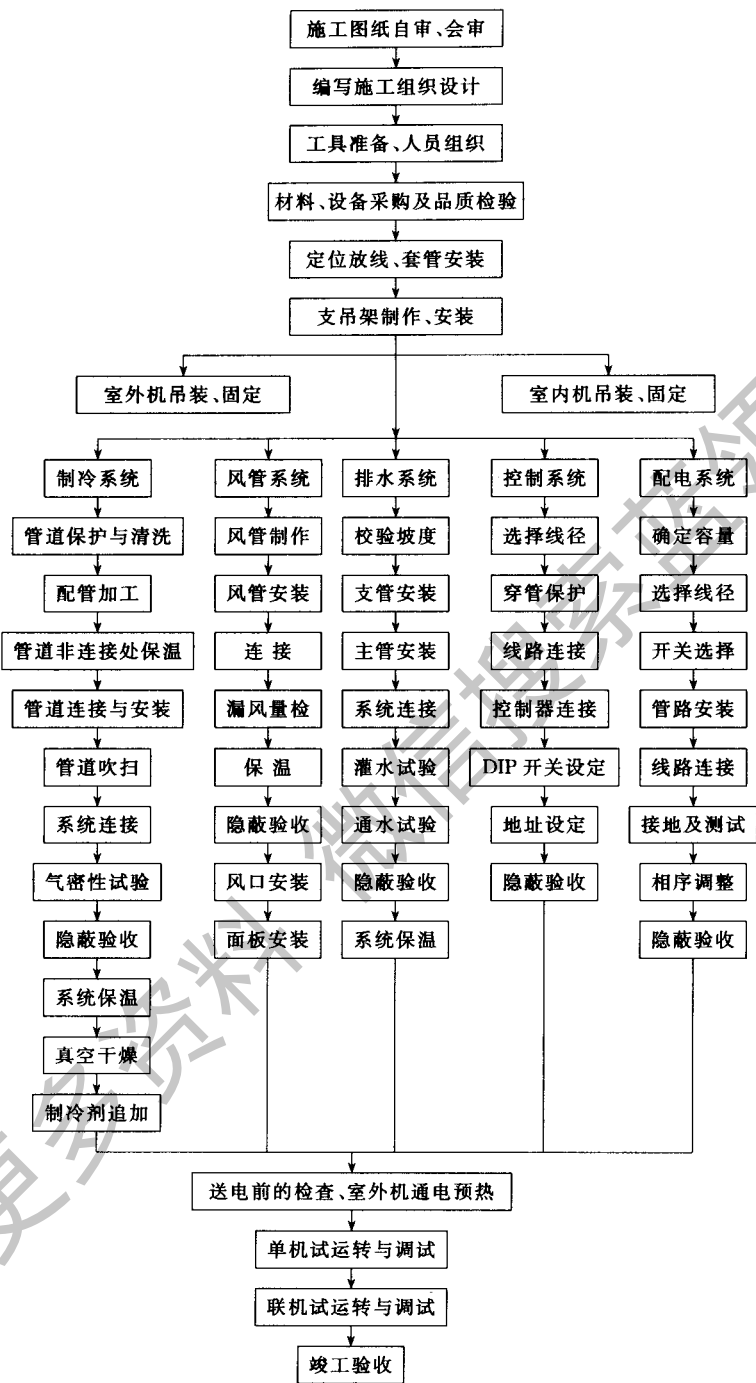


图 8-1 多联机安装操作流程

① 立管尽量设在空调管井内，横管尽量设在吊顶内，穿墙、楼板处预留洞口或设钢套管。

② 室外机基础应预留，以免后期破坏屋面防水层、保温层。

③ 管道穿墙体或楼板处应预留洞口或设钢套管；管道焊缝不得置于套管内，钢套管应

与墙面或楼板底面平齐，比地面高出 20mm，管道与套管的空隙应用柔性不燃材料填塞，不得将套管作为管道的支撑。

(2) 与电气、给排水、消防、装饰的配合协调 由于在施工中可能出现与电气、给排水、消防、装饰施工产生交叉、相互干涉，会影响施工进度和难度，所以需要现场施工管理者及时协调，解决施工中出现的問題。

(3) 空调工程的施工不应破坏结构的承重形式、建筑造型及装饰风格 如果因为施工的变更，需要改变管路的走向，需要重新给墙体或者楼板打洞时，不要在承重墙上进行作业。按照实际情况可在满足多联机空调安装的标准要求的情况下做适当的调整，各管道尽量沿梁底敷设，如管道在同一标高相碰时，按下列原则处理：

- ① 首先保证排水管、风管和压力管让重力管；
- ② 保证风管、小管让大管。

8.3.2 施工图纸的审核

多联机进场施工之前应仔细阅读图纸和设计说明，领会设计意图，明白所有空调系统的管路走向、设备型号、安装的要求等。图纸的审核有自审和会审之分。

(1) 施工图纸自审的主要内容

① 由于方案设计是在前期完成的，在最后施工时有可能房间的面积和用途发生了变化，所以个别房间负荷也随之发生变化，必须对起负荷进行核准，同时还必须对室内外机负荷的匹配进行校核，配置范围在 50%~130%之内，如果室内机同时运转的时间较长时尽量不要超配；

② 室外机高于室内机时室内外机之间最大高度差不得超过 50m，室内机高于室外机时室内外机之间最大高度差不得超过 40m；

③ 室内机相互之间最大高度差不得超过 15m；

④ 系统第一级分支距最远室内机的最大管路长度为：室外机为 5HP、8HP、10HP、16HP、20HP 时为 30m，室外机为 24HP、30HP 时为 40m；

⑤ 制冷系统的最长配管（最不利回路）长度：室外机为 5HP、8HP、10HP、16HP、20HP 时为 100m，室外机为 24HP、30HP 时为 120m；

⑥ 当室外机在室内机的上面时，室内机与室外机之间的气管立管每升高 10m 需安装一个存油弯头；

⑦ 当分歧管到负荷为 1.5HP（40）、2HP（56）和 2.3HP（63）的室内机的距离大于或等于 15m 时，将此段的液管外径由 6.35mm 变为 9.53mm；

⑧ 制冷系统管径、分歧管型号符合技术规定；

⑨ 冷凝水坡度、排放方式、保温做法；

⑩ 风管、风口做法，气流组织；

⑪ 电源线配置规格、形式及控制方式，室内外机是不是设置了带漏电保护的开关；

⑫ 控制通讯线的材质、线径、总长度及控制方式；

⑬ 设计说明中有无与实际系统相冲突的地方，有无不合理的方。

(2) 施工图纸会审的主要内容

① 室内外机的位置是否合适；

② 与其他专业施工作业时是否有交叉；

③ 室内外机的位置、管路系统（铜管和水管）、风管系统与其他专业的管路在标高、位

置是否有相互干涉。

(3) 工程施工人员应严格按照经多方签字确认的施工图施工。在施工中发现的问题,应该及时以书面形式向甲方反映,如需修改或者变更需征得设计师的认可,并形成书面文件即设计变更记录。

8.4 编写施工组织设计

施工组织设计是施工单位用以指导施工准备和科学组织施工的全面性技术经济文件。合理地编制和认真贯彻施工组织设计是保证施工顺利进行、缩短工期、确保工程质量和提高经济效益的重要措施。施工方案的内容必须简明扼要,围绕工程的特点,对施工中的主要工序、施工方法、时间配合和空间布置等进行合理安排,以保证施工作业正常进行,对操作工艺相同的一些工程项目和单体设备,应编制工艺卡,重点说明施工工序和技术要求。

施工组织设计按编制对象不同,大致可分为三类:施工组织总设计、单位工程施工组织设计和分部分项工程施工组织设计。多联机空调安装属于分部工程施工组织设计。

多联机空调安装施工组织设计的具体内容包括以下几项。

(1) 编制依据 主要说明编写多联机施工组织设计所参考的一些国家和地方规范和标准、设备制造商的安装标准等一些指导性的文件。

(2) 工程概况 简单介绍项目的建筑概况和本工程的多联机空调的工程内容和工程特点。

(3) 施工布置 说明施工布置原则和施工组织结构。

(4) 施工阶段安排 阐述施工阶段分施工准备、施工工序及交工验收三个阶段的具体实施要点和详细内容。

(5) 主要施工方法及技术要求 这是施工过程的重点,是安装质量保证的重要手段,强化安装过程的控制,必须对施工方法、施工过程的详细说明、施工步骤等一一说明,空调设备的吊装方案,尤其是高层建筑及其设备的吊装施工,要根据施工气象条件,选择适用的吊装机械设备以及吊装程序、操作方法、保证质量和安全的措施。

(6) 施工进度总计划 说明施工的开工日期、完工日期和每道工序的进度时间计划。

(7) 劳动力、设备材料、施工机具进场计划 说明各工种人员的配置比例、数量和设备材料、施工工具、施工设备的数量和规格及进场计划时间。

(8) 工程工期保证措施 阐述施工的准备情况、各专业之间如何协调、施工方案如何实施、如何加强基础管理、施工推进措施等。

(9) 工程质量保证措施 这是多联机安装最重要的一环,是施工质量保证的基础、前提,必须详细阐明施工质量保证的具体措施和方法,如树立质量的意识和观念、严把原材料关、建立一套完整的质量体系、实行总工或者项目负责制、详细的技术交底、质量考核措施、质量控制项目以及与建设单位和建筑质量监督部门对施工质量管理监督的配合等。

(10) 工程安全保证措施 安全生产管理要贯穿于整个施工过程中,正确贯彻“安全为了生产,生产必须安全”及“预防为主”的方针,采取安全技术措施,在保证安全生产的前提下,全面完成施工任务。建立安全生产责任制、安全生产定期检查制度、现场安全操作制度等安全措施。

(11) 现场文明施工管理措施 现场施工的文明与否直接反应一个施工单位的人员素质、施工管理的综合素质,从另一个侧面反应这个施工单位的正规性,所以必须有一个文明施工

的管理措施和严格的规章制度。

(12) 临时设施布置及其他说明 说明施工当中需要日使用的水量和电量的计划, 以及临时设施的布置位置、面积等。

8.5 必备工具

合适的安装工具是施工质量保证的重要手段。多联机的安装必须工具齐全, 型号、量程等符合安装及技术要求。仪器仪表必须经过检测或鉴定合格后才能使用。多联机安装中常用的工具见表 8-1。

表 8-1 多联机安装常用的工具及规格表

序号	名称	规格	序号	名称	规格
1	割管器	0~50mm	14	称重计	精确度 0.01kg
2	钢锯		15	截止阀	
3	弯管器	弹簧、机械	16	温度计	-10~100℃
4	胀管器	根据管径规格	17	米尺	5m
5	扩口器	根据管径规格	18	螺丝刀	“-”、“+”型
6	钎焊工具	不同喷嘴大小	19	活动扳手	
7	刮刀		20	电阻测试仪	
8	锉刀		21	测电笔	
9	充注软管	0~3.5MPa, 0~5.5MPa	22	万用表	
10	双头压力表	4.0MPa, 5.4MPa	23	氮气减压阀	5.0MPa, 3.5MPa
11	压力表	4.0MPa, 5.0MPa	24	切线钳	
12	真空表	-756mmHg	25	内六角扳手	4~12mm
13	真空泵	4L/s 以上	26	检漏仪	

注: 1mmHg=133.322Pa, 下同。

另外, 安装过程中通常还会用到电焊机、切割机、人字梯、手电钻、折边机、风管制作工具等。

8.6 空调设备的安装

空调设备主要包括室内机、室外机、控制器以及相对应的附件等。必须严格按照制造商制定的设备安装要求安装, 为此必须熟悉空调设备产品的内部结构、外形安装尺寸、外观特点、固定方式、控制特点、与之连接形式等。目前市场上比较实用的室内机机型有天花板内置风管式、四面出风嵌入式、壁挂式等, 室外机的机型有侧吹风型、斜上吹风型、上吹风型等, 必须掌握每种机型的特点和安装时的不同要求。

8.6.1 室内机的安装

(1) 通用要求

- ① 在搬运或吊起室内机时, 不得抓它的树脂外壳, 不得破坏机器表面的绝缘材料。
- ② 室内机安装前, 不得拆除包装。
- ③ 不要将室内机安装于室外, 否则会发生漏电或触电事故。
- ④ 不要将室内机安装于设备机房或厨房, 防止油气或雾气进入室内机。

⑤ 当室内机安装于医院或其他有电磁波的医疗设备附近时，应避免电磁波直接射到电控箱、遥控器和遥控线，要用铁盒、铁管保护并接地，距离在 3m 以上。当电源有杂波时，安装一滤波器消除杂波。

⑥ 酸、碱对换热器有腐蚀作用，不得将室内机安装于酸、碱的环境中。

⑦ 室内机必须单独固定，不得与其他设备、管线共用支吊架或悬挂在其他专业的吊架上。

⑧ 吊装时应使用四根吊杆，吊杆为直径不得小于 10mm 的圆钢。吊杆长度超过 1.5m 时，必须在对角线处加两条斜撑以防止晃动。

⑨ 室内机吊杆的一端要用两个螺母固定。为防止松动，将吊杆和螺母部分涂螺纹锁固剂，否则会产生噪声或室内机可能掉落。

⑩ 吊装在封闭吊顶内时，室内机电控箱位置处应预留不小于 450mm×450mm 的检修口。

⑪ 室内机相互之间最大高度差不得超过 15m。

⑫ 室内机安装位置附近不能有热源直接辐射。

⑬ 能够提供足够的安装和维修空间。

⑭ 室内机安装于噪声要求非常低的环境时，应考虑直接与反射的噪声音平。

⑮ 安装步骤 确定安装位置→划线标位→打膨胀螺栓→吊装室内机。

(2) 天花板内置风管式 天花板内置风管机隐藏在天花板内，需要通过柔性软管（软连接）与送回风管相连或者送回风口相连，此种风管机有的标准配置排水提升泵，属于强制排水形式；有的则没有配置排水提升泵，属于自然排水形式。在安装过程中需要注意它的不同特点及不同安装要求，才能使安装正确和合理。风管机安装的要求如下。

① 将室内机安装在易于操作及维护的空间位置。

② 室内机必须安装在合适的位置，送回风口位置合理，使室内气流流动均衡、温度分布均匀。

③ 室内机的进出风中不得有障碍物阻挡空气流动。

④ 应将室内机安装在离地面 2.3m 以上的位置。

⑤ 吊装时应使用四根吊杆，吊杆为直径不得小于 10mm 的圆钢或者丝杆，并保证有一定的长度调节余地；吊杆长度超过 1.5m 时，需在对角线处加两条斜撑加固以防止室内机的晃动，或者采用角钢加吊杆的形式以缩短吊杆，从而使室内机稳定。

⑥ 要用两个螺母分别在室内机悬挂支脚的上下两侧固定室内机，螺母与支脚间分别加垫圈以降低振动。为防止松动，将吊杆和螺母部分涂螺纹锁固剂，否则，会产生噪声或室内机可能掉落。如图 8-2 所示。

⑦ 室内机吊装完毕后，必须调整室内机使之水平，但是允许室内机后侧低于前侧 0~5mm，以利于排水。使用水平仪或者透明软水管调节。调整完毕后，将悬吊螺母拧紧，同时涂上螺纹锁固剂以防螺母松动。

⑧ 室内机吊装在封闭吊顶内时，室内机电控箱位置附近应预留不小于 450mm×450mm 的检修口，检修口的位置必须保证维修人员有足够的维修空间而不受阻挡。

⑨ 风管通过柔性短管与室内机连接，能有效地隔离噪声和振动。室内机配有带孔法兰，可以方便地与柔性短管连接。柔性短管应符合下列规定：

a. 应选用防腐、防潮、阻燃、不透气、不易霉变的柔性材料，用于空调系统的应采取防止结露的措施，用于净化空调系统的还应是内壁光滑、不易产生尘埃的材料；

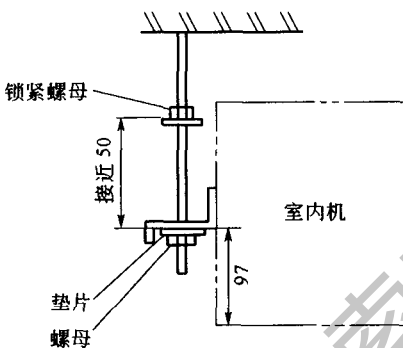
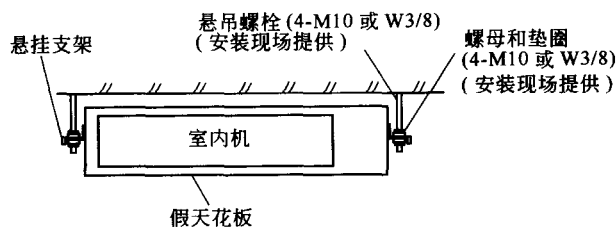


图 8-2 室内机悬挂安装示意图

- b. 柔性短管的长度一般宜为 150~300mm，其连接处应严密、牢固可靠；
- c. 柔性短管不宜作为找正、找平的异径连接管；
- d. 设于结构变形缝的柔性短管，其长度宜为变形缝的宽度加 100mm 及以上。

⑩ 送风管、回风管都要保温，保温层厚度根据保温材料、设计参数、空调情况计算得出，送风口相连的柔性软管应该保温、防止结露，回风口必须加过滤网。

⑪ 风管机出厂时一般是后回风形式的，如果需要采用下回风的，可将机器后下部的挡板拆下，同时也把机器后面的法兰拆下，这样将挡板和法兰交换位置安装后，风管机就由后回风形式变更为下回风形式。

⑫ 在现场要将自然排水的风管机改为强制排水的风管机时，需要追加安装排水泵。安装排水泵时，将原有排水口用橡胶塞封堵，并把水泵排水管引至室内机上侧备用的排水口。强制排水即带有排水泵的风管机的排水出水口处的排水管段的作法如图 8-3 所示。

