

制冷与空调

应用新技术

俞炳丰 主编

获取更多资料 微信搜索蓝盾图书



化学工业出版社

工业装备与信息工程出版中心

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

ISBN 7-5025-3968-9



9 787502 539689 >

ISBN 7-5025-3968-9/TB·8 定价：38.00元

制冷与空调应用新技术

俞炳丰 主编

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

化学工业出版社
工业装备与信息工程出版中心
·北京·

(京) 新登字 039 号

图书在版编目(CIP)数据

制冷与空调应用新技术/俞炳丰主编. —北京:化学工业出版社, 2002.10
ISBN 7-5025-3968-9

I. 制… II. 俞… III. 制冷技术 IV. TB66

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 051069 号

制冷与空调应用新技术

俞炳丰 主编

责任编辑: 戴燕红

责任校对: 凌亚男

封面设计: 蒋艳君

*

化学工业出版社 出版发行
工业装备与信息工程出版中心

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

发行电话: (010) 64982530

<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销

北京管庄永胜印刷厂印刷

三河市延风装订厂装订

开本 787 毫米×1092 毫米 1/16 印张 19 字数 467 千字

2002 年 10 月第 1 版 2002 年 10 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-3968-9/TB·8

定 价: 38.00 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

近年来，制冷空调业随着国民经济的发展和人民生活水平的提高得到了空前的发展。同时，制冷空调技术的进步伴随着相关技术与制冷空调技术的结合与渗透，呈现出节能化、环保化、智能化的显著特点。相关技术的发展有力地促进了空调制冷技术的进步，反过来，空调制冷技术的进步也大大推进了相关学科应用研究的发展。

将近年来制冷空调领域应用的新技术介绍给广大工程技术人员和高等院校的学生一直是我们的心愿。本书的编写与出版使我们的愿望得以实现。我们衷心希望本书能使读者对于制冷空调学科和相关学科的相互结合与渗透有所了解，拓宽知识面，并能对他们的学习和工作起到启迪和促进的作用。

目前制冷空调领域中应用的新技术很多，本书只介绍其中的若干新技术。这些新技术包括 CFCs 和 HCFCs 制冷剂的替代、智能控制、蓄冷技术、CO₂ 汽车空调和流体流速测量技术。在这些新技术的介绍中，不仅阐述了这些新技术的应用背景及基本理论，而且介绍了这些新技术在制冷空调中的应用情况，还指出了这些新技术在制冷空调应用中的研究方向。

本书第 1 章 CFCs 和 HCFCs 制冷剂替代由西安交通大学俞炳丰教授编写，第 2 章智能控制由西安交通大学沈传文博士编写，第 3 章蓄冷技术由中国科技大学陈则韶教授编写，第 4 章 CO₂ 汽车空调由上海交通大学丁国良教授编写，第 5 章流体流速测量技术由西安交通大学宫武旗博士编写，由俞炳丰教授对全书进行了统稿。在本书统稿中，得到了张群力研究生在文字、插图处理方面的大力协助，在此表示由衷的感谢。

本书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的教材。制冷空调业的研发人员、设计人员可通过学习本书掌握这些新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也可用于制冷空调业技术人员、维修人员、管理人员的培训。

由于本书的编写是一个初步尝试，加上作者水平所限，不当与错误之处在所难免，敬请广大读者批评指正。

俞炳丰

2002 年 7 月 2 日于西安

目 录

1 CFCs 和 HCFCs 制冷剂替代	1
1.1 臭氧消耗和全球变暖	1
1.1.1 臭氧层及臭氧消耗	1
1.1.2 蒙特利尔议定书	4
1.1.3 温室效应和全球变暖	7
1.2 制冷剂	9
1.2.1 制冷剂的种类和符号表示	10
1.2.2 选择制冷剂的原则	11
1.2.3 健康和安全的考虑	11
1.2.4 制冷剂安全充灌量	17
1.2.5 替代制冷剂	20
1.3 冰箱及冷柜	21
1.3.1 替代制冷剂简介	21
1.3.2 R600a 在家用冰箱中的替代	22
1.3.3 混合物制冷剂在家用冰箱中的替代	25
1.3.4 HFC-134a 在家用冰箱中的替代	29
1.4 冷水机组	31
1.4.1 CFC-11 冷水机组改用 HCFC-123	32
1.4.2 CFC-12 冷水机组改用 HFC-134a	34
1.4.3 R500 冷水机组改用 HFC-134a	36
1.4.4 CFC-114 系统的改装	36
1.4.5 各种改装方案的相对总费用和改装后机组预计性能	36
1.4.6 改装工艺过程	37
1.4.7 更新方案	38
1.5 空调机组	38
1.5.1 AREP 项目	39
1.5.2 R407C 与 R410A 替代 HCFC-22	40
1.5.3 HCFC-22 替代的研究动态	42
1.6 商业制冷、冷藏与食品加工、工业制冷、运输制冷	45
1.6.1 商业制冷	45
1.6.2 冷藏与食品加工	47
1.6.3 工业制冷	49
1.6.4 运输制冷	50
1.7 汽车空调	50
1.7.1 SNAP 计划认可的汽车空调用制冷剂替代物	50

1.7.2	SNAP 认可的汽车空调替代制冷剂的评估	50
1.7.3	HFC-134a 及 HCFC-22/HFC-152a	53
1.7.4	CO ₂ 汽车空调系统	55
1.8	隔热材料发泡剂的 CFCs 替代	55
1.8.1	替代发泡剂的主要性质	56
1.8.2	替代发泡剂在泡沫材料中的应用	58
1.8.3	真空隔热技术	60
1.9	可替换的制冷技术	62
1.9.1	蒸气压缩及所用的制冷剂	62
1.9.2	吸收(附)、气体循环和其他冷却技术	63
	参考文献	65
2	制冷与空调系统的智能控制	68
2.1	智能控制	68
2.1.1	智能控制系统的发展概况	68
2.1.2	模糊控制	74
2.1.3	神经网络控制	77
2.2	电力电子技术在制冷技术上的应用和发展	83
2.2.1	数字处理芯片 DSP 的发展及应用	83
2.2.2	智能功率模块 IPM 的应用	86
2.2.3	变频调速技术理论的发展及应用	90
2.2.4	逆变器脉宽调制(PWM)控制方法	91
2.3	电子膨胀阀在制冷技术上的应用	97
2.4	变频空调智能控制系统	100
2.4.1	变频空调对自动控制系统的要求	100
2.4.2	智能变频空调器电控系统的硬件方案	102
2.4.3	智能控制在变频空调中的应用	111
2.4.4	变频中央空调系统的智能控制	112
2.5	制冷与空调系统电气控制技术未来的发展	114
2.5.1	智能信息家电及家庭网络技术简介	114
2.5.2	信息家电平台内部联网接口方案	116
2.5.3	家庭网络布线系统	119
2.5.4	基于网络环境的制冷家电的设计与功能	119
	参考文献	121
3	蓄冷技术	123
3.1	蓄冷技术的基础知识	123
3.1.1	应用背景	123
3.1.2	蓄冷空调的基本原理	124
3.1.3	蓄冷空调设计的基本步骤	125
3.1.4	蓄冷空调的蓄冷剂选择原则	131
3.1.5	蓄冷空调的经济分析	132