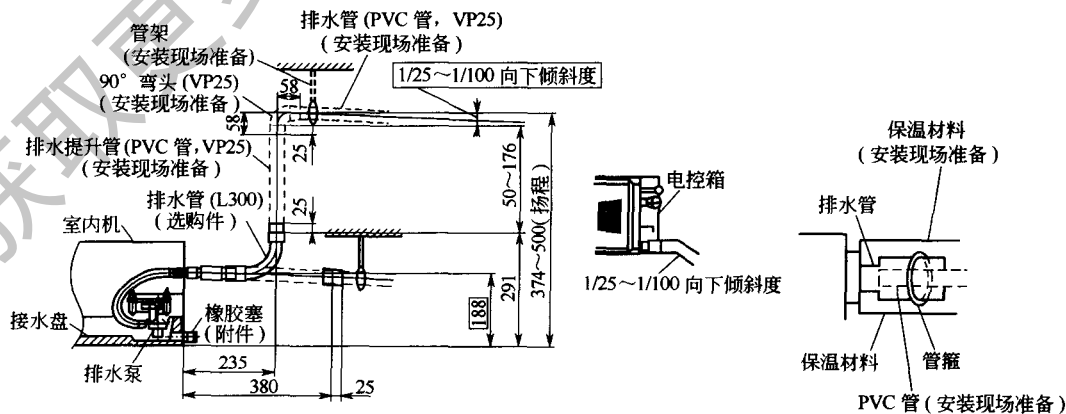


图 8-3 排水管的连接位置（天花板内置风管式）

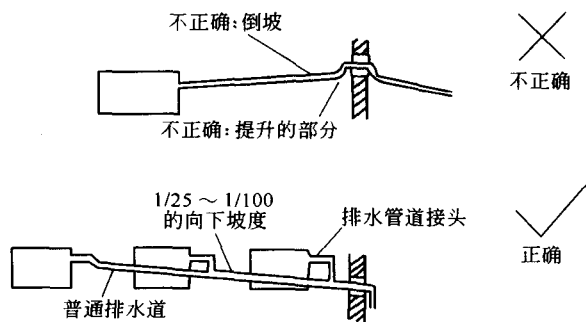


图 8-4 自然排水风管机的排水管安装

⑬ 对于自然排水的风管机，排水管直接插入室内机排水管口，形成承插连接，并用双簧卡箍卡紧，在安装双簧卡箍时要注意拧紧的程度。如果拧得太紧，就有可能将室内机的排水口管压挤破裂；如果拧得太松，就会导致漏水。排水管向排水侧的坡度为 $1/25 \sim 1/100$ 。见图 8-4。

⑭ 排水管可以直接与排水口连接，按向下的坡度排出，也可以上返不超过 200mm 之后再按照向下的坡度排出。

⑮ 如果当地在夏天的空气湿度比较大，且当风管机的送回风口或周围空气相对湿度超过 80% 时，安装现场应做一个辅助接水盘，置于室内机正下方，防止凝结水漏到天花板上。

⑯ 室内机的上表面离楼板下表面的净距离不小于 20mm。

⑰ 对于进入室内机的配线，要用胶带等材料封住接线孔，防止冷凝水及昆虫进入；对电线、排水管、电器件等部位加以保护，以防老鼠及其他小动物破坏。

(3) 四面出风嵌入式 四面出风嵌入式室内机是一个送回风的整体机，不需要连接送回风风管。安装较天花板内置式风管机简单一些。它的安装是由两个步骤来完成的，即先吊装室内机主体，待室内天花吊顶完成后再安装室内机的装饰面板。四面出风嵌入式室内机内标准配置排水提升泵，属于强制排水形式的室内机，这种形式室内机的安装具体要求如下。

① 将室内机安装在易于操作及维护的空间位置。

② 在天花板上于管线连接位置附近开一个检修口，其检修口的大小为 $450\text{mm} \times 450\text{mm}$ ，检修口的位置必须保证维修人员有足够的维修空间而不受阻挡。

③ 室内机四周的吊顶天花板应该水平，与室内机的装饰面板接触面应该平整。

④ 室内机的上表面与楼板下表面之间的净距离不小于 10mm，见图 8-5。

⑤ 室内机必须安装在合适的位置，使室内气流流动均衡及室内温度分布均匀。

⑥ 室内机的送回风口离地面的净距离一般为 $2.3 \sim 3\text{m}$ 。如果超过 3m 时应在房间内加设一个空气循环器，以利于室内空气的循环，达到室内环境温度的均衡性。

⑦ 安装室内机时需要考虑管道的走向，以便室内机的接管管口和管路系统的来管方向一致，保证接管、布线、维修方便，气流分布合理。

⑧ 天花板应预留安装室内机的洞口，其洞口尺寸为 $860 \sim 910\text{mm}$ 的正方形。洞口尺寸不宜过小，也不宜过大；要防止吊顶轻钢龙骨与室内机相碰后损坏室内机表面的发泡保温层，同时也要防止因洞口过大而使安装完毕室内机的装饰面后露出吊顶洞口。

⑨ 在室内机吊杆上安装螺母和垫圈的位置和方法如图 8-6 及图 8-7 所示。

调整完毕后，将吊杆卡入室内机的固定吊杆的卡槽内，再将悬吊螺母拧紧，同时涂上螺纹锁固剂以防螺母松动。否则，随着时间的推移，螺母会松动而产生噪声，严重时室内机可

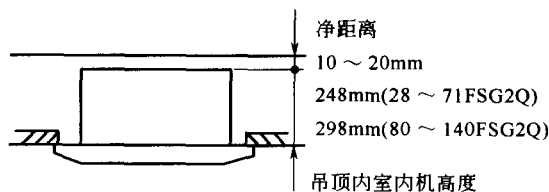


图 8-5 四面出风嵌入式室内机的安装高度

能会掉落。

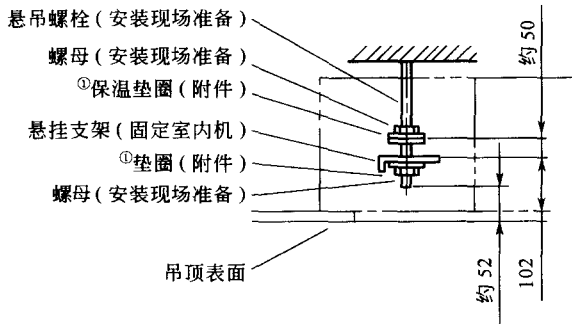


图 8-6 垫片和螺母放置层次

(① 安上垫圈, 确保其保温面向下)

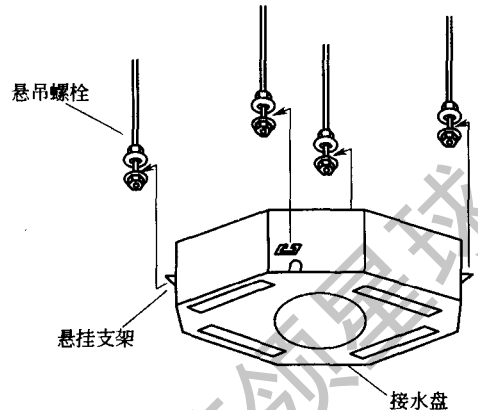


图 8-7 用螺母和固定垫圈固定住室内机

⑩ 吊装室内机时, 应该由两人同时操作。不要施力于接水盘, 以防破损; 也不要损伤室内机的保温层。

⑪ 室内机吊装完毕后, 必须调整室内机使之水平, 但是允许室内机排水侧稍低 0~5mm, 以利排水。使用水平仪或者透明软水管进行调节。

⑫ 包装箱上印有安装模板, 用来定位室内机的四个吊杆的具体位置。

⑬ 室内机与制冷剂管道是通过纳子帽相连的。在拧紧纳子帽时必须使用两个扳手对紧, 连接完制冷剂管后, 用工厂提供的保温管将制冷剂管道保温, 见图 8-8。

⑭ 四面出风嵌入式室内机是机械强制排水, 其出口部分管段的做法如图 8-9 所示。在连接排水系统之前, 需安装一段排水提升管段, 用随机附带的排水软管的一端套插在室内机的排水口外部, 通过管箍将排水软管和室内机的排水口紧固在一起, 软管和室内机排水口之间不许用胶粘。排水软管要求是水平的, 软管的另一端直接与外径 $\phi 32\text{mm}$ 的 UPVC 弯头通过专用 UPVC 胶相连, 然后提升不超过规定的高度后, 水平直行不大于 100mm 后, 以约 1/25~1/100 的坡度向下倾斜一段管长后与排水主管道相连。

对于强制机械排水的室内机, 在天花吊顶之前需要对排水泵做排水试验。

⑮ 对于进入室内机的配线, 要用胶带等材料封住接线孔, 防止冷凝水及昆虫进入; 对电线、排水管、电器件等部位加以保护, 以防老

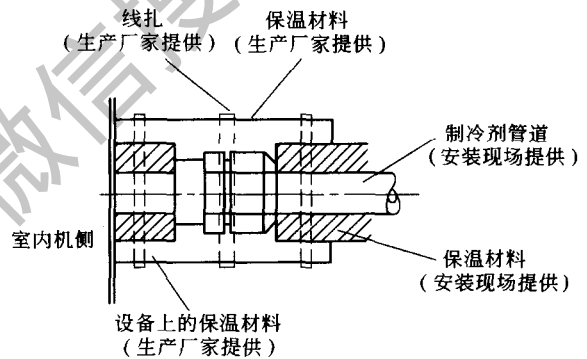


图 8-8 室内机与制冷剂管道的连接

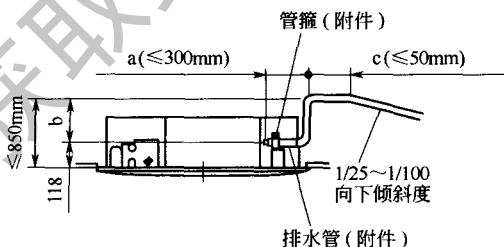


图 8-9 四面出风嵌入式室内机机械强制排水管道出口

($a+b+c \leq 1.100\text{mm}$)

鼠及其他小动物破坏。

⑮ 室内机安装装饰面板前，应将室内机下表面与吊顶下表面的间距调整为 7mm，装饰面板上标有“Ref. Pipe”方向的部分需与室内机的制冷剂管道接口部分保持方向一致。装饰面板安装完毕后，不允许面板和内机下表面之间有间隙。

(4) 壁挂型室内机的安装 壁挂型室内机的外形与一般的家用分体空调的室内机是一样的，其排水方式也是自然排水，其安装的方式和要求与家用分体空调的室内机是一样的，所以在这里就不再赘述。

8.6.2 室外机的安装

安装室外机首先要了解室外机的结构形式和固定方式、室外机运行时的排风形式等。多联机空调属于风冷式热泵空调系统，它的正常运行需要充分保证室外机所需的通风量。因此，安装室外机需要从室外机的位置、基础、固定、通风量几个方面着手。

8.6.2.1 工地现场验收接货

设备到工地后，在卸车之前或者卸车过程中，需要对设备进行必要的检查，参加检查的应该有甲方代表、监理工程师、施工单位等，需要填写设备报验单。具体检验的要求有以下几方面。

① 室外机的包装完好，例如上部的木头框架、底部的木质基座都完好无损，没有破裂；外机的白色透明的塑料保护袋没有任何破损，没有受到任何污染，在室外机的顶部风扇出风口处的塑料袋不能有破损。

② 室外机的外观完好，翅片无倒伏、翅片保护网完好无变形、侧板无变形无污染、外机的基座和左右侧（非吊装侧）的护板没有任何变形、没有脱落、固定牢固。

③ 对所有待装的室外机外观进行检查。对室外机内部可以采取抽查的方式（抽查比例为 10%，当少于 10 台时，抽查不少于一台），主要通过看、摸、听等方式检查内部有无渗油、漏油、漏制冷剂的地方，以及铜管有无变形、断裂、焊点有无破裂、内部不能有任何杂物等。

④ 应检查型号、规格、数量是否与合同相符。

⑤ 在检查过程中，如果发现表面或内部有损伤，应立即以书面形式向设备制造商和运输公司报告。

8.6.2.2 室外机的吊装

室外机吊装时严格执行制造商提供的技术手册中的外机吊装要求。吊装时不允许拆掉室外机上的任何包装物，保持室外机平衡，安全平稳地提升。在无包装搬运时，应用垫板或包装物进行保护，只有设备吊装就位完毕后可以拆除室外机的外包装。

室外机搬运、吊装时应注意保持垂直，倾斜不应大于 45° ，并注意在搬运、吊装过程中的安全。在起吊和落地时必须轻起轻放，严禁落地时墩放。

室外机吊装方法见图 8-10。

8.6.2.3 位置选择

① 应将室外机设置于通风良好且干燥的地方。

② 室外机的噪声及排风不应影响到邻居及周围通风。机组后侧及左右两侧的运行噪声值会比前侧噪声值高。

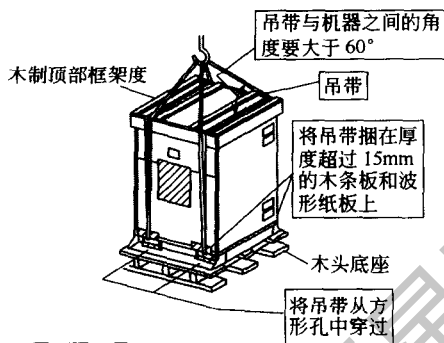
③ 在人行道路旁的建筑物上安装的空调室外设备，其托板底面距道路面的高度不得低于 2.5m。空调室外机出风口与相对方门窗的距离见表 8-2。

④ 室外机应远离电磁波辐射源，间距至少在 3m 以上。

<140 型和 224 型和 280 型>

A 不得拆除室外机的任何包装材料。

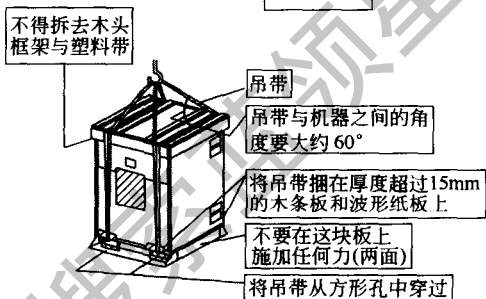
B 悬吊方法：如右图中所示，用两根吊带从机器的两个方形孔中穿过，并且用木条板和波形纸板对机器进行保护。



安装

A 将木头底座移开。

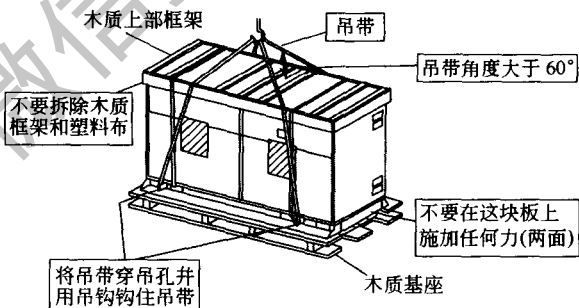
B 如右图中所示，用两根吊带将机器吊起，并且用木条板和波形板对机器进行保护。



<450 型和 560 型>

A 不得拆除室外机的任何包装材料。

B 悬吊方法：将室外机在包装情况下用四根吊带吊起。将吊带穿过吊孔并用吊钩钩住吊带。如右图所示。



安装

A 拆除木质底座。

B 用四根吊带吊起机器。如右图所示。

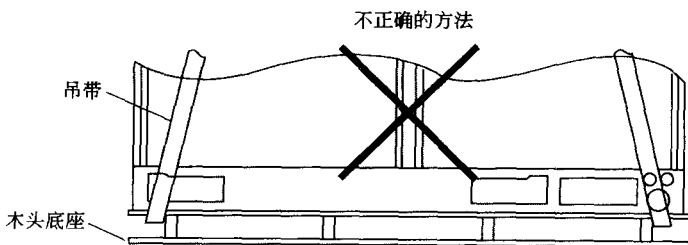
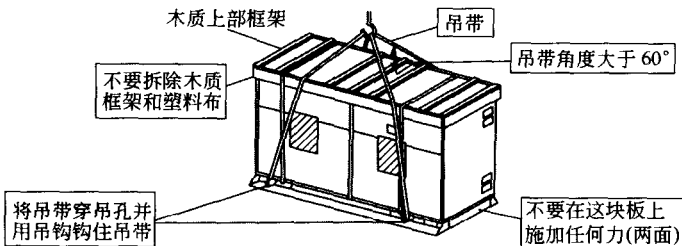


图 8-10 室外机搬运吊装要求示意图

表 8-2 室外机出风口与相对方门窗的距离

机组额定电功率(N)/kW	与相对方门窗的最小距离/m
$2 < N \leq 5$	4
$5 < N \leq 10$	5
$10 < N \leq 30$	6

⑤ 不应将室外机安装于季风可以直接吹到室外机热交换器的地方或建筑物间隙风可以直接吹到室外机风扇的地方。

⑥ 室外机应位于尽可能离室内机较近的室外，且通风良好；为保持空气流畅，室外机的前后左右应留有一定的空间。

⑦ 机组安装在屋顶或阳台的情况下，天气寒冷时排水会结冰，应避免在人常走动的地方排水，以防滑倒。

⑧ 在冰雪覆盖地区安装室外机时，要在室外机排风侧和热交换器吸风侧加防雪罩。

⑨ 室外机应安装于阴凉处，避开有阳光直射或高温热源直接辐射的地方。

⑩ 不应安装于多尘或污染严重处，以防室外机热交换器堵塞。

⑪ 不应将室外机设置于有油污、盐或含硫等有害气体成分高的地方。

⑫ 应将室外机安装在屋顶等除了维修人员以外其他人不易靠近的地方。

8.6.2.4 室外机基础

室外机基础对室外机的安装是非常重要的，直接关系到室外机的正常运转和噪声的产生。室外机的基础有混凝土基础和钢结构基础，不同的基础形式对室外机的安装有不同的要求。提供一个结实、正确的基础可以防止室外机下坠，防止室外机不会发生异常的噪声。在出现强风或地震的情况时，室外机不会翻倒。

(1) 混凝土基础 混凝土基础的制作施工是由土建方或者甲方指定的施工单位来完成的。作为空调设备的安装单位，应该对混凝土基础的做法和要求以书面的形式提报给甲方或基础制作方，图 8-11 为室外机混凝土基础制作要求图。混凝土基础的基本要求如下：

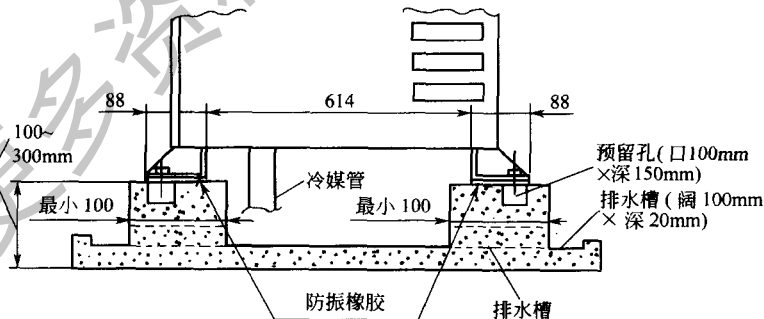


图 8-11 室外机混凝土基础制作要求图

① 基础的高度应该在 100mm 以上，对于北方地区考虑冬天下雪的厚度，基础厚度可以适当增加到 300mm；

② 基础应该有足够的强度，能经得起室外机的重压和对室外机的固定坚强牢固；

③ 基础的上表面必须水平，混凝土基础施工完毕后，必须找平；

④ 基础必须有预埋螺栓孔，用以固定室外机的预埋螺栓；

⑤ 在地基地座四周以及基础的中间要做一个相通的排水槽以便于排水。如果采用槽钢

基础时也要考虑冬天制热化霜的水的排放, 否则积水无法排出, 会造成基础锈蚀。

(2) 钢结构基础 钢结构基础目前使用的也很多, 尤其是改造工程以及室外机放置在楼顶屋面的情况。钢结构基础一般采用 14# 或者以上的槽钢, 其要求如下:

- ① 基础上表面应该平整, 基础之间的各槽钢必须焊接牢固, 安装完毕后上表面必须水平;
- ② 基础要采取严格的固定措施, 防止基础的松动和振动, 从而导致与室外机产生共振和噪声;
- ③ 基础和室外机底座之间的接触面要充分起到承重的作用, 防止室外机底座变形;
- ④ 由于槽钢基础一般是中间悬空的, 需要依据基础上面所放置的室外机的数量和重量以及槽钢支撑点之间的距离来计算槽钢的变形量, 从而确定采用槽钢的大小。

8.6.2.5 室外机的安装要求

① 当室外机安装在屋顶平台或阳台时, 应有高出地面 200mm 以上的机座平台; 机组与平台应按设计规定安装隔振垫。

② 室外机应安装固定在平台或专用座机板上。如安装固定在墙上, 要通过悬吊架来吊装室外机, 悬吊架的结构和强度必须经过设计计算确定。当墙体强度不够时, 禁止将室外机安放在墙体上。

③ 室外机固定时, 用 M12 的固定螺栓。5HP、8HP、10HP 室外机为 4 个固定点; 16HP、20HP 室外机为 6 个固定点; 24HP、30HP 室外机为 8 个固定点。

④ 室外机与基础之间接触应紧密, 必须安装减振垫, 而且减振垫的大小与室外机底座大小相吻合, 否则会产生较大的振动和噪声。

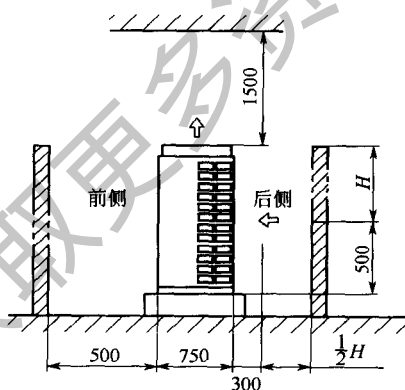
⑤ 安装在平台或屋面时, 要采取防雷措施。

⑥ 机体本身要有可靠的接地。

⑦ 管道穿墙处必须密封, 不得有雨水渗入。

⑧ 在调试以前, 禁止将室外机气、液管的截止阀打开。

⑨ 安装点的操作维修空间: 背面墙体高于 500mm (即达到 $500\text{mm} + H$ 时), 则机身与背面墙体最小间距变为 $300\text{mm} + (1/2)H$, 见图 8-12。



注: 1. 如果后侧的墙壁高于 500mm, 则应该将室外机与后墙的距离由 300mm 再加长, 加长尺寸为 H 高度的一半, 以使后侧空气入口有足够的空间。

2. 在机器的前方和后方都没有墙壁的情况下, 前方 500mm 和后侧 300mm 的距离是必要的。

3. 当机器的周围都为墙环绕时, 在墙上开个通气孔。

4. 当机器上方有障碍物时, 机器的前后左右四方空间应开放。

图 8-12 SET-FREE 室外机安装

8.6.2.6 室外机的布置间隙

当一台或多台室外机安装时, 需要的安装空间参见 4.2.12 节“布置室外机”。

8.6.2.7 室外机安装的其他要求

① 室外机的背面即回风侧应该避开季风, 如果无法避免, 则在离回风侧一定的距离安

装一个挡风墙；避免季风对外机正常运转的影响，见图 8-13。

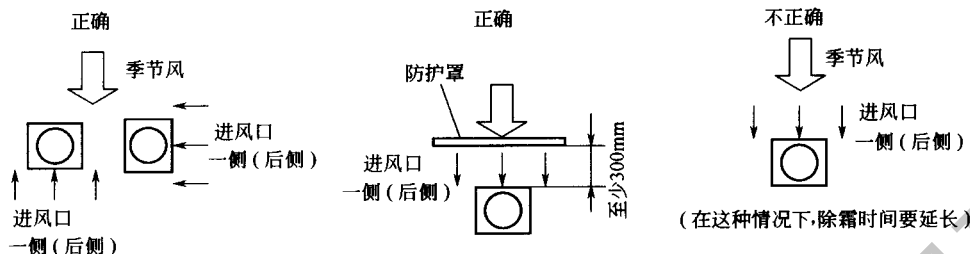


图 8-13 室外机安装考虑季节风因素的示意图

(在安装机器时, 要避免将机器的进风口一侧直接对着季节性强风的方向。)

② 为防止积雪盖住排风口和进风口, 要求使用排风口防护罩和进风口防护罩, 底座应较高, 见图 8-14。

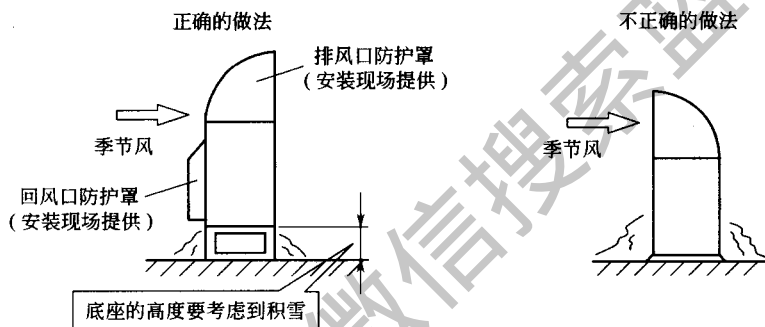


图 8-14 室外机安装考虑积雪因素的示意图

注: 应该将机器安装在朝阳的位置, 即建筑物的东侧或南侧, 而不是北侧。

③ 室外机的安装充分保证正常运转所需要的风量, 同时必须防止进排风发生短路。采取的措施可以是使用安装现场提供的进排风口防护罩。如图 8-15 所示。

8.6.3 有线遥控器的安装

有线遥控器的安装见图 8-16。其具体安装步骤如下。

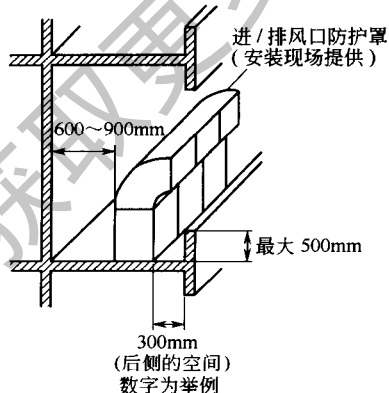


图 8-15 室外机安装考虑进排风短路因素的示意图

(1) 安装前请确认包装内装有以下部件:

遥控器 1 个, 固定螺钉 (M4×16mm) 2 个。

(2) 当与遥控器或其他控制器纵向排放安装时, 上下方向要保持 50mm 左右的安装间距。如果间距过小, 遥控器盖的开启角度会变小。

(3) 安装要领

① 将安装底座从遥控器盒上取下。取下方法是将一字螺丝刀插入遥控器下侧的 2 个缺口中, 旋转取出, 请参照图 8-16(b)。在取出安装底座时, 若将一字螺丝刀插入 2 个缺口附近的爪部, 爪部会破损, 遥控器盒无法再装进安装底座。

② 底座的固定方法及导线的处理 [图 8-16(c), 8-16(d)]。

③ 将本体装入底座, 应先从上侧插入, 在插入时,

请注意不要使导线夹入。

④ 揭下贴在液晶显示屏上的保护膜。

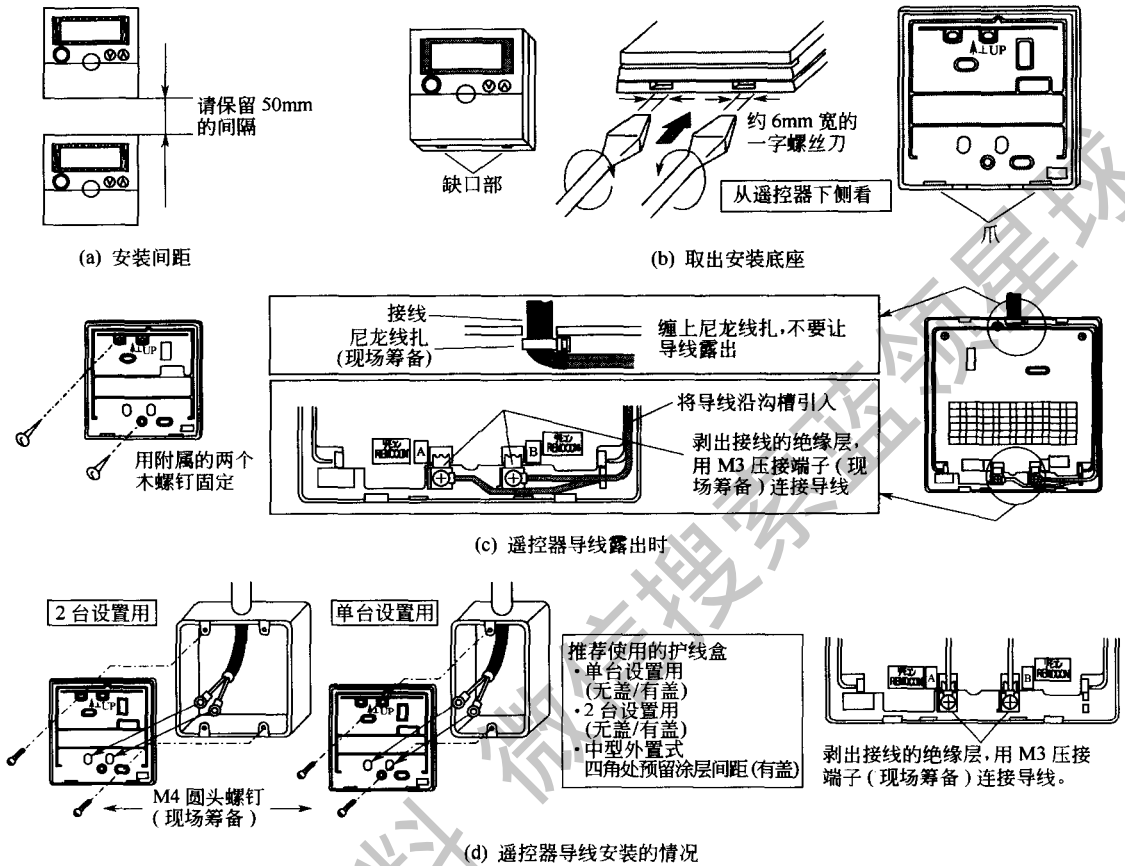


图 8-16 有线控制器 (PC-P1HQ) 安装要求示意图

8.7 制冷管道的安装

多联机制冷系统对制冷剂铜管系统内部的洁净性、干燥性、密封性有严格的要求，制冷管道的材料和施工工艺是多联机系统正常运行的关键所在。

8.7.1 制冷剂配管材料

制冷剂铜管采用空调用磷脱氧无缝拉制紫铜管。管道的内外表面应无针孔、裂纹、起皮、起泡、夹杂、铜粉、积炭层、绿锈、脏污和严重氧化膜，也不允许存在明显的划伤、凹坑、斑点等缺陷。铜管的规格及采用的铜管的管件是英制的。

铜管应该选用正规知名品牌，应具有出厂合格证、质量检测报告。由于要求使用的铜管内部的清洁性要求极高，可以向铜管生产厂家直接订购已经清洗完毕且对铜管的端口采取很严密的密封措施的铜管，这样可以在工地现场直接使用。如果铜管内部在厂家没有清洗过，则需要到在工地现场进行必要的清洗。

8.7.2 铜管管道内壁的清洗

如果购买的铜管在厂家未清洗过，则需在现场清洗铜管内壁。清洗时需要用到挥发性极强、溶解性极好的清洗剂。具体的清洗方法如下。

① 对于盘管，使用压力为 6kPa 的氮气或者洁净干燥的空气吹扫铜管内壁，吹出灰尘和异物，确保内部的洁净性。

② 对于直管，可以采用纱布（或者绸子布）球拉洗法。用洁净的细钢丝缠上一块洁净纱布球，纱布上滴一些三氯乙烯清洗剂，纱布球直径大于铜管直径 1cm 左右。使纱布从铜管的一端进入，然后从另一端拉出。每拉出一次，纱布都要用三氯乙烯浸洗，将纱布上的灰尘和杂质洗掉。反复清洗直至管内无灰尘、杂质。清洗完毕，铜管管端应使用盖套或胶带及时封堵。在清洗过程中不允许纱布球掉丝屑。

8.7.3 制冷剂配管施工通用要求

8.7.3.1 制冷剂配管施工的要求

① 管道、管件的内外壁应清洁、干燥。

② 管道位置、安装标高应符合设计要求。

③ 当室外机在室内机的上面且立管中的气管超过 10m 时，每提升 10m 必须安装一个回油弯。回油弯制作采用两个“U”形弯或者一个“回”形弯，高度一般为管道外径的 3~5 倍。图 8-17 为制冷剂配管施工要求的示意图。

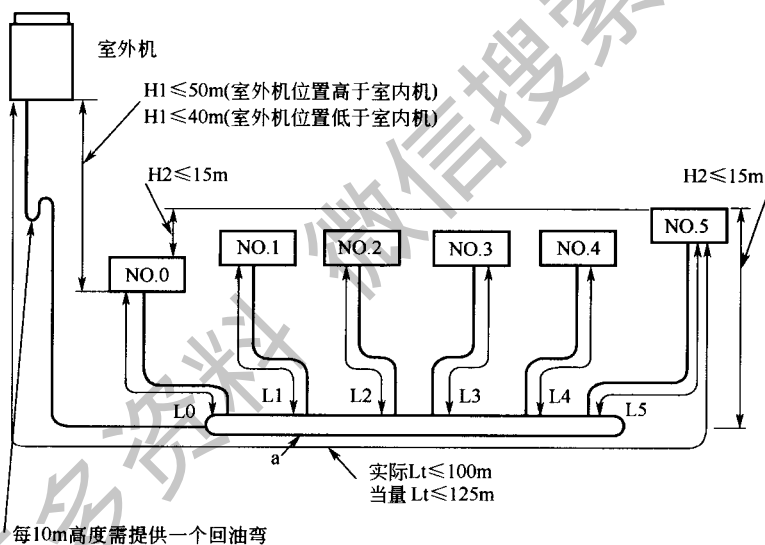


图 8-17 制冷剂配管施工要求的示意图

④ 制冷剂管道应该按规定的间距固定，支撑的形式可采用支架、吊架或者托架等。在对铜管的固定时需要考虑铜管的热胀冷缩，管道穿墙、楼板等处应设置钢套管，套管不得作为支撑，套管内应该用柔性阻燃材料填充。