3.2	冰蓄冷空调系统	134
3.2.1	冰蓄冷空调系统的若干方案	134
3.2.2	蓄冰特性	138
3.2.3	封装冰的熔冰特性	149
3.2.4	动态蓄冰空调	154
3.2.5	冰蓄冷空调系统	157
3.2.6	冰蓄冷空调系统的具体设计和安装工程中几个应注意的问题	160
3.3	高温相变潜热蓄冷空调系统	166
3.3.1	概述	166
3.3.2	高温相变蓄冷材料物性的测试方法	167
3.3.3	PCM相变潜热蓄冷空调系统	170
3.4	高温水蓄冷空调系统	171
3.4.1	高温水蓄冷空调的原理	171
3.4.2	高温水蓄冷空调系统	172
3.4.3	过冷蓄冷系统的循环特性	173
3.4.4	高温水蓄冷空调实验研究	179
3.5	结论	180
	参考文献	180
4	CO ₂ 汽车空调	182
4.1	概述	182
4.1.1	CO ₂ 作为制冷剂的历史	182
4.1.2	CO ₂ 制冷剂的再受重视	183
4.1.3	CO ₂ 的性质	184
4.1.4	CO ₂ 跨(超)临界循环及其特点	186
4.2	跨临界CO ₂ 汽车空调结构与特性	187
4.2.1	CO ₂ 汽车空调结构	187
4.2.2	CO ₂ 汽车空调性能	189
4.2.3	CO ₂ 汽车空调环保特性	193
4.3	CO ₂ 压缩机	195
4.3.1	CO ₂ 压缩机的发展	195
4.3.2	往复式CO ₂ 压缩机	195
4.3.3	涡旋式CO ₂ 压缩机	200
4.3.4	滑片式CO ₂ 压缩机	202
4.3.5	回转式CO ₂ 压缩机	205
4.3.6	CO ₂ 压缩机润滑油及密封材料	207
4.4	CO ₂ 换热器	208
4.4.1	CO ₂ 换热器的设计要求	208
4.4.2	管翅式换热器	210
4.4.3	微通道换热器	211
4.5	辅助设备及其对系统控制特性的影响	219

4.5.1	系统参数控制及其特性	219
4.5.2	冷热媒参数控制及其特性	223
4.5.3	安全性	223
4.6	CO ₂ 强迫对流流动和换热	224
4.6.1	CO ₂ 强迫对流沸腾流动和换热	224
4.6.2	超临界 CO ₂ 强迫对流冷却流动和换热	229
4.7	跨临界 CO ₂ 汽车空调系统性能仿真与优化	234
4.7.1	影响跨临界 CO ₂ 汽车空调系统性能的参数分析	234
4.7.2	跨临界 CO ₂ 汽车空调稳态仿真	235
4.7.3	各种跨临界 CO ₂ 制冷循环仿真	238
	参考文献	241
5	流体流动测量技术的发展	244
5.1	热线热膜风速仪技术	244
5.1.1	概述	244
5.1.2	热线的热交换理论	244
5.1.3	热线的静态特性	245
5.1.4	热线的动态特性	246
5.1.5	预移相型热线风速仪简介	249
5.1.6	探头的选择和校准	250
5.1.7	热线测量系统的误差分析	253
5.1.8	热线测量结果的修正	254
5.1.9	热线技术在流动测量中的应用	257
5.1.10	热线技术在其他参量测量中的应用	260
5.1.11	热线风速仪在空调用贯流风扇中的应用	264
5.2	激光多普勒测速技术	267
5.2.1	多普勒效应	267
5.2.2	激光多普勒测速原理	268
5.2.3	速度测量方法	270
5.2.4	激光多普勒系统	271
5.2.5	流动方向模糊性判定	275
5.2.6	示踪粒子	275
5.2.7	在空调研究中的应用	276
5.3	粒子图像测速技术	280
5.3.1	概述	280
5.3.2	PIV 基本原理	280
5.3.3	图像分析方法	281
5.3.4	PIV 系统组成	284
5.3.5	图像漂移法——方向模糊问题的解决方案	287
5.3.6	PIV 的重要参数	288
	参考文献	291

1 CFCs 和 HCFCs 制冷剂替代

臭氧层破坏是当今全球性环境问题之一，它对人类健康和人类所依赖的生态环境造成了巨大的有害影响。保护臭氧层已经成了世界各国义不容辞的迫切任务。削减和淘汰 CFCs 和 HCFCs 在内的消耗臭氧层物质 (ODS) 不仅对于保护臭氧层进而保护环境有着十分重要的意义，也是许多相关领域中开展科学研究和技术革新的强大推动力。由于制冷与空调领域中广泛采用的 CFCs 和 HCFCs 对臭氧层有破坏作用以及产生温室效应，因此 CFCs 和 HCFCs 制冷剂的替代显得尤为重要^[1]。