⑤ 制冷剂管道应按规定的方式连接，保证接缝严密，无渗漏，并不应降低管道的强度。

⑥ 安装完毕后在与室内机连接之前，对管道进行调整，保证管道顺直、固定合理。

8.7.3.2 管径选择和分歧管选择的规则

① 室外机与分歧管之间管道外径与室外机制冷剂管道接口尺寸相同。

② 分歧管之间的管道外径取决于其后面连接的所有室内机的总容量。

③ 分歧管与室内机之间管道外径与室内机制冷剂管道接口尺寸相同。

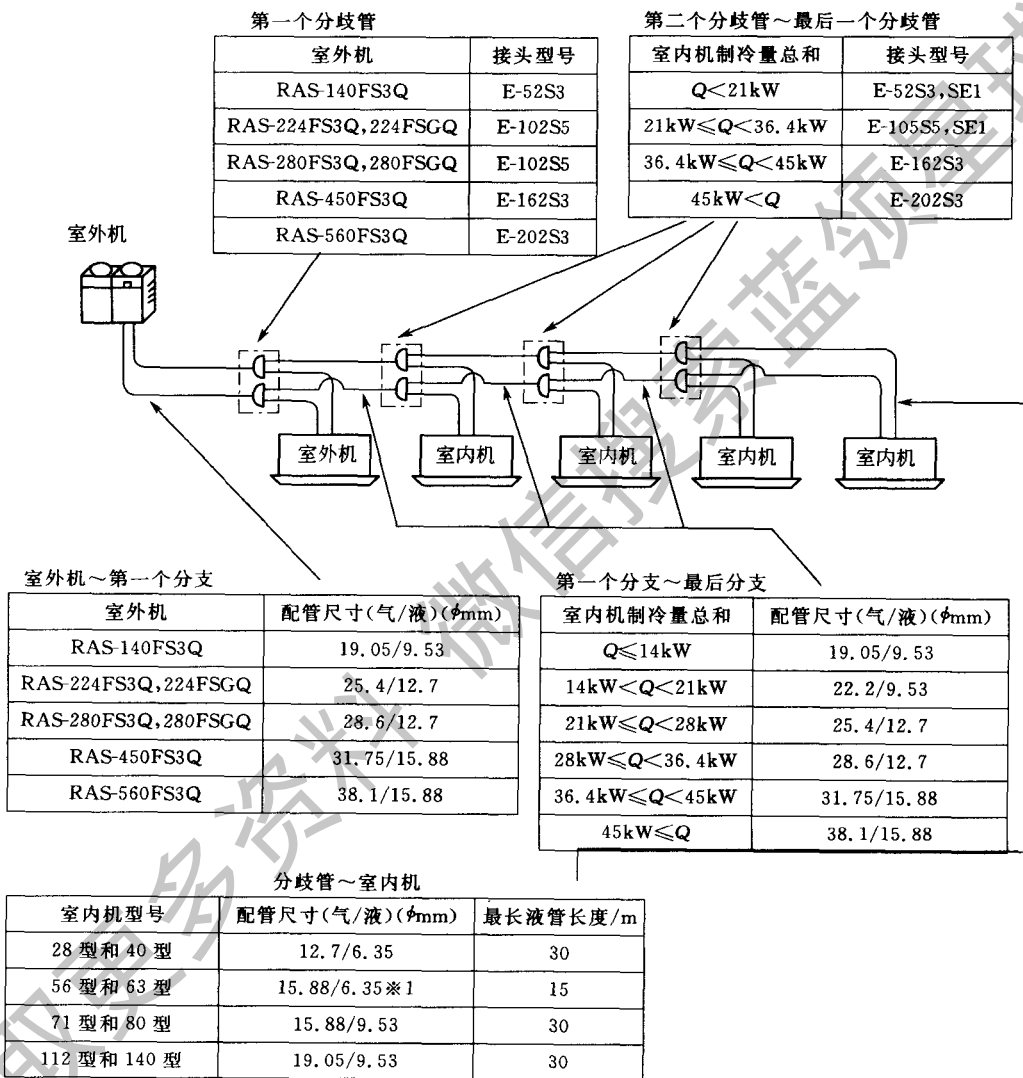
④ 在特例条件下，当支管长度超出一定要求的情况下，液管管径需要增大，以满足足

够的制冷剂流量。

⑤ 室外机出来的第一个分歧管的型号以室外机的型号为依据来选择，其余的分歧管的型号取决于其后面连接的所有室内机的总容量。

选择分歧管的方法见图 8-18。

分支系统 2（缩减配管尺寸系统）（适用于 RAS140 型~560 型）



配管尺寸应该和室内机连接尺寸相配。

注：1. 假如由分支接至56型（2.0HP）至63型（2.3HP）容量室内机的长度是超过15m，请将液管尺寸由 $\phi 6.35$ 改为 $\phi 9.53$ [在这种情况下，使用变径管（现场提供）才可加大管道接至室内机]。

2. 假如冷媒管道的总长度太长或室外机安装低于室内机超过20m，请根据指示将液管尺寸改变并将室外机控制板上的DSW开关设定至正确位置；假如选择不正确，可能会损坏压缩机。

3. 假如第二个或之后的分歧管尺寸大于第一个分歧管，请选择和第一个分歧管一样的分歧管尺寸；假如第一个分支之后的配管尺寸大于由室外机至第一个分支之间的配管尺寸，请选择和室外机至第一个分支之间的一样的配管尺寸。

图 8-18 选择分歧管的要求

8.7.3.3 制冷剂配管的加工

(1) 铜管的切割 铜管切割应使用专用切割刀具，不能使用钢锯或者切割机。操作时要缓慢均匀用力，切割刀片进入深度每次不能过大，避免铜管内面积产生缩径。铜管切口应平整，不得有毛刺、凹凸等缺陷。剖切断面的偏斜度不应大于铜管管径的1%。

对于切割时产生的毛刺、铜屑要用刮刀或锉刀清理干净。清理时，管口向下倾斜，避免碎屑进入管道内部。铜管切割完成后，应用封帽或胶带封堵。

图 8-19、图 8-20、图 8-21 示出了切割铜管操作的步骤。

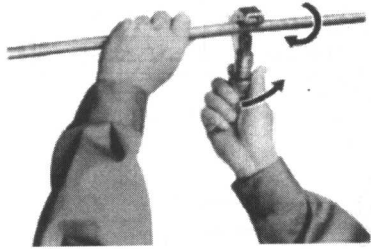


图 8-19 切割一段铜管
(步骤 1)



图 8-20 去除切割面的毛刺
(步骤 2)

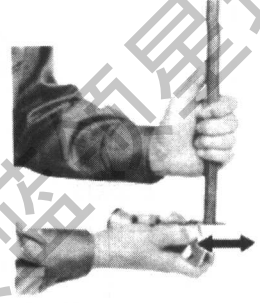


图 8-21 磨光切割面
(步骤 3)

① 切割一段铜管 将切管器按逆时针方向旋转，把铜管切断，慢慢滑动切管器的调节器。

② 去除切割面的毛刺 (用去毛刺绞刀) 将铜管朝下放置，不要使铜管的内表面变得不对称。

③ 磨光切割面 (用切管刀或锉刀) 将铜管朝下放置。

(2) 铜管的弯管 弯管加工的方法有多种，如热煨弯、冷煨弯、小型弯管器煨弯、手工煨弯等，热煨弯不适合在多联机的弯管加工中使用。在多联机的铜管弯管加工中使用较多的是小型弯管器和手工煨弯等方法，需要煨弯的铜管管径一般在 $\phi 6.35 \sim 19.05\text{mm}$ ，大于 $\phi 20\text{mm}$ 的铜管一般采用管件连接。

管道的弯曲半径应大于 3.5 倍的管道外径，管道弯曲后的内侧不允许有皱纹，煨弯后弯管处的铜管不允许出现扁曲缩径。图 8-22 示出了弯管加工易出现的缺陷。

管道的焊接接口不应放在弯曲部位，接口焊缝距管道或管件弯曲部位的距离应不小于

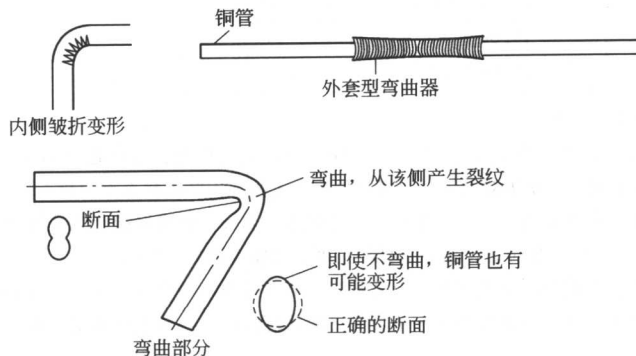


图 8-22 弯管加工易出现的缺陷

100mm。

(3) 铜管的胀管 所谓胀管，就是采用胀管器将配管口端部的一段约长 10mm（管道直径不同，其长度也不同）左右的直管的管径扩大，以便将铜管插入，代替套管。之后只要在胀管处一个部位进行钎焊，减少了焊点就减少了漏点，见图 8-23。胀管时不得出现纵向裂纹，胀管长度应与管径和插入长度要求相符。

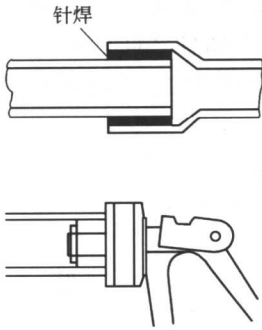


图 8-23 铜管胀管示意图

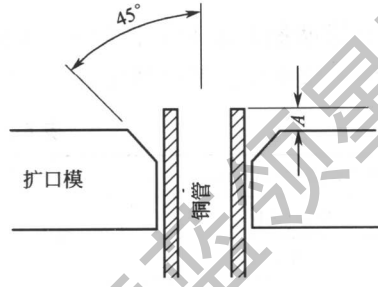


图 8-24 铜管在扩口模中的位置

(4) 铜管的扩口 如图 8-24 所示，这里讲的扩口就是将管道端口扩大成喇叭口，便于与室外机和室内机的纳子帽处相连接。在扩口操作时，保证铜管管口端面平整，铜管管口扩口后应与母管保持同心，不得偏心，并应有良好的密封面，不得出现毛刺、裂纹、褶皱等缺陷，要清除管口内部毛刺、翻边。

喇叭口和纳子帽相连接时，应在扩口的内表面涂上空调机油，以便扩口螺母光滑通过，防止管道扭曲。

按图 8-25、图 8-26、图 8-27 示出的步骤进行铜管的扩口。

① 安装冲头主体 把冲头主体安放在扩口靠模上设定的位置，见图 8-25。

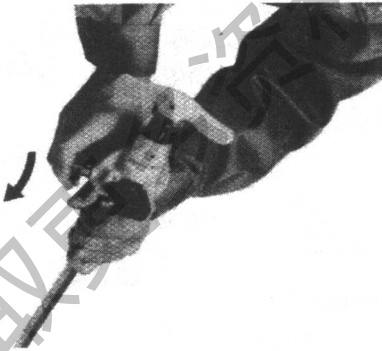


图 8-25 安装冲头主体（步骤 1）

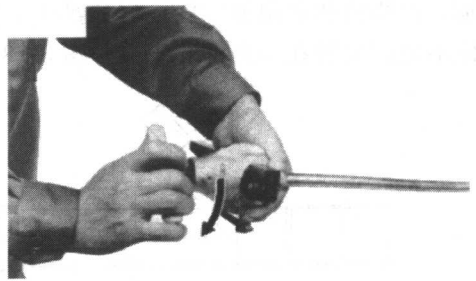


图 8-26 扩口操作（步骤 2）

② 扩口 拧紧扩口靠模的手柄，直到它发出“咔哒”声之后成为空转状态 [适用于 RIDGED（脊）型]，见图 8-26。

③ 取下扩口靠模 顺时针方向转动手柄直至其顶端位置，取下扩口靠模，见图 8-27。

(5) 管道连接 多联机的铜管连接方式有扩口螺母连接、胀管钎焊连接、管件钎焊焊接、法兰连接。这些方式适用于不同部位的连接。

① 扩口连接 制冷剂配管与室内机连接以及与室外机的液管的连接采用扩口（喇叭口）

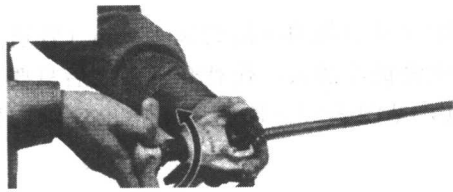


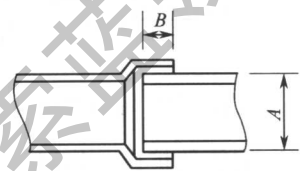
图 8-27 取下扩口靠模 (步骤 3)

连接, 因此要注意喇叭口的扩充质量。承口的扩口深度不应小于管径, 扩口方向应迎对介质流向。扩口和锁紧螺母连接时可在扩口的内外表面上涂些冷冻机油, 以利操作。拧紧时要用两个力矩扳手同时进行。并用适合的扭矩来上紧扩口螺母。

② 胀管钎焊连接 适用于管道与管道、管道与管件之间的连接。承插件之间的缝隙不要过大或过小, 保证靠摩擦力而不掉下为准。承插的扩口方向应迎对介质流向。在连接管道时, 要按照表 8-3 所示长度保护钎焊部位。

表 8-3 胀管钎焊插入深度要求

管道的外径(A)/mm	最小的深度(B)/mm
$5 < A \leq 8$	7
$8 < A \leq 12$	8
$12 < A \leq 16$	8
$16 < A \leq 25$	10
$25 < A \leq 35$	12
$35 < A \leq 45$	14



③ 管件钎焊焊接 管件钎焊焊接实际上是承插钎焊焊接的另一种形式, 就是使用套管或者大一个型号的管材进行焊接的方法, 其插接深度应不小于承插连接的规定。这里需要注意的是, 多联机使用的铜管是英制的, 所以其管件也必须是英制的。

④ 法兰连接 主要用在室外机的气管和室内铜管的连接。法兰表面应清洁无损伤, 垫片平整, 且涂上空调机油, 两个法兰盘要对正, 对角方向紧固螺栓, 防止偏斜。

(6) 铜管的钎焊 铜管的钎焊对多联机系统的洁净性、密封性、干燥性影响极大, 钎焊质量的好坏直接导致系统运行的效果, 严重的最终会导致制冷系统的瘫痪。必须采取严格的措施, 严格按照采用氮气置换焊的操作工艺, 确保焊接质量和保证铜管内部的清洁性。焊接部位不允许放置在墙内的套管里。图 8-28 为铜管钎焊示意图。

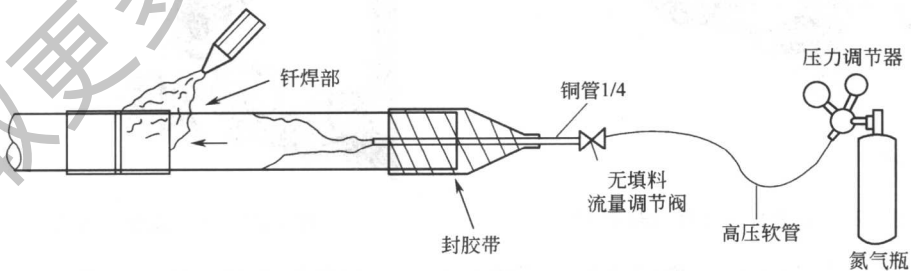


图 8-28 铜管钎焊示意图

① 钎焊部位的清理 焊接部位在焊接之前需要进行清理, 将铜管表面的污物、氧化膜、不干胶黏物、油污等清理干净。

② 确认管与接头的间隙是否合适 将接头插入管子, 然后朝下放一下, 如果能靠摩擦力而不掉下则认为是合适的。

③ 用惰性气体保护焊（氮气置换焊）钎焊焊接时，铜管的表面温度为700~840℃，这时会对铜管产生氧化作用，铜管内壁就会产生大量的氧化皮。氧化皮的存在给管道内造成污染，氧化皮进入铜管将会给系统造成室内外机的换热器的传热效率降低、堵塞室外机的过滤器、损坏压缩机，最终使制冷系统瘫痪。为避免空气对制冷剂管道的氧化作用，必须采用氮气置换焊。先向管道内通氮气，将管道内的空气全部排出后，再开始焊接。氮气流量一般为0.03m³/h左右，或者根据铜管的管径，通过调节阀调节氮气的流量，用手感来测试氮气的流量是否满足要求。焊接结束后再通氮气3~5min，自然冷却，直到不再发生氧化为止。或者为了加快冷却速度，可以用不滴水的湿布缠在铜管的外表面进行冷却，但是不允许在铜管焊接处用水冷却。

④ 预热 均匀地对铜管及管接头进行预热，预热时铜管表面呈暗红色，一旦移开火焰马上变成黑色，再一次用火焰接触一下很快又变成粉红色。预热时，火焰方向与铜管表面应该尽量成直角，对管与接头沿圆周方向反复预热。

⑤ 钎焊 当铜管表面呈红褐色时，将钎焊材料接触一下两根铜管间隙，焊液就会流入间隙内。注意必须依靠母材（铜管）的温度来熔化焊材，而不是由火焰直接熔化。钎焊过程中，要保证铜管固定不动，使焊液均匀地布满焊缝。尽量避免砂眼、焊瘤的产生。钎焊应采取向下或水平侧向进行，禁止仰焊。

应注意作业时必须避开明火，钎焊应在清洁区域进行，明火环境应准备灭火器以备急用，氧气瓶和乙炔瓶之间的放置距离应按照规定。

(7) 预制件的制作 为避开较难钎焊的位置，如墙角处、操作空间很小的部位。可在地面预制一个组件再装上去。

8.7.3.4 制冷剂配管安装

(1) 作业顺序 制冷剂管道安装的一般顺序为：定位放线→支、吊、托架制作安装→铜管穿保温套管→管道清洗、吹扫→铜管按图纸要求和实际长度下料→管道加工→管道连接→管道校直→管道固定→室外机的连接→管道系统吹污→室内机的连接→气密性试验→管道保温。

(2) 金属预埋件施工

① 管道支、吊、托架施工要求型式合理，固定牢固，表面清洁无污物，埋入墙体或楼板部位不得刷油漆、涂料，并不得有油污。横平竖直，不得倾斜。

② 设备固定螺栓的施工根据设备资料的要求，保证足够的强度。预埋件的外露部分应进行防腐处理。

③ 钢套管施工管道穿墙或楼板都要设置钢套管。钢套管应与墙面或楼板底面平齐，但要高出地面20mm。钢套管的直径应考虑保温层厚度以及冷凝水系统坡度的要求。管道与套管的空隙应用柔性不燃材料填塞，不得将套管作为管道的支撑点。

(3) 配管的成型和固定 制冷剂配管安装时，应确保走向正确、分支合理、长度最短，尽量减少钎焊接头和转弯。安装完成后进行调直、保温等其他作业，不能影响管道位置和标高。

最长配管（最不利回路）长度不得超出该系统室外机允许的最大长度：室外机为5HP、8HP、10HP、16HP、20HP时为100m（当量长度为120m）；室外机为24HP、30HP时为120m（当量长度为140m）。

配管完成后，不得出现管道扁曲、褶皱现象。

铜管固定采用角钢支架、托架，“U”形管卡或扁钢在保温层外固定，保温材料的压缩量不大于3mm，以保证其保温效果。

支、吊、托架型式、制作要符合设计要求。设计没有要求的，可参照《暖通空调设计选用手册》中国标 T616，或按以下规定处理：横管固定时可采用斜撑角钢支架、倒“T”形或“L”形角钢托架或者圆钢吊架。角钢采用30mm×30mm×3mm的等边角钢。立管固定时管卡处应使用圆木垫代替保温材料，“U”形管卡在圆木外固定，圆木应进行防腐处理。支、吊、托架制作要达到承重要求，安装前进行除锈、防腐处理，埋入墙内的部分不得刷防腐油漆。