1.1 臭氧消耗和全球变暖

1.1.1 臭氧层及臭氧消耗

臭氧层存在于地球表面上空 10~50km 的区域内，见图 1-1 所示。

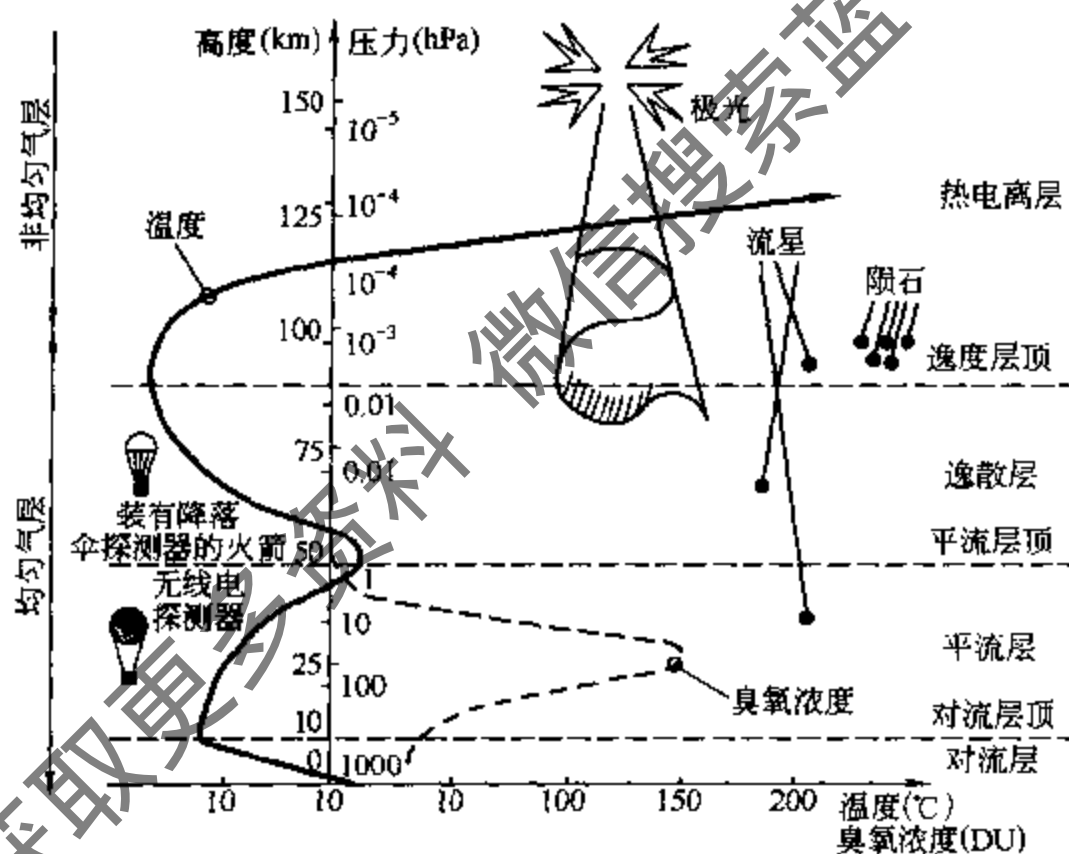


图 1-1 地球大气的组成^[2]

大气的总臭氧层量包括平流层臭氧及对流层臭氧两大部分，它们对人类的影响并不相同。离地 10km 以上的臭氧即平流层臭氧约占垂直空气中总臭氧量的 80%，能吸收大部分太阳辐射紫外线，避免其危害地表生物。此层臭氧常被称为臭氧层，其浓度最大值出现在 20~30km 高空。平流层臭氧的减少是造成南极臭氧空洞与全球总臭氧减少的主要原因。近地面 10km 以内的对流层臭氧约占总臭氧量的 15%。对流层臭氧持续增加，将会增强大气温室效应，加速全球变暖。

大气的总臭氧量可以用臭氧分光仪、臭氧探空或人造卫星来观测。臭氧浓度用多布森单位 (Dobson Unit, 简称为 DU) 表示。假定垂直空气柱的臭氧全部集中起来成为一个纯臭氧层，此臭氧层在 0℃、一个大气压的标准状态下的厚度代表臭氧总含量，厚度为千分之一

厘米时被定义为一个多布森单位 (1DU)。总臭氧量随时空不同而改变, 一般而言全球大气的平均臭氧量在 300DU 左右。所谓“南极臭氧空洞”并不表示该地区总臭氧量为零或真正有个空洞, 而是指南极春天总臭氧量低于 200DU 的区域。

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:

① 免疫系统受到破坏及皮肤癌罹患率增加 UV-B 会抑制皮肤中抗体生成细胞的活力, 长时间曝晒下人体免疫系统受到破坏, 使人体易感染疾病。会导致皮肤癌, 皮肤免疫反应受到破坏的结果也会使免疫系统无法抑制肿瘤的生长。美国环保局的调研结果显示, 臭氧层的臭氧浓度每减少 1%, 到达地面的 UV-B 增加 1.3%~1.8%, 皮肤癌患者就上升 2%, 且死于皮肤癌的人数会增加 0.2%~0.3%。

② 白内障罹患率增加 UV-B 会伤害眼角膜、水晶体及视网膜, 进而造成白内障, 甚至导致失明。

③ 海洋食物网会受到严重干扰 海洋中的浮游生物及微小生物是其他生物的基本食物来源, 然而它们缺乏外层保护, 对 UV-B 非常敏感。鱼类和其他海洋生物也会受到 UV-B 的伤害, 进而影响捕鱼量。

④ 干扰陆地生态系统 例如, UV-B 会降低微生物的固氮能力, 影响稻米生长。

⑤ 加剧空气污染 UV-B 的增加促进氮氧化物浓度较高地区的化学反应而产生地表臭氧及其他空气污染物, 使该地区空气品质恶化, 并且造成酸雨问题。

⑥ 加速户外塑胶材料的老化 紫外线增加会导致户外塑胶材质的建材及物品加速分解而缩短使用寿命。

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。需要指出的是, 臭氧本身在自然界可以被太阳紫外线破坏并产生氧, 但是这个过程和与之相反的反应 (从氧到臭氧) 在地球的整个历史中一直同时存在, 并处于平衡状态。所以在人工合成的化学品出现前, 大气中的臭氧量一直保持相对不变。

世界气象组织 (WMO) 自 20 世纪 70 年代起对南极上空的总臭氧量进行了测量。测量结果表明, 一年中的某些月份里平流层内的臭氧量减少。例如, 1992 年 10 月南极上空臭氧空洞的面积达到北美大陆面积的大小, 是 1991 年同期的 1.15 倍, 其臭氧层损耗接近 80%。1995 年 7 月底至 9 月初, 南极上空臭氧空洞的面积达 1000 万平方公里, 与欧洲面积一样大, 在此期间, 其臭氧量小于 200DU。1999 年 9 月, 南极上空臭氧空洞达 2500 万平方公里, 其臭氧量小于 180DU。1960 年以来大气中氯已上升 500%, 现已达到 2000 万吨。1986~1989 年期间, 仅 CFCs 就散发出 100 万吨氯。显然, 一些长寿命的含氯化合物对臭氧层损耗负有责任。这些化合物被用作制冷剂、发泡剂、清洗剂和气溶胶推进剂等。长寿命的

含溴化合物，如哈龙，也有损耗臭氧层的作用。图 1-2 显示了臭氧量的减少。

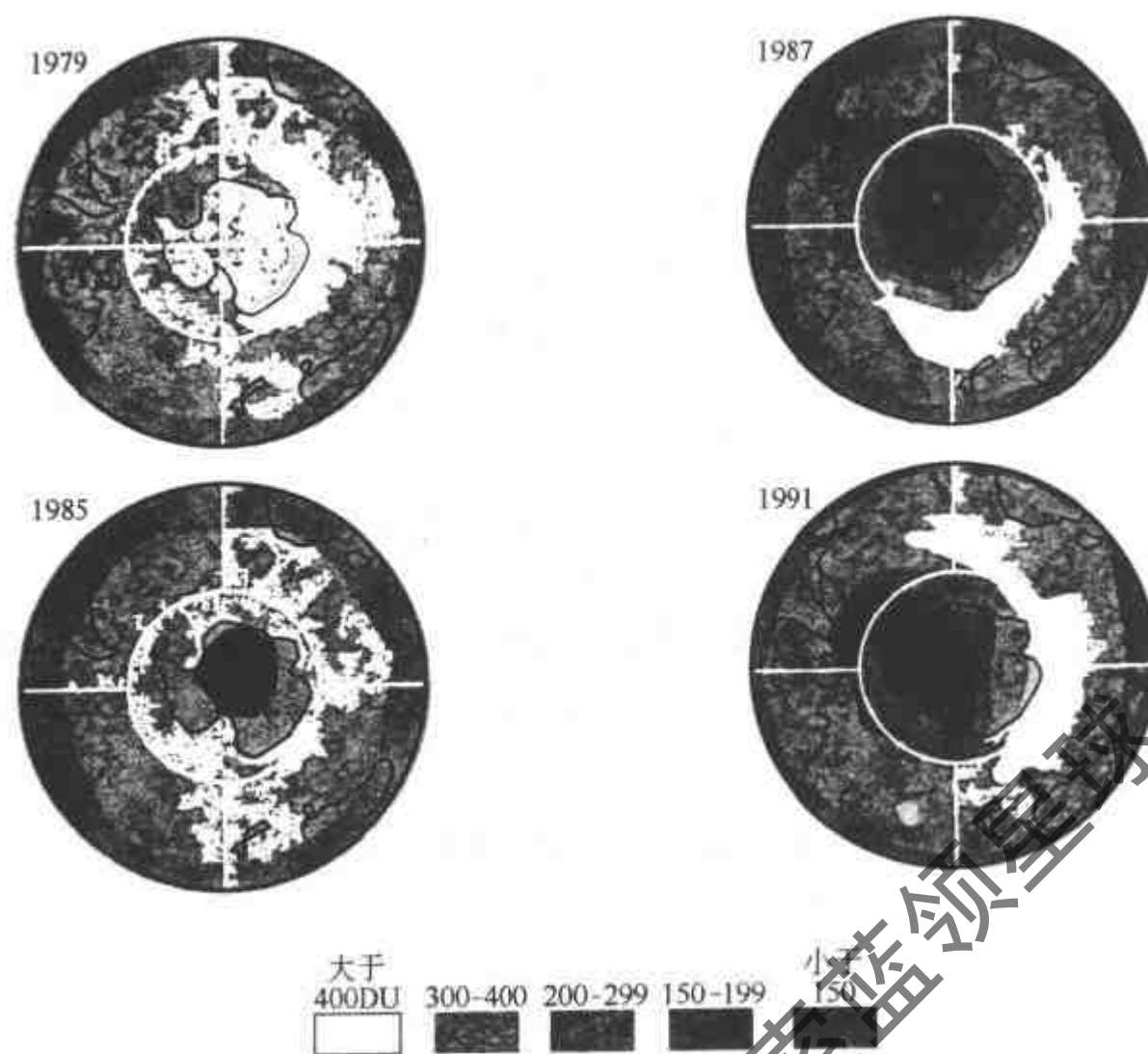


图 1-2 臭氧量随年份的变化图^[2]

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、GWP 值及其大气寿命。

表 1-1 一些典型制冷剂的 ODP、GWP 及大气寿命^[3]

制冷剂	大气寿命/年	ODP	GWP (按 100 年计)	制冷剂	大气寿命/年	ODP	GWP (按 100 年计)
CFC-11	50 ± 5	1.0	4000	HCFC-225ca	2.5	0.025	170
CFC-12	102	1.0	8500	HFC-23	264	0	11700
CFC-113	85	0.8	5000	HFC-32	5.6	0	650
CFC-114	300	1.0	9300	HFC-125	32.6	0	2800
CFC-115	1700	0.6	9300	HFC-134a	14.6	0	1300
HCFC-22	13.3	0.055	1700	HFC-143a	48.3	0	3800
HCFC-123	1.4	0.02	93	HFC-152a	1.5	0	140
HCFC-124	5.9	0.022	480	HC-170	—	0	11
HCFC-141b	9.4	0.11	630	HC-290	—	0	11
HCFC-142b	19.5	0.065	2000	HC-3110	—	0	11

溴元素对臭氧破坏的能力比氯更强，因此含有溴的氢溴氟烃 (HBFCs) 和哈龙是强有

力的消耗臭氧层的化合物。然而，氢氟烃（HFCs）不含溴或氯，其 ODP 值为 0。

1.1.2 蒙特利尔议定书^[2-10]