制冷剂管道的支、吊、托架之间的最小间距见表8-4。

表8-4 制冷剂管道的支、吊、托架之间的最小间距

管道外径/mm	横管间距/m	立管间距/m
≤20	1.0	1.5
20~40	1.5	2.0
≥40	2.0	2.5

预留洞口的尺寸宽度超过300mm的，应在上部加设过梁；洞口底部不允许作为支撑。管道焊缝不得置于套管内，距套管端头或墙、地板表面应大于50mm。管道接口位置距离管道支、吊、托架的边缘尺寸应大于50mm。

考虑到温度变化对管道接口及连接设备的影响，距离套管端头、墙、板表面和管架边缘尺寸均应大于50mm或满足热膨胀的伸长数值，并将接口放置在受热膨胀方向的同一侧，以避免发生卡阻、损坏建筑物或管道及设备。

管道的焊接接口不应放在弯曲部位，接口焊缝距管道或管件弯曲部位的距离应不小于100mm。

8.7.3.5 分歧管的安装

(1) 分歧管的选用方法 依据室内机的负荷大小，参照选用标准进行逆向推算，即从最末端的分歧管型号选定开始逐级向前推算，分歧管的型号依据它下游的所有室内机的负荷大小来确定。

(2) 分歧管的安装形式 安装形式有水平安装和垂直安装。水平安装要求三个端口在同一个水平面上，不得改变分歧管的定型尺寸和装配角度。垂直安装时可以向上或者向下，保证三个端口的平面与水平面垂直。如图8-29所示。

(3) 分歧管的安装注意事项

① 分歧管尽量靠近室内机。

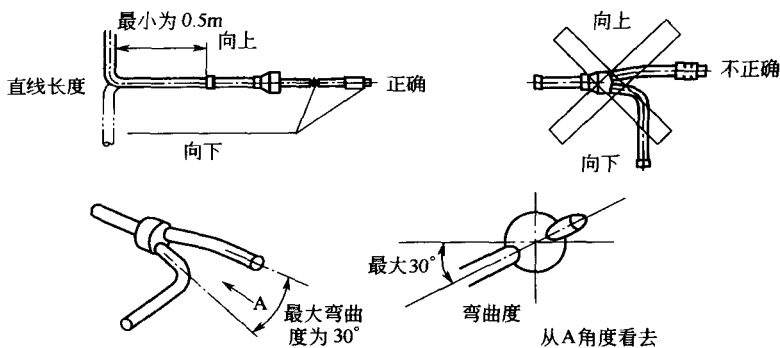
② 分歧管必须与设备配套，不得使用设备商规定以外的产品。

③ 安装前一定要核对分歧管的型号，不能用错。

④ 型号以S3、S5结尾的分歧管必须用于除最后一级分歧管之外的所有分歧管，型号以E1结尾的分歧管必须用于最后一级分流中。

⑤ 第一个分歧管到最远端室内机（最不利回路）的距离：室外机为5HP、8HP、10HP、16HP、20HP时为30m，室外机为24HP、30HP时为40m。

⑥ 当分歧管到负荷为1.5匹（40）、2匹（56）和2.3匹（63）的室内机的距离大于或等于15m时，将此段的液管外径由6.35mm变为9.53mm。



注：分流管分布在同一个水平面上。
在将管道垂直弯曲后，最少要保证 0.5m 长的直线管道。

(a) 水平安装



(b) 垂直安装

图 8-29 分歧管的安装形式

- ⑦ 液管与气管应当有同样的管长，并且铺设线路相同、平行铺设。
- ⑧ 相邻两个分歧管之间的直管段长度不得小于 500mm。
- ⑨ 分歧管主管端口前的直管段长度不小于 500mm。
- ⑩ 支、吊架距离分歧管的焊接处应大于 300mm。

8.7.3.6 管道的吹扫

(1) 吹扫的方法 用压力气体吹扫是一种把管内废物和杂质清除出去的方法。

制冷剂管道安装完毕并与室外机连接后，与室内机连接之前，应用氮气或干燥空气对系统进行吹扫。将氮气瓶压力调节阀与室外管路系统的充气口连接好，取室内管路系统中的一个管口作为排污口（其余管口均堵住），用干净的白色硬板抵住排污口，压力调节至 0.6MPa 左右向管内充气，直至手抵不住时快速释放，脏物及水分即随着氮气一起被排出。如此反复对每一个管口进行若干次，直至无污物、水分排出为止。

(2) 吹扫的作用 当焊接过程中氮气替换不足时，可除去铜管内氧化物；当管道封堵不严时，可除去管内杂质和水分。吹扫应反复多次，以浅色布放置于管道出口处，若无污物黏附则视为合格。

制冷剂管道施工结束后，应按机组的技术要求，对整个制冷剂管道系统（室外机除外）进行气密性试验及真空度试验。

各种管道之间要保持足够的安全距离，且不同种类的管道要单独固定，不得共用同一支撑。

8.7.3.7 管道系统和室内机的气密性试验

管道系统和室内机的气密性试验方法见图 8-30。

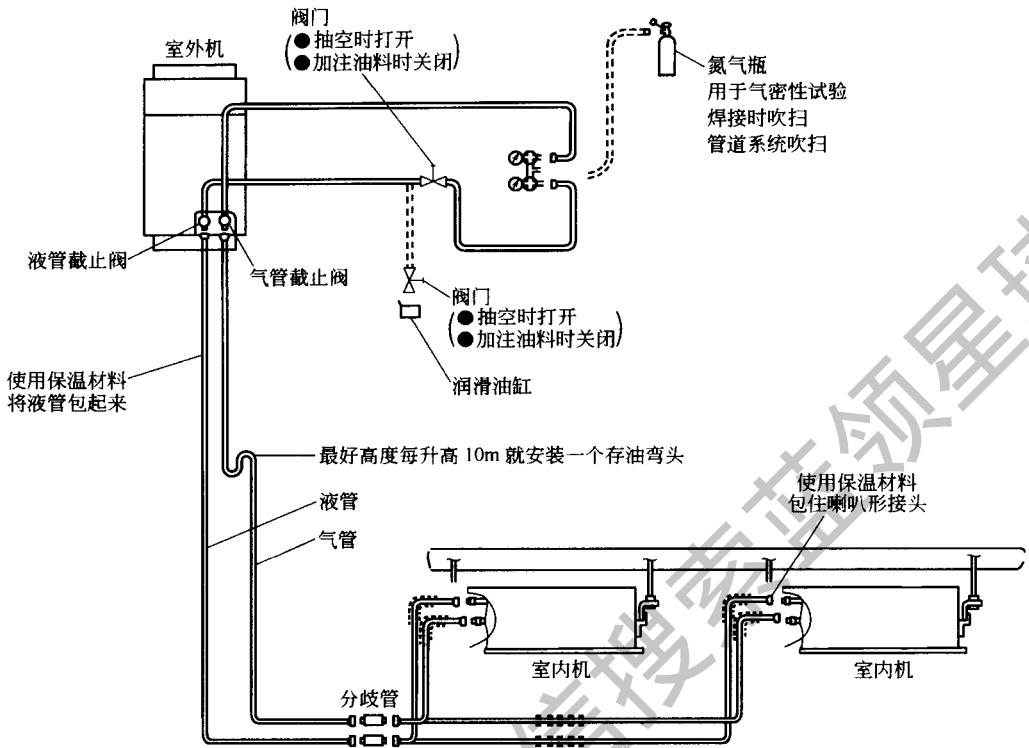


图 8-30 管道系统和室内机的气密性试验示意图

(1) 气密性试验的目的 多联式空调系统的气密性是空调稳定运行的保证。如果系统安装完成之后，再发现有泄漏现象，这时室内装饰吊顶已全部完成，查找泄漏点就更加困难了。泄漏会严重影响空调的使用功能，甚至会损坏压缩机而导致系统瘫痪，所以要严格进行气密性试验。

(2) 气密性试验的操作步骤 室外机出厂时，其气、液管截止阀已被关闭，在压力试验之前，应确认气、液管截止阀是否关闭严密，防止压力试验时将氮气打入室外机系统内。

在室外机、室内机纳子帽与铜管系统连接时，应在纳子帽与管端处涂少量矿物油，并应在固定纳子帽时采用两只扳手操作。

气密性试验必须使用氮气作介质，氮气要干燥，缓慢加压，分三步进行（适用于制冷剂 R22 的系统）。

第一阶段：以大于 5min 的时间缓慢加压至 0.5MPa，并保压 5min 以上，进行泄漏检查，这时可能发现大的渗漏。

第二阶段：以大于 5min 的时间缓慢加压至 1.5MPa，并保压 5min 以上，进行气密性检查，这时可能发现较小渗漏。

第三阶段：以大于 5min 的时间缓慢加压至 3.0MPa，进行强度气密性试验，可能发现细微渗漏或砂眼。

保压 24h，如果制冷剂采用 R407C，则压力最高加至 3.3MPa。观察压力是否下降，在环境温度不变时若压力不降即为合格。

检查有无泄漏可采用手感、听感、肥皂水检查，或者在氮气试压完成后将氮气放至

0.3MPa 后加 R22 (系统制冷剂为 R22 时), 至压力为 0.5MPa 时用电子检漏仪检漏。

(3) 注意事项

- ① 试压压力表的量程为 4.0MPa, 同时从气管和液管充注氮气。
- ② 同时记录压力表的压力表数、环境温度、试验时间。
- ③ 进行压力修正, 温度变化 1°C , 压力相应变化 0.01MPa。
- ④ 压力缓慢上升。
- ⑤ 压力应该保持不变方为合格。
- ⑥ 在试压之前, 一定要检查气管和液管的截止阀, 防止在试压时将氮气打入室外机系统。
- ⑦ 如需长时间保压, 应将压力降低到 1MPa 以下。长时间的高压可能导致焊接部位的渗漏, 且存在安全隐患。

8.7.3.8 系统的真空干燥

系统的真空干燥方法见图 8-31。

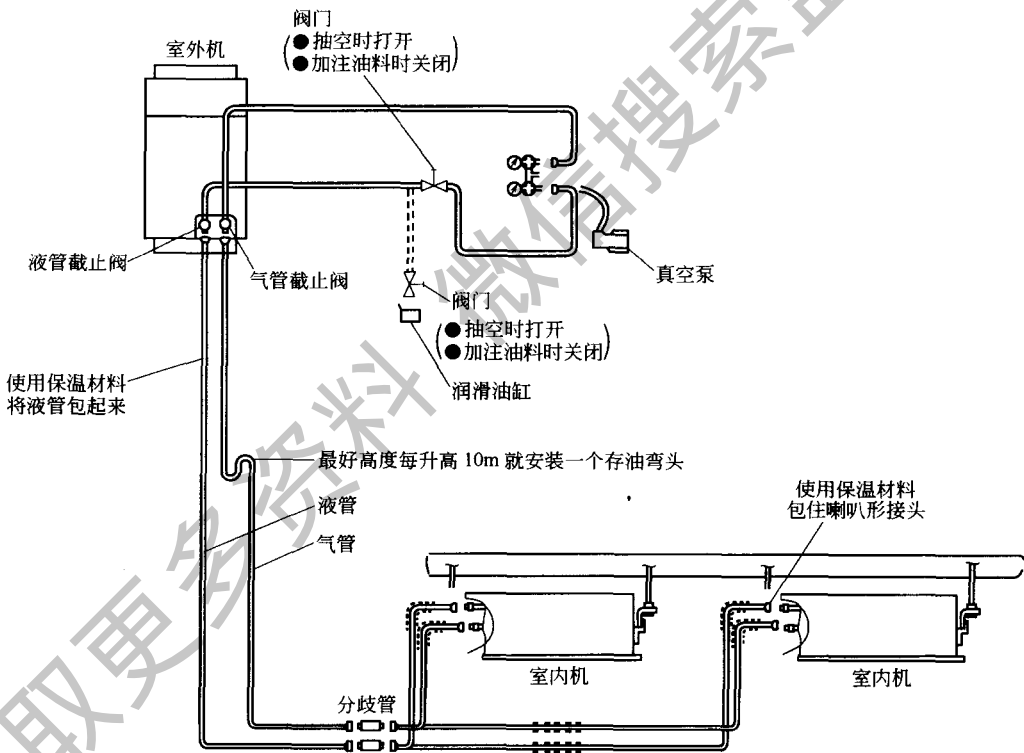


图 8-31 管道系统和室内机的真空干燥示意图

(1) 真空干燥的目的 系统内有空气和水分进入将对系统效果产生不良影响, 因此需要足够的真空干燥。真空干燥就是利用真空泵将管道内的液体 (水分) 在低压状态下蒸发为气体, 连同空气一起排出管道外, 使管内变得干燥。其另一个作用就是将管道内不凝性气体排出管外。

(2) 真空泵的选用 由于多联机系统管道的内容积比较大, 对真空度有严格的要求, 所以真空泵的技术参数要符合以下条件:

- ① 空泵的排气量要达到 4L/s;
- ② 空泵的精确度达到 0.02mmHg。

(3) 真空干燥的操作步骤和注意事项

① 操作步骤

- a. 抽真空前, 再次确认气、液管截止阀处在关闭状态。
- b. 用充注导管把调节阀与真空泵连接到气阀和液阀的检测接头上。
- c. 抽真空 1.5~2h, 直到真空度达到 -756mmHg。如果真空度不能达到 -756mmHg, 说明可能存在泄漏, 应再进行一次漏气检查。如无泄漏, 应再抽 1.5~2h 真空。如果两次抽真空都不能保持真空度时, 确保无泄漏的条件下就可以断定管道内含有水分, 这时应该采取真空破坏的方式将水分排出。具体做法是向管道内充入 0.05MPa 的氮气和少量的氟里昂制冷剂破坏真空度, 再次抽真空 2h, 保真空 1h。如还达不到 -756mmHg, 则要重复此项操作, 直到把水分全部排完为止。
- d. 抽完真空后, 关闭调节阀的阀门, 停止抽真空并保持 1h, 确认调节阀的压力没有上升。

② 注意事项:

- a. 同时从气管和液管抽真空。
- b. 在关闭真空泵停止抽真空前应该先关闭阀门, 然后再给真空泵断电。
- c. 保真空 1h, 确认真空表的压力没有回升为合格。
- d. 对于新型制冷剂 (R407C 或 R410A) 的系统, 在直接接触制冷剂的地方, 应使用专用的工具和仪表。

8.7.3.9 制冷剂的充注

多联机系统制冷剂充注方法见图 8-32。

多联机在正常运行时, 其系统内必须要有适量的制冷剂。室外机在出厂时已经充注一定量的制冷剂, 这些制冷剂只考虑了室外机本身系统需要的量, 没有考虑在现场施工的铜管系统和室内机所需要的制冷剂量, 所以多联机的正常运行就需要在现场充注制冷剂。

制冷剂的充注必须在气密性试验和真空干燥完成之后进行。系统内制冷剂的充注量按照设备技术资料的要求, 包括室外机充注量、系统液管充注量和室内机充注量三部分, 需要追加充注的一般是后两项。

(1) 充注制冷剂的步骤

- ① 计算制冷剂追加量, 将管道充注量及室内机充注量记录在随机表格中, 并将表格贴在室外机电控箱的面板上, 为以后的检修提供方便。
- ② 将充注罐放在称重计上, 记下读数, 并计算完成制冷剂充注后的读数。制冷剂的过多或不足均会给机组带来严重影响。
- ③ 用充注导管将带有调节阀的双头压力表及充注罐接到气阀和液阀的检测接头上。在连接之前, 先放出一部分制冷剂, 将充注导管内的空气排出。
- ④ 确认室外机气、液管截止阀处在关闭状态。
- ⑤ 在未开机状态下, 打开充注罐调节阀阀门, 从气、液管同时充注制冷剂。
- ⑥ 观察称重计的读数, 达到要求后立即关掉调节阀, 然后再关闭充注罐的阀门。如果充注一瓶以上的制冷剂, 则要记录每个充注罐的始末读数。
- ⑦ 如制冷剂不能完全加入, 还可在开机时加入。从气管检测接口处充注气态制冷剂。

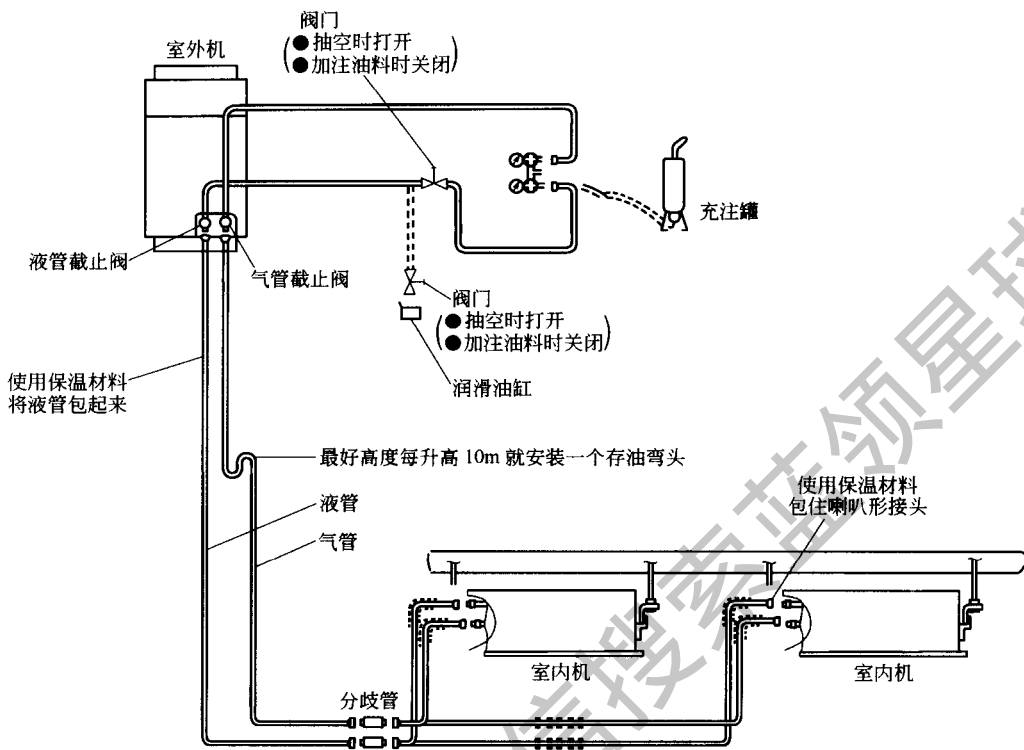


图 8-32 多联机系统制冷剂充注示意图

(2) 充注的注意事项

- ① 系统液管的规格、长度必须从现场实际准确测量，确保计算出准确的充注量。
- ② 准确测量追加的制冷剂量，电子称重计要满足一定的精度，保证误差在合理范围内。
- ③ 在气温较低时，为加速充液罐中的制冷剂释放，可对充液罐加温，应用热水或热风加温，不能用火焰直接加热。
- ④ 每个系统追加的制冷剂量均填在对应的室外机标签上，以便以后维修保养。
- ⑤ 使用新型制冷剂（R407C）时，应采用不同的充注工具和方法。