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。蒙特利尔议定书规定：从 1990 年起，至少每四年，各缔约国应根据已获得的科学、环境、技术和经济资料，对规定的控制措施进行评估。

1990 年 6 月，蒙特利尔议定书的缔约国在伦敦举行会议，针对臭氧层损耗要比预期的更快的事实，同意进一步限制消耗臭氧层物质的生产和消费。蒙特利尔议定书伦敦修正案规定，到 2000 年停止所有 CFCs 和哈龙的生产，并对其他化学品进行了新的限制。1992 年 11 月蒙特利尔缔约国再次在哥本哈根召开会议，会议决定加快受控物质（CFCs，哈龙，四氯化碳，甲基氯仿，HCFCs，HBFCs 和甲基溴化物）的淘汰进程，并规定了 HCFCs 的淘汰期限。表 1-2 分别给出了原蒙特利尔议定书、伦敦修正案、哥本哈根修正案、美国洁净空气法修正案和欧盟淘汰 CFCs 的时间表。该时间表是针对发达国家的，对于发展中国家，则给予 10 年宽限期。

表 1-2 发达国家淘汰计划——允许生产和消费量(基准值百分比)^[9] %

年 份	1987 蒙特利尔议定书	1990 蒙特利尔议定书 伦敦修正案	1992 蒙特利尔议定书哥本 哈根修正案	1990 美国洁净空气法 修正案	1994 欧盟计划
1990	100				
1991	100	100	85		
1992	100	100	80		
1993	80	80	75	50	
1994	80	80	25	25	15
1995	80	50	25	25	0
1996	80	50	0	0	
1997	80	15			
1998	80	15			
1999	50	15			
2000	50	0			

随着保护臭氧层日益紧迫的要求，蒙特利尔议定书缔约方大会又通过了蒙特利尔修正案（1997）和北京修正案（1999），对所控物质的种类、消费量基准和禁用时间又作了进一步的规定。发达国家已从 1996 年 1 月 1 日起百分之百禁止生产和使用 CFCs。按照“发展中国家缔约国受控物质控制进程”要求，发展中国家应从 1999 年 7 月 1 日起，将 CFC-11、CFC-12、CFC-113、CFC-114 和 CFC-115 的消费量冻结在 1995~1997 年的年平均数或按年人均 0.3kg 的水平（取其数值较低者作为控制基准），并于 2005 年 1 月 1 日起年生产量和消费量不超过控制基准的 50%，2007 年 1 月 1 日起年生产量和消费量不超过控制基准的 15%，2010 年停止生产和消费。

世界各国的共同努力和紧密合作，已使全球 CFCs 和其他消耗臭氧层物质的削减与淘汰取得可喜的成绩。UNEP 指出，到 1996 年全世界 CFCs 总生产量已由 1986 年的一百多万

ODP 吨降低到 16 万 ODP 吨；发达国家的 CFCs 消费量由 1986 年的 946500 ODP 吨减少到 1996 年的 24000 ODP 吨；其中 16000 ODP 吨主要是经济转型国家 (CEIT) 的消费量, 8000 ODP 吨则用于一些发展中国家的基本需求。同期中发展中国家的 CFCs 消费量却从 135000 ODP 吨上升到 144000 ODP 吨。到 1996 年, 85.8% 的 CFCs 总消费量属于发展中国家。图 1-3 示出了 1986~1996 年间全球 CFCs 的生产量和消费量。

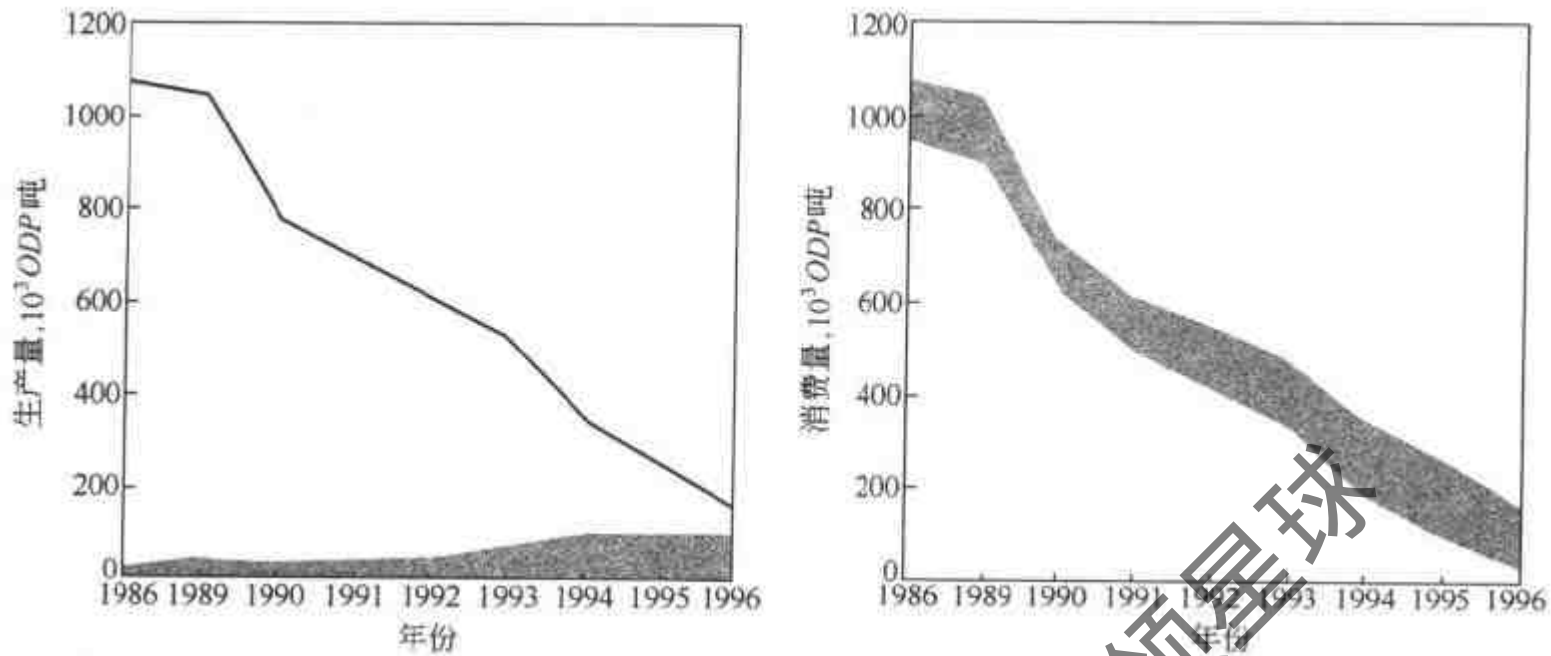


图 1-3 全球 CFCs 生产量与消费量

□—发达国家; ■—发展中国家

表 1-3 是发达国家的 HCFCs 禁用时间表。对于发展中国家, 要求在 2016 年起将 HCFCs 生产量和消费量冻结在 2015 年的消费水平上, 到 2040 年全部淘汰 HCFCs^[9]。

表 1-3 HCFCs 禁用时间表(发达国家)^[11]

1. 蒙特利尔议定书缔约国	<ul style="list-style-type: none"> •1996.1.1:以 1989 年的 HCFCs 消费量加 2.8% CFCs 消费量的总和(折合到 ODP 吨)作为基准加以冻结 •2004.1.1:削减 35% •2010.1.1:削减 65% •2015.1.1:削减 95% •2020.1.1:削减 99.5% (0.5% 仅用于现有设备的维修) •2030.1.1:削减 100%
2. 美国	<ul style="list-style-type: none"> •2003.1.1:禁止 HCFC-141b 用于发泡剂 •2010.1.1:冻结 HCFC-22 和 HCFC-142b 的生产; 不再制造使用 HCFC-22 的新设备 •2015.1.1:冻结 HCFC-123 和 HCFC-124 的生产 •2020.1.1:禁用 HCFC-22 和 HCFC-141b; 不再制造使用 HCFC-123 和 HCFC-124 的新设备 •2030.1.1:禁用 HCFC-123 和 HCFC-124
3. 欧共同体国家	<ul style="list-style-type: none"> •2000.1.1:削减 50% •2004.1.1:削减 75% •2007.1.1:削减 90% •2015.1.1:削减 100%
4. 瑞士、意大利	•2000.1.1:禁用 HCFCs
5. 德国	•2000.1.1:禁用 HCFC-22
6. 瑞典、加拿大	•2010.1.1:禁用 HCFCs

1999年北京修正案决定：发达国家于2004年将其HCFCs生产冻结在其1989年生产和消费水平上，并在其后可以生产不超过其冻结水平的15%来满足其国内基本需求。决定发展中国家于2016年将其HCFCs生产冻结在其2015年生产和消费水平上，并将其后可以生产不超过其冻结水平的15%来满足国内基本需求^[10]。

值得注意的是，欧盟国家在保护全球环境方面一直扮演着先锋的角色。为了加快淘汰ODS，保护臭氧层，欧盟国家从2001年1月1日开始实施新的、更加严格的限制生产、使用和进出口氯氟烃类制冷剂（包括CFCs和HCFCs）及其产品的政策。该政策严格禁止欧盟国家使用已经禁用的CFCs，而对作为替代CFCs的过渡性替代品HCFCs提出了新的淘汰时间表，该淘汰时间表比蒙特利尔议定书规定的淘汰时间表还要早。新政策的内容包括对CFCs供应和CFCs制冷设备的限制，对新生产的HCFCs制冷设备的限制，对在用HCFCs制冷设备的限制，ODS的回收和销毁，防止ODS制冷剂的泄漏，对进出口贸易的限制。

例如，对新生产的HCFCs制冷设备的限制方面，欧盟在过去的有关政策中已对HCFCs的使用作出了限制，如严禁在新生产的家用冰箱和冷柜、汽车空调系统、公路公交车和铁路运输空调系统、冷库设备等产品中使用HCFCs，新政策则进一步要求从2001年1月1日开始，严禁在所有新生产的制冷和空调产品中使用HCFCs，仅有以下两种情况例外：①对于制冷量小于100kW的固定式空调设备，可以宽限到2002年7月1日；②对于可转换的空调-热泵设备，可以宽限到2004年1月1日。对在用HCFCs制冷设备的限制方面，从2010年1月1日开始严禁在维修过程中使用新生产的HCFCs，但允许使用回收的HCFCs。从2015年开始，严禁使用所有的HCFCs包括回收的HCFCs。对进出口贸易的限制方面，新政策的实施对含ODS制冷设备和空调产品的进出口带来许多限制，包括：①严禁进口和向市场投放含CFCs制冷剂的制冷设备和产品，除非这些设备和产品是在新政策生效以前生产的；②在有关HCFCs政策生效之前，允许进口含HCFCs的设备和产品。但生效之后，严禁进口含HCFCs的设备和产品，除非这些设备和产品是在有关政策生效日之前生产的；③严禁进出口含CFCs的制冷设备和产品，除非这些设备和产品是出口给发展中国家，以满足该发展中国家的国内需求；④对使用HCFCs的限制，不适用于将含HCFCs的设备和产品出口到允许使用HCFCs到2009年12月31日的国家的情况。但在2009年12月31日以后，将严禁含HCFCs的设备和产品出口。虽然我国政府至今未批准蒙特利尔议定书的哥本哈根修正案，没有承诺逐步削减和淘汰HCFCs的国际义务，但是我国的空调器生产企业（特别是出口量大的生产企业）及其他有关部门和企业的决策者，对欧盟国家实行新的限制使用HCFCs制冷剂的政策，必须加以高度重视，作好技术准备^[12]。

削减和淘汰ODS、保护臭氧层是世界各国和地区的共同责任。到2001年7月31日，维也纳公约有178个成员，177个国家与地区签署了蒙特利尔议定书，而蒙特利尔议定书伦敦修正案和哥本哈根修正案的成员分别是147个和123个^[9]。

中国还是发展中国家，面临着发展经济和保护环境的双重任务，但中国政府遵循联合国宪章中关于保护环境的有关规定，积极参与了国际保护臭氧层的合作，签署了蒙特利尔协定的伦敦修正案。截止到1998年底，中国申请并获得国际基金资助项目266个，赠款总额达2.75亿美元，可淘汰6.3万吨消耗臭氧层物资，已实现淘汰3万吨ODS的目标。