8.8 电气系统的安装

8.8.1 强电电源系统的安装

8.8.1.1 设备电源

(1) 导线的选择 导线截面积的选择应符合下列要求：

- ① 线路电压损失应满足用电设备正常工作及启动时末端电压的要求；
- ② 按敷设方式及环境条件确定的导体载流量不应小于计算电流；
- ③ 导体应满足动稳定与热稳定的要求；
- ④ 导体最小截面积应满足机械强度的要求。

当接地保护线（简称 PE 线）所用材质与相线相同时，PE 线最小截面积应符合表 8-5 的规定。

表 8-5 PE 线最小截面

相线芯线截面(S)/mm ²	PE 线最小截面/mm ²
$S \leq 16$	S
$16 < S \leq 35$	16
$S > 35$	S/2

注：当采用此表得出非标准截面时，应选用与之最接近的标准截面导体。

(2) 配电线路的保护 配电线路应装设短路保护、过负载保护和接地故障保护,其作用是发生保护时切断供电电源或发出报警信号。

配电线路采用上下级保护电器,其动作应具有选择性,各级之间应能协调配合。

保护电器应装设在操作维护方便、不易受机械损伤、不靠近可燃物的地方,并应采取避免保护电器运行时意外损坏对周围人员造成伤害的措施。

(3) 配电要求 现场连接的电器部件(主电源开关、漏电开关、电线、连接器和接线柱)要严格按照技术要求选择,并应符合国家电工标准。

与室外机相配的所有室内机的电源尽量在同一个回路上,可以方便室内机同时送、断电。如果一台或多台室内机没有送电,室外机即无法启动。

8.8.1.2 配电系统的敷设

(1) 配电线路的敷设要点

① 电线管与热水管、蒸汽管同侧敷设时,应敷设在热水管、蒸汽管的下面。当有困难时,可敷设在其上面。其相互间的净距不宜小于下列数值:

- a. 当电线管敷设在热水管下面时为 0.2m,在上面时为 0.3m;
- b. 当电线管敷设在蒸汽管下面时为 0.5m,在上面时为 1.0m。

当不能符合上述要求时,应采取隔热措施。对有保温措施的蒸汽管,上下净距均可减至 0.2m。

② 电线管与其他管道(不包括可燃气体及易燃、可燃液体管道)的平行净距不应小于 0.1m。当与水管同侧敷设时,电线管宜敷设在水管的上面。

③ 管线互相交叉时的距离不宜小于相应上述情况的平行净距。

④ 电源线、控制线和制冷剂管道不得捆绑在一起,应分别单独穿保护管安装。电源线的保护可以穿管保护或者敷设在桥架内。

⑤ 不同电压、不同电源的导线不得穿在同一根电线保护管内。管内导线的总截面积(包括绝缘层),不得超过管子有效截面积的 40%。不同直径电线保护管固定的最大间距见表 8-6。

表 8-6 电线保护管固定的最大间距

电线保护管公称直径/mm	电线保护管固定的最大间距/m	
	金属穿线管	硬质塑料管
15~20	1.5	1.0
25~32	2.0	1.5
40~45	2.5	2.0

⑥ 电缆、电线应采用钢管或硬塑料管做保护套管。电缆、电线与设备连接应采用软质电线保护管,但长度不宜超过 1.5m。硬质电线保护管管口和穿线孔应加装护圈、护套等,软、硬质电线保护管之间连接应使用过渡盒。室、内外机的电源线应穿钢管或 U-PVC 管敷设。

⑦ 检查确保电源线的端子连接严密、相序正确,接线时应使用接线端子。连接电线的剥线长度不宜太长,以能完全插入接线柱为好。截面面积 6mm² 以上的电源线必须使用接线端子,才能连接到端子排上。配线连到端子排后,不应有裸露部分。

⑧ 电源线不得缩径。注意如果电源线容量太低,机组无法启动。

测量接线柱与大地之间的电阻，确认阻值在 $1M\Omega$ 以上。否则，应直到找出漏电处并修复后方可启动机组。

(2) 室外机的配电要求

- ① 在接电线或定期检查之前，要关掉室内外机的主电源开关达 3min 以上。
- ② 在接电线或定期检查之前，确信室内外机风扇已停止。
- ③ 对电线、电器件等部件加以保护，以防老鼠以及其他小动物破坏，否则，老鼠可能会咬坏未加保护的器件，可能导致火灾发生。
- ④ 避免电线接触到制冷剂管、钢板边缘和电器部件，否则电线会破坏，可能导致火灾发生。
- ⑤ 确保安装在现场所用的电器件（电源开关、断路器、线管连线和线端子）已经正确选择，器件符合国家电工标准。
- ⑥ 检查电源电压是否在额定电压的 $\pm 10\%$ 的范围内。
- ⑦ 在接电线或定期检查之前检查电线容量，否则可能造成压降过大，电源电压太低。
- ⑧ 确保已经接地。不要在电控箱盖上的固定螺钉上接地线，否则无法卸下螺钉。
- ⑨ 表 8-6 中电源线规格是在不穿管时的数值，实际选用时要考虑电源线的敷设方式、线路长度以及国家或地方有关规范标准的相关要求。
- ⑩ 采用多芯电缆供电时，导线截面积应适当增加。
- ⑪ 电源线穿钢管时，导线的规格应在表 8-6 中的数值基础上加大一号。
- ⑫ 多台室外机连接时，为防止相电源的不平衡，接线时应交叉利用电源的相序。

(3) 室内机的配电要求

- ① 在接电线或定期检查之前，要关掉室内外机的主电源开关达 3min 以上。
- ② 在接电线或定期检查之前，确信室内机风扇已停止。
- ③ 对电线、排水管、电器件等部件加以保护，以防老鼠以及其他小动物破坏。
- ④ 在接通电源前检查：当室内机电源为 240V 时，将变压器 CN28 的插头变换为 CN27 插头。
- ⑤ 用胶带封住电线连接处，防止冷凝水及昆虫进入。
- ⑥ 用线扎紧固室内机的电线。
- ⑦ 用线扎紧固电控箱中的遥控器线。
- ⑧ 确信安装在现场使用的电器件（电源开关、断路器、线管连线和线端子）已经正确选择，器件符合国家电工标准。
- ⑨ 检查电源电压是否在额定电压的 $\pm 10\%$ 范围内。
- ⑩ 在接电线或定期检查之前检查电线容量，否则可能造成压降过大，电源电压太低。
- ⑪ 确保已经接地。
- ⑫ 安装多项主电源开关时，每相相间距 $\geq 3.5\text{mm}$ 。

8.8.2 通讯系统的安装

8.8.2.1 控制线

(1) 控制线使用屏蔽双绞线，无极性 不能用 3 芯或多芯线，使用没有屏蔽网的双绞线时，必须穿钢套管进行保护。使用其他导线可能产生杂波而导致误动作。

(2) 屏蔽线的屏蔽网单端接地 推荐做法是，屏蔽网在室外机的接线端子处接地，室内机通讯线的进线和出线屏蔽网直接连接，不要接地，在最后一台室内机处的屏蔽网形成开

路，不要接地。

(3) 当控制线总长度小于 500m 时，单根导线的最小截面积为 0.75mm^2 ；当控制线总长度大于 500m，小于 1000m 时，单根导线的最小截面积改为 1.0mm^2 或以上。

控制线总长度 = 本控制系统室外机之间长度总和 + 本控制系统室外机与室内机之间长度总和 + 本控制系统室内机之间长度总和

(4) 控制线必须穿套管安装，并单独敷设。套管使用钢管或 U-PVC 管，套管管径为 DN15。固定间距必须符合电气规范要求。

(5) 控制线宜采用一对一的连接方式。即从室外机到一台室内机，从这台室内机再到另外一台室内机，依次类推。如果条件不允许时，可以从一台室内机连接到另外两台室内机，但必须采用接线端子接线。

(6) 除室外机与室内机的接线端子外，其他部位不应有接头。

(7) 控制线连接不得形成闭合环路。

(8) 禁止将控制线和制冷剂管道、电源线等捆扎在一起，当电源线与控制线平行敷设时，应保持在 300mm 以上的距离以防电磁干扰。

(9) 两条控制线不能敷设在一条套管内，应单独穿管。

8.8.2.2 控制器与管理系统的类型、安装要点

(1) 有线遥控器（型号 PC-P1HQ）一台室内机可以配置一个有线遥控器，也可以配置两个有线遥控器，在不同位置对同一台室内机进行控制。一个有线遥控器可以同时启动/停止室内机的最数量为 16 台。

有线遥控器与室内机连接的接线端子为室内机电控箱内的“A、B”端子。一个有线遥控器控制多台室内机时，各室内机的“A、B”端子应该用屏蔽双绞线连接起来。室外机与室内机的控制线连接为各自电控箱内的“1、2”端子。

有线遥控器安装的注意事项有以下几项。

① 遥控器的安装位置应考虑空调操作上的方便性，并应取得用户的同意。

② 请勿将本产品放置于以下场所：

a. 油（包括机械油）的飞沫、蒸气多的场所（本品周围若有蒸气或油飞溅，可能会导致火灾并使仪器变形、腐蚀、损伤）；

b. 有易燃性气体产生、流动或者泄漏的地方；

c. 温泉等硫化气体较多的场所；

d. 盐分含量高的沿海地带、酸性或碱性的环境（否则会发生腐蚀）；

e. 儿童能触及的地方；

f. 湿度高的地方。

③ 不得将室内机、室外机、遥控器放于距医疗设备强电磁辐射源 3m 以内的范围。

④ 不得使用多芯电缆用于通讯电路接线，如果使用多芯电缆用于设备的通讯接线，信号会相互干扰，可能产生故障。

⑤ 不得使用过细的电线，这种含有较大静电容量的电线会导致信号堵塞，并且在远距离通讯时会出现通讯故障。

⑥ 不得将两条通讯线或者通讯线和电源线敷设在一起，如果需要将两条线路敷设在一起，则两条线路之间必须保持 300mm 的距离，或者将两条线分别穿入金属导管，并且将金属导管的一端接地。

⑦ 在多台设备同时操作的情况下，要延长设备间的通讯线时使用双绞线，原则上不允许电线之间接线，需要接线时，在遥控器电线的中间间断，通过焊接接线并使它们绝缘。

⑧ 在垂直线上安装有线遥控器时，在垂直方向上的间隔应大于50mm，如图8-33所示。如果间距不够，有线遥控器的前盖将不能被打得足够开，甚至打不开。

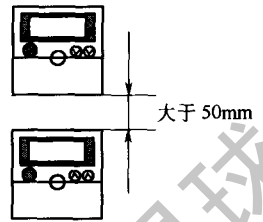


图 8-33 垂直线上安装有线遥控器的间隔要求

在室内机安装位置较高的情况下，为保证制热时热风能够达到下部空间，可以通过有线遥控器将室内机的回风温度由原来的回风口温度改为有线遥控器上温度传感器处的温度。在选用遥控器温控功能的情况下，选择安装场所时应考虑以下条件：a. 可以检测室内平均温度的地方；b. 无直射日光的地方；c. 附近无热源的地方；d. 空调的吹出风不能直接吹到的地方；e. 不受开关门带进的外气影响的地方。

在有电磁波发生的地方，安装遥控器时应注意以下几点：

- a. 不能将遥控器安装在电磁波能直接辐射到遥控器和遥控器连接电线的地方；
- b. 与产生辐射电磁波的设备或产生杂波的设备装置（发电机、焊接设备等）保持3m以上的距离；
- c. 与接受器（收音机等）保持3m以上的距离。

将遥控器安装在铁盒内，并将接线装入铁制套管内进行屏蔽，并将铁盒和铁管接地。接线方式如图8-34所示。

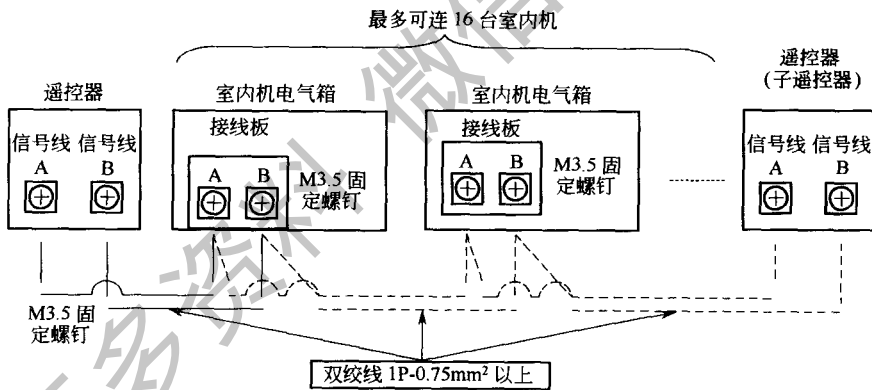


图 8-34 遥控器安装在铁盒内的接线方式

将螺丝起子的刀口插入支撑支架的底部的凹槽部分，推动并扭转起子，将遥控器从安装托架上取出来，然后进行接线。在与有线遥控器连接时，应装磁环（附件，黑色）。将遥控器导线接到端子排前穿绕磁环2圈，然后用扎带（附件）固定导线。

(2) 无线遥控器 无线控制通过无线遥控器和接收器进行控制。无线遥控接收器安装的注意事项有以下三项。

- ① 在墙上安装无线接受器时，与电源线保持300mm以上的距离。
- ② 在距离室内机遥控接受器部分1m的范围内有电子日光灯的时候，可能会出现无线遥控器无法操作的情况，远离日光灯安装室内机遥控接受部分，并确保在有日光灯的情况下能正常操作。
- ③ 从无线遥控器发送信号的标准距有一定要求，只有在信号接受范围内才能正常操作。

(3) 七日定时控制器 (PSC-5T) 七日定时控制器可以和有线遥控器或中央控制器共同使用。和有线遥控器连接时, 可以从室内机接线, 也可以从有线遥控器接线。

H-LINK 系统能连接最多 8 套中央控制器和定时器, 1 个定时器能够控制一个中央控制器, 不能控制多个中央控制器。

七日定时控制器与有线遥控器或中央控制器共同使用时, 需要对拨码开关进行设定。定时器的安装与有线遥控器的安装相同。

(4) 中央控制器 (PSC-5S) 中央控制器需要提供单相 220V 交流电源。最多可以连接 8 个中央控制器到 H-LINK 系统。此时, 应对 DSW 进行设定。每个中央控制器可以控制 16 组, 最多可以控制 128 台室内机。

连接不同室内机台数时的地址设定方法如下。

① 室内机台数在 16 台以下时, 不管制冷循环地址如何, 都可以由室内机的地址自动设置, 也可以手动设置。

② 室内机台数在 16 台以上时, 需要对中央控制器的组进行设置。设置组是对主室内机 (直接连遥控器) 和副室内机 (连延长通讯线) 而言的。如果没有连入遥控器, 通过遥控器对组的设置是无效的, 只有一台主室内机被作为一组控制。一个中央控制器只能控制 16 组。

在一组里只有一台室内机能被设置为主室内机。在主室内机已经设置的情况下, 其他的室内机不能在该组内被设置为主室内机。对于要将已经被设置为主室内机的室内机设置为另一组的主室内机时, 取消当前组的主室内机设置并进行另一组的设置。

对于带有自动摆页的室内机和没有自动摆页的室内机在同一组的情况, 设置带有自动摆页的室内机为主室内机。如果没有自动摆页的室内机被设置为主室内机, 对组内所有室内机自动摆页的设置均不可用。

中央控制器连接示例见图 8-35。

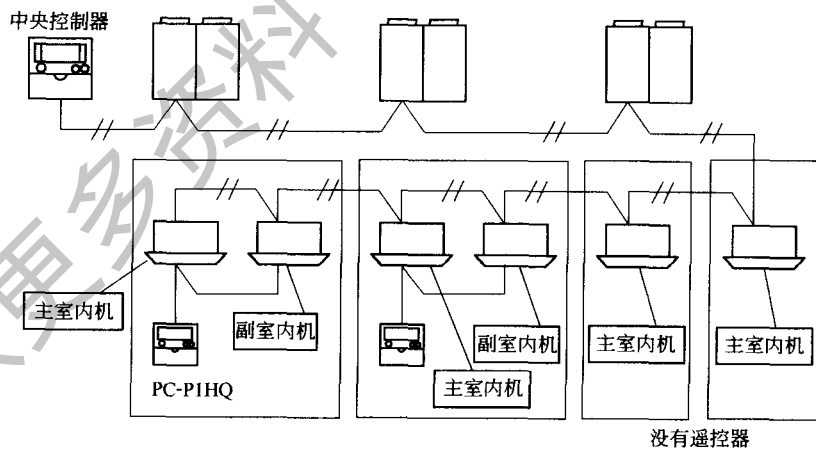


图 8-35 中央控制器连接示例

(5) 微机连接适配器 (HARC40) 使用 HARC40 的空调集中管理系统 (PSC-6WT) 的系统构成如图 8-36 所示。

安装的注意事项有以下几方面。

① 请不要在以下场所安装:

a. 有油 (包括机油) 到处飞溅、蒸气多的场所。燃气或者油飞溅出来容易引发火灾,

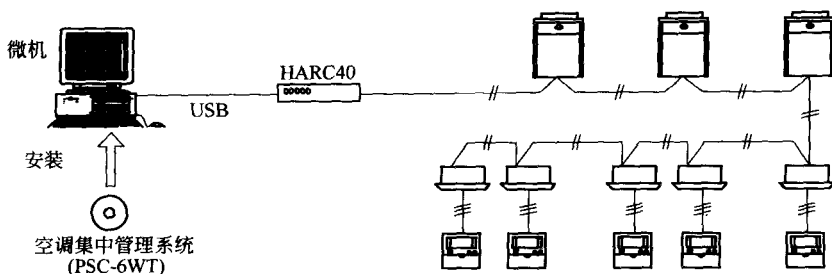


图 8-36 使用 HARC40 的空调集中管理系统示意图

或者引起机器变形、腐蚀、破损；

- b. 温泉地区等硫化气体多的场所；
- c. 海岸地带空气盐分多的场所；
- d. 酸性或者碱性的场所，机器会被腐蚀。

在使用会产生电磁波的医疗器械的时候，为了防止误动作，请不要将 HARC40 安装在直接面对电磁波的发射面的位置。为了避免影响电磁波的传播，请将收音机等利用电磁波的机器离开 HARC40 至少 3m 以上的距离。

② 除上述安装条件以外，还应满足普通微机的接线安装要求：

- a. 1 台微机最多能连接 8 台 HARC40；
- b. 对应 1 台 HARC40，最多只能连接 1 个 H-LINK 系统上的空调机（室外机最多 16 台，室内机 128 台，蓄热机 64 台）；
- c. 在连接多台 HARC40 的情况下，有必要设定 DSW1 的地址。

③ 安装在医院等有产生电磁波的器械的场所时，请注意以下几点：

- a. 不要将机器的电气柜、电缆、遥控器、适配器等安放在直接面对电磁波发射面的地方；
- b. 离产生电磁波的机器的净距至少有 3m 以上；
- c. 当电源有干扰时，应安装干扰消除器。

(6) CS-NET 管理系统 CS-NET 是与电脑适配器（HARC40）一起使用的空调集中管理软件，最多可以控制 128 个系统、1024 台室内机。CS-NET 只是一个管理软件，使用时必须有满足条件的电脑设备和电脑连接适配器 HARC40。关于软件的安装方法，请参阅该管理系统的使用说明书。

本系统禁止在下列环境下存放：

- ① 有可燃性气体或油气存在的地方，会引起火花、火灾，并有导致机器变形、被腐蚀和破损的可能；
- ② 海岸地带多盐性或者强酸、强碱的地方，会腐蚀机体；
- ③ 产生电磁波的地方。为了防止空调发生误动作，请不要直接面对电磁波的发射面安装 HARC40 和电脑，距离产生电磁波的机器至少 3m 以上。

8.8.2.3 控制线连接实例

(1) 同一个室外机系统 对于同一个制冷系统，室外机与室内机的通讯线采用一对一连接方式连接，即把一个系统内的室外机和室内机通过通讯线串连起来。

(2) H-LINK 系统 系统采用屏蔽双绞线，所有室内机和室外机的通讯线都是一对一连

接，可用于 16 个制冷系统，这种连接通讯线总长度明显减少，与中央控制器的线路连接简便，同时所有的室外机和室内机之间只需一根通讯线。图 8-37 所示的为 H-LINK 系统实例。

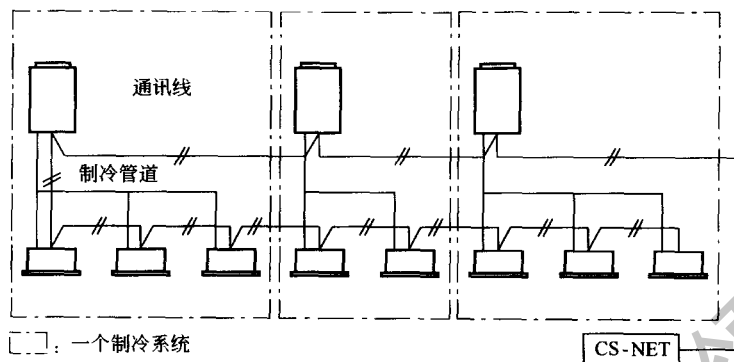


图 8-37 H-LINK 系统实例示意图

H-LINK 系统的通讯线的要求是，必须采用屏蔽双绞线，线径不小于 0.75mm^2 ，一个 H-LINK 系统最多连接 16 台室外机，每个 H-LINK 系统连接室内机最多为 128 台。

8.9 系统调试

多联机系统安装完毕后，系统调试是保证运行效果和运行质量的关键手段。多联机安装完毕后，虽然经过对电源和通讯的检查以及一些准备工作后，可以开机运行，但是这时的系统运行的效果和运行的质量并不一定能满足设计要求，一些关键的运行参数也不一定在合理的范围之内，严重的会烧毁压缩机，致使系统瘫痪。从某种意义上讲，工程调试也是对工程的初步验收，调试实际上要使整个系统运行在最佳状态。调试的目的主要有以下几点。

① 对产品质量进行检查 由于机器在运输、搬运、安装等过程中，不可避免地振动、碰撞、冲击等以及一些人为的因素，可能对产品质量造成一定的损坏。所以，在安装完成后，要对产品的质量进行确认。

② 对安装工程质量进行确认 对设备的安装、系统的安装、配线等进行检查确认。

③ 对空调系统的试运转状态进行确认 试运行中是否有故障现象，各项参数是否正常。

④ 室内外机是否有振动、噪声等异常现象。

⑤ 室内参数是否能达到设计要求。

⑥ 对客户进行培训 培训内容包括基本操作、注意事项、故障的简单处理方法等。

调试系统需要检查和准备一些相关的事项以及一些开关的设定。

8.9.1 调试前的检查与准备

(1) 机组的外观检查 检查开箱记录是否存在；设计、制造不良及运输不良的情况；还需要查看安装、搬运过程中对产品的保护情况，有无弄脏、损坏、部分插接头插错等。

(2) 安装情况的检查 设备水平度、是否整齐美观、风口、风口软接、管路的安装是否符合安装规范等。

(3) 系统管路的检查 各管路、风管规格是否符合设计标准，冷凝水管的规格、坡度，制冷剂量是否适当。

(4) 电路的检查 强电方面，配线规格、电源是否与机器电源一致，一个接线端子是否最多两根线，强电相序确认，电源保险丝、断路器规格等；弱电方面，配线规格、压线端

子、线路是否符合设计要求，是否跨系统等，特别要注意有线遥控线在接到遥控器之前一定要进行有效的绝缘（线控 12V，通讯 5V），线控器是否可以跨系统。

(5) DSW 及 RSW 的设定。

(6) 通电预热 连续通电 12h 以上，使油得到充分加热，以防止压缩机因润滑油未得到充分预热而损坏（mini 机有 4h 的通电保护）。

(7) 开机调试 调试设定外机-DSW1、内机-线控器（“运转切换”+“电检”3s 以上）。

(8) 数据记录 分析数据记录表上的各项参数是否在正常范围之内。

(9) 交付客户正确使用 讲解操作方法、注意事项、故障的简单处理方法等。

8.9.2 调试工具和仪表

调试工具和仪表包括万用表、钳形电流表、兆欧表、SEVICE CHECKER 监测器、内六角扳手、活动扳手、平口和十字螺丝刀、套筒扳手、双头表、充注软管等。

8.9.3 试运转前的确认事项

试运转前的确认事项包括以下几点。

① 终端电阻 DSW10 的设定 H-LINK 接线只需要将相连的任意一台室外机的 DSW10 调整，如果只使用一台室外机，可以不调。

② 配管长度 DSW6 的设定。

③ 高低差 DSW3 的设定。

④ H-LINK：制冷剂系统号 DSW1 的设定 如果只使用一台室外机，可以不调。

⑤ H-LINK：室内机制冷剂系统号 DSW5 的设定 如果只使用一台室外机，可以不调。

⑥ H-LINK：室内机地址号 RSW 的设定 如果只使用一台室外机，可以不调。但是室内机的地址分配是随机的，当采用成组控制或 CS-NET 时要注意，成组控制的室内机地址不能重复。以上所有设定必须在断电时完成，否则无效。

⑦ 根据管长和室内机数量计算制冷剂追加量 系统抽真空后可能追加不到需要的量，可以在试运转时继续追加。

⑧ 开机前将吸排气截止阀全部打开。

⑨ 电源线、通讯线和线控器接线都按要求连接牢靠 要求所有的线头都压上接线端子，屏蔽层单端接地。

⑩ 接地线要可靠。

⑪ 各电源的火线、零线对地电阻要在 $1M\Omega$ 以上。

⑫ 室外机上电预热在 12h 以上，通过加热带加热压缩机油。

⑬ 室内机的面板或风管都连接好。以免影响运行参数。

8.9.4 单系统的调试及参数确认

每个独立的制冷系统都必须进行试运转。

(1) 开启试运转的方式

① 直接从室外机的拨码开关设定；

② 从室内机的控制器上设定，然后再选择运转模式（制冷或制热）。

试运转不考虑温度限制和环境温度而连续运行，但保护仍然起作用。试运转运行 2h 后机组自动停机。试运转 0.5h 后开始收集机组运行参数，以检测机组是否在正常状态下运行。

(2) 检测内容

- ① 机组中风机的叶轮旋转方向是否正确，运转是否平稳，有无异常振动与声响；
- ② 制冷系统及压缩机运转有无异常噪声；
- ③ 本系统内的室内机是否能够全部开机；
- ④ 排水提升泵是否能够动作；
- ⑤ 运行控制装置、安全装置是否动作正常；
- ⑥ 工作电流是否在规定的范围内；

⑦ 运行参数，如压缩机的排气压力、吸气压力、压缩机的排气温度、排气过热度等以及室内机的回风温度、出风温度、液管温度、气管温度、电子膨胀阀的开启度等是否在合理的范围内。

在进行试运转时，应对制冷和制热两种模式分别进行测试，以判断系统的稳定性及可靠性。

8.9.5 多系统联合试运转及调试

通过试运转检查确保单台机组运行正常后，开始联机运行，即多系统的调试。多系统的试运转 H-LINK 系统和 CS-NET 系统的综合调试，是系统的室内机的登陆和一些组的设定。

调试的内容通常按照产品的技术要求进行，并对运行状况进行分析、记录，以便维护和检修。

在机器运行时，请注意做到以下几点：

- ① 不要用手触摸排气端任何部件，因为压缩机排气端的机壳和管路的温度会高达 90℃ 以上。
- ② 不要按压电磁开关和交流接触器的按钮，否则将会导致严重事故。
- ③ 在关掉主电源后的 3min 以内，不要触摸任何电器元件。

调试完成后，应详细填写产品运行参数记录表。表 8-7 是以海信室外机七段数码显示器显示的模式为基准的。

表 8-7 产品运行参数记录表

客户名称：

日期： / /

室外机型号(制造编号)	RAS- (制造编号:)						
运行模式							
试运行开始时间							
参数收集开始时间							
运转电压/V	L1-L2		L1-L3		L2-L3		U 室内
室外机七段数码显示器读出参数							
保护控制代码							
室外微电脑的输出状态	SC	52C1	52C2	52C3	52C4	AC CHOPPER	
		FAN2	RS	20A	211	212	OH
室内机总容量	OP						
变频器频率	H1						
压缩机运行数量	CC						

续表

室外风机运行级数	Fo								
室外机膨胀阀开度	OE1		OE2			OEb			
排气压力	Pd								
吸气压力	Ps								
压缩机排气温度	Td1		Td2		Td3		Td4		
室外热交换器管路温度	TE1				TE2				
室外温度	Ta								
压缩机运转电流	A1		A2		A3		A4		
室内机(系统编号)									
膨胀阀开度	iE								
热交换器液管温度	TL								
热交换器气管温度	TG								
吸气温度	Ti								
排气温度	To								
容量(×1/8HP)	CA								
停机原因	d1								
压力比降低保护控制	c11								
高压升高保护控制	c13								
排气温度升高保护控制	c15								
TdSH 下降的控制	c16								
电流过大保护控制	c17								
压缩机累计运行时间	UJ1		UJ2		UJ3		UJ4		
室外机报警代码	AC								
变频器停止原因	iTC								
室内机总容量(×1/8HP)	CP								
室内机总数量	AA								
制冷系统地址	GA								
测试结论:									
测试人签字:									

8.9.6 竣工验收

多联机工程的验收,是在工程施工质量得到有效监控的前提下,安装单位通过整个分部工程的试运转、调试、参数状态和观感质量的检查,将质量合格的工程移交给用户的过程。

参与验收的人员一般包括安装单位、监理单位、业主、设备厂家等,验收合格后即应办理竣工验收手续。

竣工验收时的资料,一般包括下列文件和记录:

- ① 图纸会审记录、设计变更通知书和竣工图;
- ② 主要设备、材料的出厂合格证明及进场检(试)验报告;

- ③ 隐蔽工程检查验收记录；
- ④ 制冷系统气密性检验记录；
- ⑤ 系统单机试运转和联合调试记录；
- ⑥ 竣工验收记录。

8.10 试运行及故障查找

系统调试完毕后，即可投入试运行。试运行时要检查室内机的出风、风机的运转声音是否正常，是否满足效果要求，控制器（有线遥控器和无线遥控器）上的各项按键操作是否正常、灵敏，开关机是否正常等。同时需要对用户进行现场培训，包括讲解操作、使用及简单的故障处理。

所谓故障就是空调系统运行过程中出现异常，通常表现为系统运行不稳定、停机、零部件损坏、异常振动、噪声等。

所谓保护是指当系统中的某些参数达到一定的数值后，系统会通过本身的调节能力在一定范围内对运行参数进行有限调整，以使系统达到基本稳定的运行状态，从而避免造成零部件的损坏甚至停机等不良后果。

故障是指已经超出既定范围，仅仅依靠系统本身的调节机制已无法使系统恢复正常运行。只要出现故障，系统必将停止运行；只有排除故障，系统才能运行。保护是指还没有超出正常的运行范围，系统正试图通过自身参数的调节，使其恢复到正常值。保护是一种缩退控制，能有效减少故障而引起的频繁停机。图 8-38 是系统发生故障与系统保护控制中的参数变化。

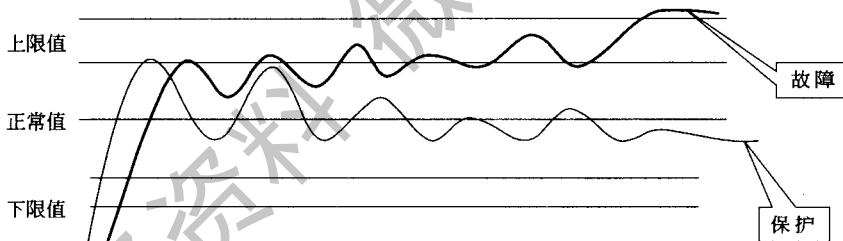


图 8-38 系统发生故障与系统保护控制中的参数变化

8.10.1 查找方法

可以依照室外机的七段显示码和线控器显示上所显示的故障代码来查找分析设备的故障。

(1) 室外机

- ① 观察七段码显示。
- ② 观察各类指示灯，包括电源指示灯、通讯指示灯等。
- ③ 听、看、摸。听是否有电磁阀、电子膨胀阀、压缩机等的动作声音或其他异常声音；看风扇是否正常运转；摸气液管温度是否正常等。

(2) 室内机 电源指示灯、通讯指示灯等闪烁是否正常，室内风扇运转是否正常，气液

管温度是否正常及是否有其他异常声音等。

(3) 线控器 开关指示灯是否正常, 是否有故障代码显示等。

处理不良或故障必须先了解保护代码和故障代码的意义。详细说明示于表 8-8、表 8-9、表 8-10 中。

表 8-8 室外机保护控制启动条件

代 码	保 护 控 制	启 动 条 件
P01	压比控制	压比 ≥ 9 [$p_d/(p_s+1.3)] \leq 2.2$ →频率升高
P02	高压压力升高保护	$p_d \geq 2.35 \text{MPa}$ (23.5kgf/cm ² G)→频率降低
P03	电流保护	变频器输出电流 $\geq 12.5 \text{A}$ →频率降低
P04	温度上升保护	温度 $> 79^\circ\text{C}$ →频率降低
P05	排气温度升高保护	压缩机顶部温度升高→频率降低(根据频率不同,温度上限不同)
P06	低压压力降低保护	低压压力降低→频率降低(根据室外环境温度不同,压力下限不同)
P07	四通阀切换控制	$\Delta p = p_d - p_s$ $\Delta p < 0.5 \text{MPa}$ (5kgf/cm ² G)→频率升高 $\Delta p > 1.3 \text{MPa}$ (13kgf/cm ² G)→频率降低
P08	油返回控制	频率 $< 40 \text{Hz}$ 持续 1h 以上→频率升高 $\geq 40 \text{Hz}$
P09	高压压力降低保护	$p_d \leq 0.69 \text{MPa}$ (7.0kgf/cm ² G)→频率升高(制冷) $p_d \leq 1.52 \text{MPa}$ (15.5kgf/cm ² G)→频率升高(制热)
P11	压比降低重试	压比[$p_d/(p_s+1.3)] \leq 1.8$ →重试
P12	低压压力升高重试	$p_s > 0.9 \text{MPa}$ (9.0kgf/cm ² G)
P13	高压压力升高重试	$p_d > 2.7 \text{MPa}$ (27kgf/cm ² G) [如果是 20~30Hz, $p_d > 2.5 \text{MPa}$ (25kgf/cm ² G)]
P14	定速压机过电流重试	电流 \geq 上限值 ^① 或 $\leq 0.9 \text{A}$
P15	真空/排气温度升高引起的重试	如果 $p_s < 0.02 \text{MPa}$ (0.2kgf/cm ² G) 超过 12min, $T_d \geq 132^\circ\text{C}$ 超过 10min, 或 $T_d \geq 140^\circ\text{C}$ 超过 5s
P16	排气过热度降低重试	$T_dSH < 10^\circ\text{C}$ 持续 1h
P17	变频器跳开引起重试	模块自动停止, 过热保护或电流传感器异常触发
P18	过欠压引起重试	变频器回路、CB condenser 部分过欠压
P19	其他保护控制	变频器 RESET、电子膨胀阀初期设定