总之，禁止CFCs和HCFCs的生产和使用是大势所趋。应当看到，由于发达国家已经完成淘汰CFCs的任务，我国目前已成为世界上ODS生产量和消费量最大的国家。我们要开辟更多的国际合作领域，增强公众参与保护臭氧层的意识，开发相应的替代品和替代技

术, 加快我国 CFCs、HCFCs 的替代进程, 以期在禁用期限到来之前能完成淘汰它们的任务。

1.1.3 温室效应和全球变暖

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。适当的温室效应对于地球来说是必需的。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 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 多个国家的元首、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的持续减少。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, 能量来自于电力和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:

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

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 0~1；

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量。在对冰箱、冷柜等装置进行评价时，还要另外考虑泡沫隔热层中发泡剂的泄漏量。

TEWI 的计算针对一特定的制冷和空调系统，系统不同其值也不同。对于一给定的系统或应用，TEWI 的最有效的用途是确定直接变暖效应和间接变暖效应何者更为重要，而不同应用或不同场合 TEWI 计算值的比较未必有效。

图 1-4、图 1-5 和图 1-6 分别示出了冰箱/冷冻箱（不同制冷剂与发泡剂时）、冷水机组（不同制冷剂时）和汽车空调装置（不同制冷剂时）的 TEWI 值。从这些图上可以了解直接变暖效应和间接变暖效应在 TEWI 值中所占份额的大小。