① 电路上限值;

注: 1. 保护控制时, 保护控制代码显示;

2. 保护控制退出后, 保护控制代码显示结束;

3. 重试控制后, 监控状态持续 30min。

表 8-9 电路上限值

室外机	380~415V, 50Hz	380V, 60Hz	220V, 60Hz
8HP	12.1A	12.6A	23.9A
10HP	15.0A	15.8A	30.5A
16HP	17.8A	18.8A	36.2A
20HP	17.8A	18.8A	36.2A

表 8-10 故障代码

代码	类别	异常内容	原因
01	室内机	保护装置触发	风扇电机、排水泵、PCB、继电器故障
02	室外机	保护装置触发	PSH 启动
03	通讯	室内外机之间	接线错误、PCB 故障、保险丝跳开、电源中断
04	变频器	变频器与控制 PCB 间异常	PCB 之间通讯故障
05	通讯	电源线异常	逆相或缺项
06	电压下降	室外机过欠压异常	电源电压下降,接线错误或配电容量不足
07	循环	排气过热度下降	制冷剂充注过量,膨胀阀全开锁死
08		排气过热度下降	制冷剂不足,制冷剂泄漏或堵塞,膨胀阀全关锁死
09	室外机	保护装置触发	风扇电动机故障
11	室内机 传感器	进风温度热敏电阻	热敏电阻、传感器、连接故障
12		出风温度热敏电阻	
13		防冻结保护热敏电阻	
14		气管温度热敏电阻	
19		风扇电动机保护装置触发	风扇电动机故障
21	室外机 传感器	高压压力传感器	热敏电阻、传感器、连接故障
22		室外温度热敏电阻	
23		压缩机排气温度热敏电阻	
24		蒸发温度热敏电阻	
29		低压压力传感器	
30	系统	接线错误	室外机、CH 装置和室内机间接线错误
31		室内外机设置错误	容量代码设置错误
32		其他室内机通讯异常	其他室内机的电源、PCB 故障 其他处于同一制冷循环的室内机故障
35		室内外机编号设置错误	同一制冷循环的室内机编号相同
38		室外机保护电路异常	室内机 PCB 故障,连接至室外机 PCB 接线错误
39		定速压缩机运行电流异常	过电流、保险丝熔断或电流传感器故障
43		压力	压比降低保护触发
44	低压压力升高保护触发		制冷时室内机负荷过大; 制热时室外温度高,电子膨胀阀全开锁死
45	高压压力升高保护触发		过负荷运行,制冷剂过量,热交换器堵塞
46	高压压力降低保护触发		制冷剂不足
47	低压压力降低保护触发		制冷剂不足、电子膨胀阀全关锁死、制冷剂泄漏
51	变频器	变频器电流传感器异常	变频器 PCB 电流传感器故障
52		过电流保护触发	过负荷、过电流、压缩机卡死
53		IPM 保护触发	IPM 自动停止(过电流、低电压或过热)
59	交流斩波器	交流斩波器电流保护	MOSFET、供电、风扇电动机电流互感器故障
EE	变频器	压缩机保护	6h 内出现 3 次损坏压缩机方面的警报

8.10.2 一般故障分析

(1) 室内机制冷不足 (图 8-39)

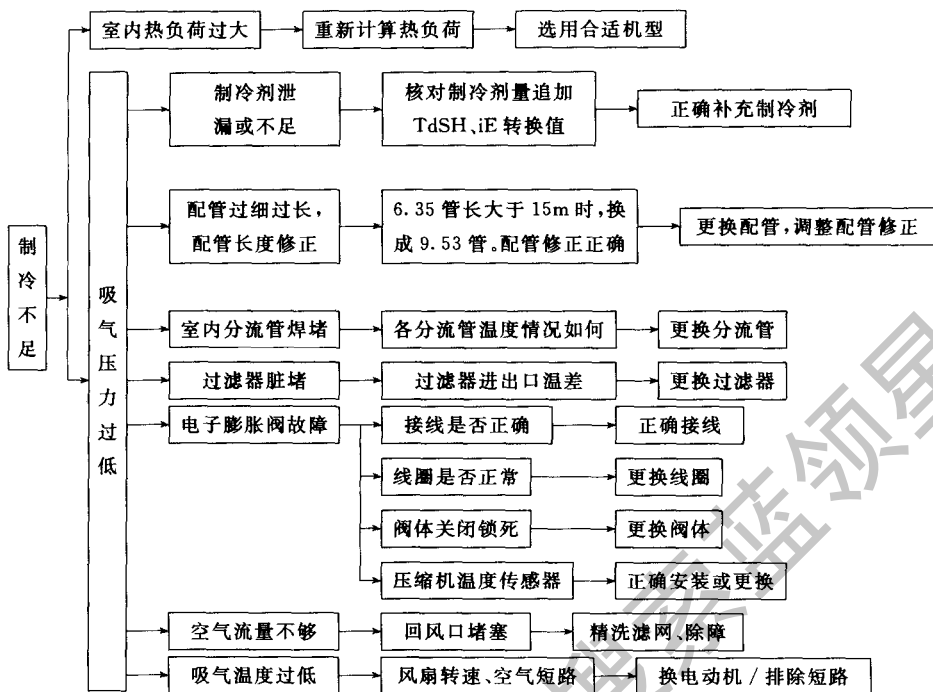


图 8-39 室内机制冷不足的故障分析

(2) 室外机制冷不足 (图 8-40)

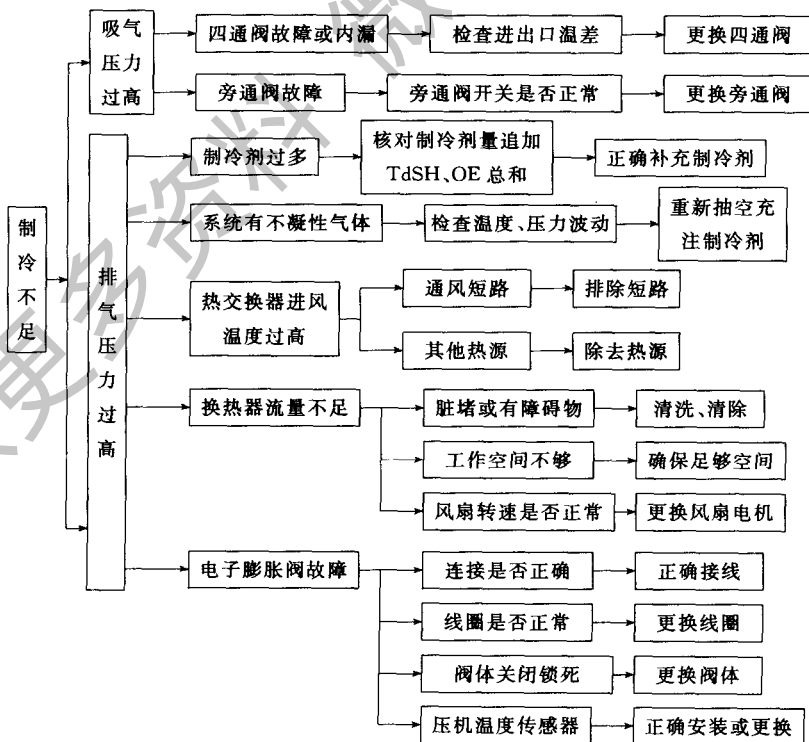


图 8-40 室外机制冷不足的故障分析

(3) 制热不足 (图 8-41)

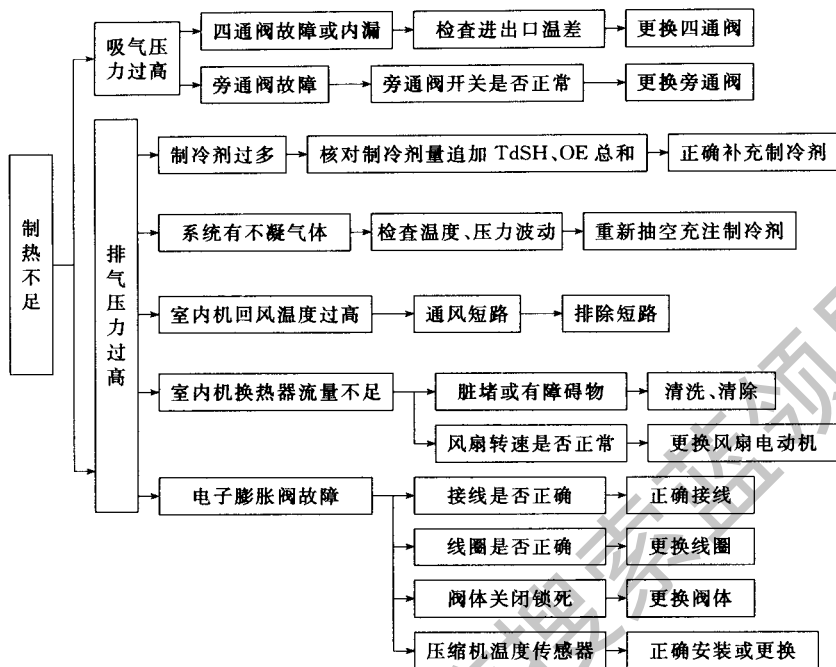


图 8-41 制热不足的故障分析

(4) 其他不良 (图 8-42)

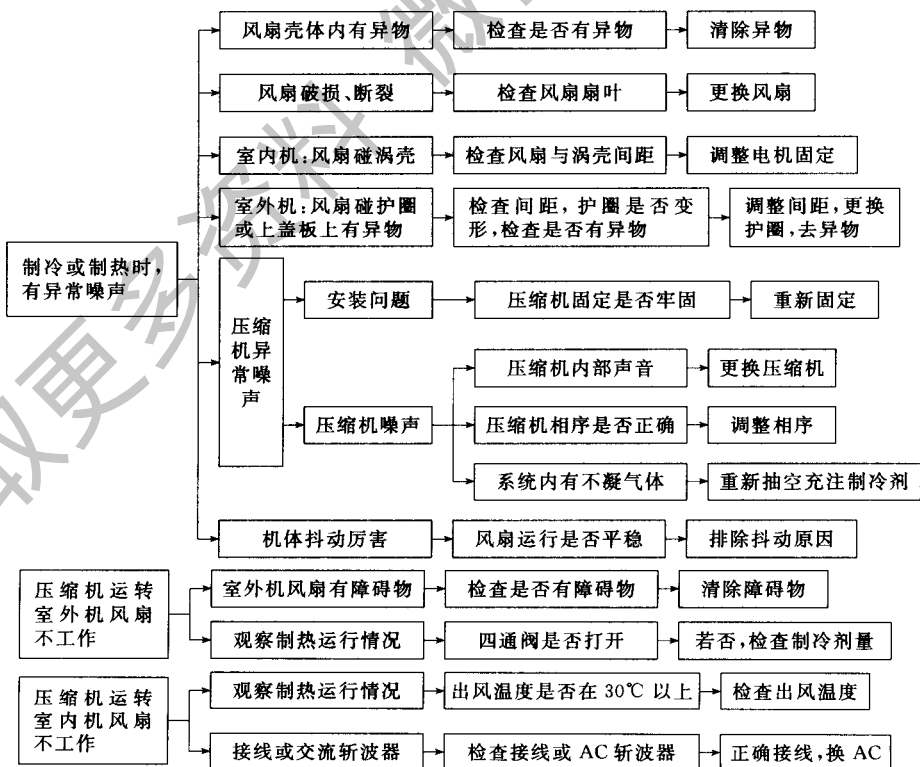


图 8-42 其他不良的故障分析

参 考 文 献

- 1 戴永庆主编. 溴化锂吸收式制冷空调技术实用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 2 Mcquiston F C, Parker J D, Spitler J D. Heating, Ventilating and Air Conditioning—Analysis and Design. 5th edn. New York: John Wiley & Sons, 2000
- 3 俞炳丰主编. 制冷与空调应用新技术. 北京: 化学工业出版社, 2002
- 4 Calm J M. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21: 308~321
- 5 任金禄. 冷冻空调标准与检测, 2004, (1): 6~12
- 6 Xia Peter. 冷冻空调标准与检测, 2004, (1): 1~5
- 7 朱明善等. 从 LCCP 的观点展望制冷剂的应用和发展趋势. 中国制冷空调行业发展论坛. 北京, 2003
- 8 Calm J M. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25: 705~715
- 9 郑贤德主编. 制冷原理与装置. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 10 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
- 11 薛殿华主编. 空气调节. 北京: 清华大学出版社, 1991
- 12 电子工业部第十设计院主编. 空气调节设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983
- 13 韩宝琪, 李树林主编. 制冷空调原理及应用. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 14 陈沛霖, 岳孝方主编. 空调与制冷技术手册. 上海: 同济大学出版社, 1990
- 15 龙惟定, 周辉. 暖通空调 HV&AC, 暖通空调与 SARS 特集, 2003, 33: 8~12
- 16 沈晋明, 邓伟鹏. 暖通空调 HV&AC, 暖通空调与 SARS 特集, 2003, 33: 16~19
- 17 江亿. 暖通空调 HV&AC, 暖通空调与 SARS 特集, 2003, 33: 4~7
- 18 曹安民, 王道, 何洪. 污染防治技术, 2002, 15 (1): 10~13
- 19 张寅平, 赵彬等. 暖通空调 HV&AC, 暖通空调与 SARS 特集, 2003, 33: 41~46
- 20 殷平. 暖通空调 HV&AC, 暖通空调与 SARS 特集, 2003, 33: 20~30
- 21 Rousseau C P, Rhodes W W. *ASHRAE Transactions*, 1993, 99 (2): 1201~1204
- 22 刘来红, 王世宏. 空气过滤器的发展及其应用. 过滤与分离, 2000, 10 (4): 8~9, 18
- 23 James D Miller. *ASHRAE Journal*, 2002, 44 (12): 18~28
- 24 Kowalski W J, Bahnfleth W P. *Heating/Piping/Air Conditioning Engineering*, 2002, 1: 57~69
- 25 Okamoto M, Toge H, Furuhashi M, et al. Studies on the Antibacterial Air Filter. Institute of Environmental Sciences-Proceedings, Annual Technical Meeting, 1998: 122~128
- 26 刘仁龙, 张云怀, 张丙怀. 重庆大学学报 (自然科学版), 2002, 25 (6): 92~97
- 27 彭晓春, 陈新庚等. 环境污染治理技术与设备, 2002, 3 (1): 1~6
- 28 Daniel M Blake, Pin-Ching Maness, Zheng Huang, et al. *Separation and Purification Methods*, 1999, 28 (1): 1~50
- 29 张兴华, 耿世彬. 制冷与空调, 2002, 2 (6): 6~8
- 30 刘建国, 刘洋等. 重庆环境科学, 2002, 24 (3): 79~82
- 31 胡辉, 李胜利等. 高压电器, 2002, 38 (4): 48~51
- 32 罗跃辉, 杨兰均等. 高电压技术, 2001, 27 (5): 39~40
- 33 Reece Roth J, Daniel M Sherman, Rami Ben Gadr. *IEEE Trans On Plasma Science*, 2000, 28 (1)
- 34 Jen-Shih Chang. *Science and Technology of Advanced Materials*. 2001, 2: 571~576
- 35 James Sbrolla. *Building*, 2003, 53 (1): 13~14
- 36 俞炳丰, 张斌, 孔琼香. 空调制造业对生物污染的防治策略. 中国制冷空调工业协会, 中国制冷空调行业高层研讨会会议论文集, 2003, 8: 27~34
- 37 石文星. 变制冷剂流量空调系统特性及其控制策略研究 [学位论文]. 北京: 清华大学热能系, 2000
- 38 史剑春. 制冷技术, 1996, (4): 47~51
- 39 张智力, 吴喜平. 能源技术, 2002, (2): 59~61
- 40 缪道平, 吴业正主编. 制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 2004. 107~135
- 41 符曦编著. 高磁场永磁式电动机及其驱动系统. 北京: 机械工业出版社, 2001. 165~188

- 42 俞炳丰主编. 中央空调新技术及其应用. 北京: 化学工业出版社, 2005. 335~369
- 43 张相军. 无刷直流电机无位置传感器控制技术的研究 [学位论文]. 上海: 上海大学, 2001
- 44 李志民, 张遇杰. 同步电动机调速系统. 北京: 机械工业出版社, 2001. 78~97
- 45 朱瑞琪主编. 制冷装置自动化. 西安: 西安交通大学出版社, 1993. 80~87
- 46 蒋能照, 张华主编. 家用中央空调实用技术. 机械工业出版社, 2002
- 47 马最良, 姚扬主编. 民用建筑空调设计. 化学工业出版社, 2003
- 48 赵荣义主编. 简明空调设计手册. 中国建筑工业出版社, 1998
- 49 中国有色工程设计研究总院. 采暖通风与空气调节设计规范 (GB 50019—2003). 中国计划出版社, 2004
- 50 中华人民共和国公安部. 建筑设计防火规范 (GBJ 16—87). 中国计划出版社, 2001
- 51 中华人民共和国公安部. 高层民用建筑设计防火规范 (GB 50045—95). 中国计划出版社, 2001
- 52 建设部工程质量安全监督与行业发展司、中国建筑标准设计研究所. 暖通空调动力. 中国计划出版社, 2003
- 53 中华人民共和国建设部. 住宅设计规范 (GB 50096—1999). 中国建筑工业出版社, 1999
- 54 中华人民共和国建设部. 总图制图标准 (GB/T 50103—2001). 中国计划出版社, 2001
- 55 中华人民共和国建设部. 暖通空调制图标准 (GB/T 50114—2001). 中国计划出版社, 2001
- 56 中华人民共和国建设部. 通风与空调工程施工质量与验收规范 (GB 50243—2002). 中国计划出版社, 2002
- 57 沈阳市城乡建设委员会. 建筑给水排水及采暖工程施工质量验收规范 (GB 50242—2002). 中国建筑工业出版社, 2002
- 58 中国建筑科学研究院中国建筑业协会建筑节能专业委员会. 公共建筑节能设计标准 (GB 50189—2005). 中国建筑工业出版社, 2005