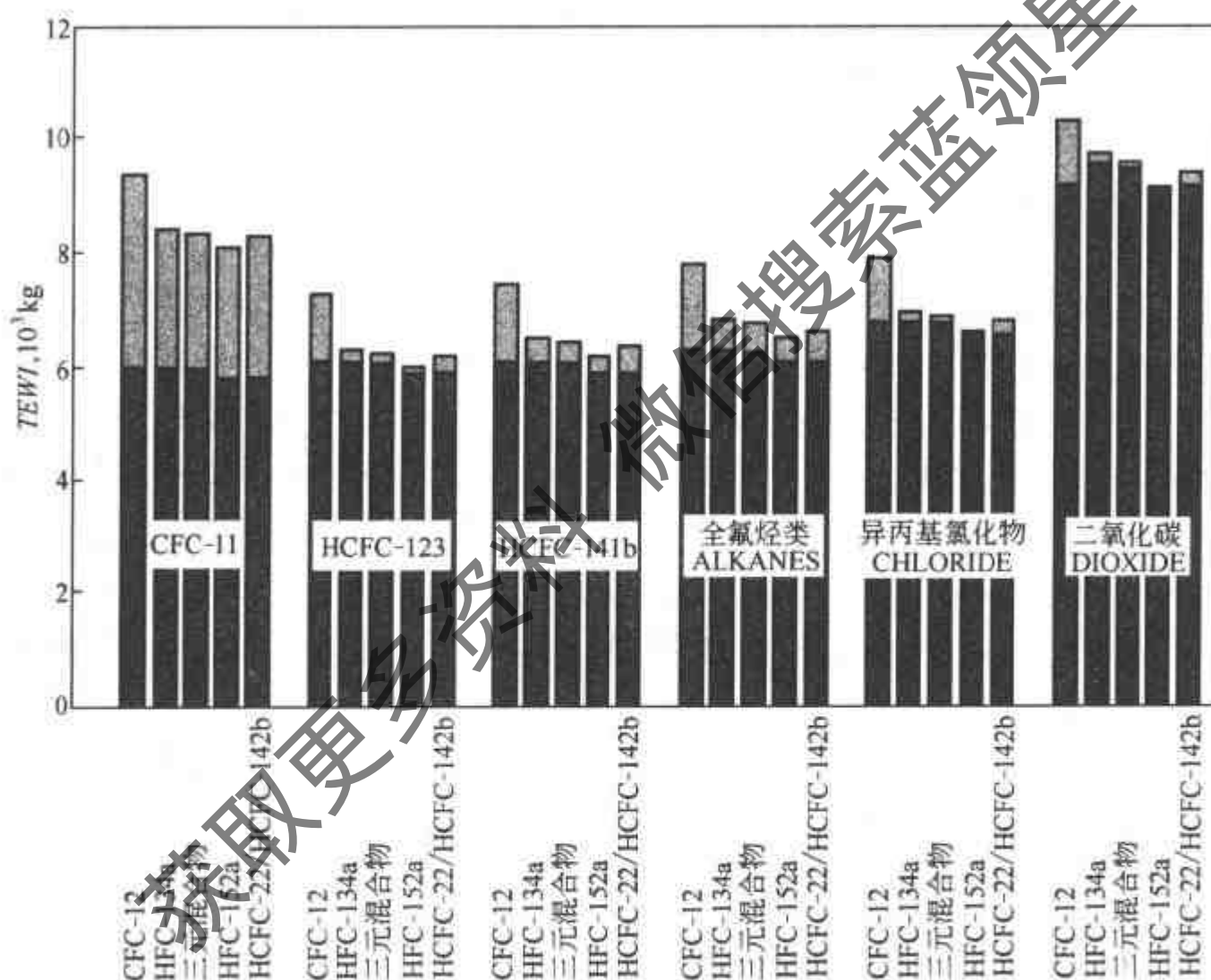


图 1-4 冰箱/冷冻箱制冷剂与发泡剂的 TEWI 值（按 100 年计）

■——直接效应（化学物质排放）；■——间接效应（能量利用）

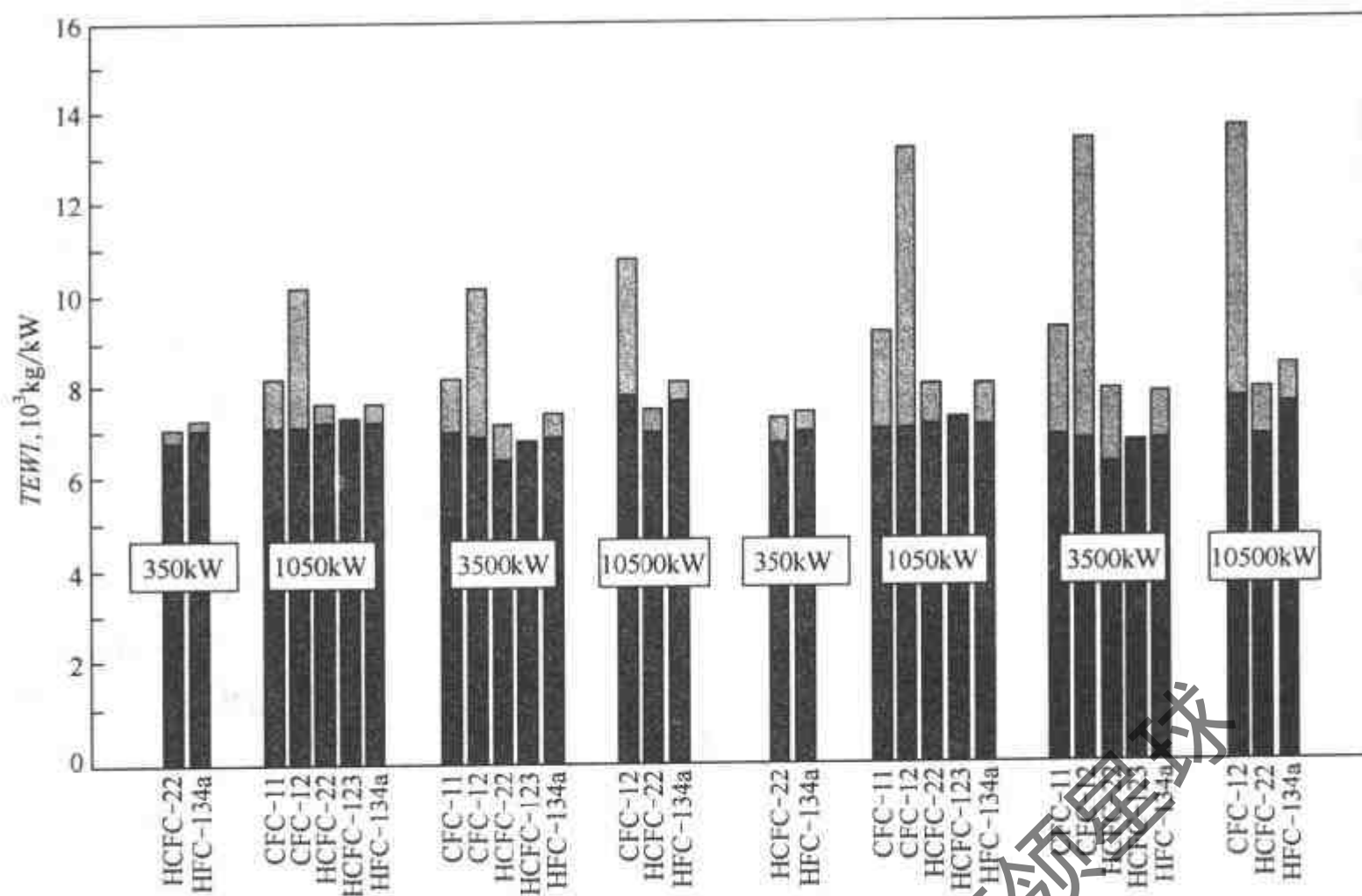


图 1-5 冷水机组制冷剂的 TEWI 值 (按 500 本计)

■ 直接效应 (化学物质排放); ■ 间接效应 (能量利用)

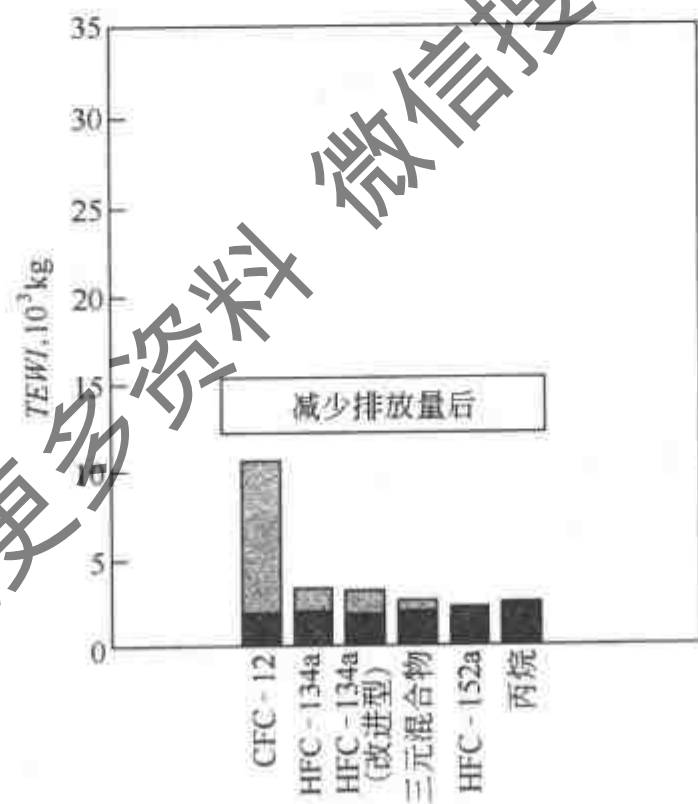


图 1-6 汽车空调装置制冷剂的 TEWI 值 (按 100 年计)

■ 直接效应 (化学物质排放); ■ 间接效应 (能量利用)

1.2 制冷剂

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为工质。

1.2.1 制冷剂的种类和符号表示

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 C_mH_{2m+2} ；氟里昂的分子通式 $C_mH_nF_xCl_yBr_z(n+x+y+z=2m+2)$ 。它们的符号为 $R(m-1)(n+1)(x)B(z)$ 。如二氟二氯甲烷 (CCl_2F_2) 为 R12，五氟乙烷 (CF_3CHF_2) 为 R125，丙烷 ($CH_3CH_2CH_3$) 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分子量 (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 分子量的整数部分相同，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非共沸混合物制冷剂。

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做标识。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)。

1.2.2 选择制冷剂的原则

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。这些考虑可归纳成。

(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，那么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) 价格恰当，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。

1.2.3 健康和安全的考虑

制冷剂的性质，诸如热力学性质，粘性、导热性与比热容，制冷剂与润滑油的溶解性，热稳定性与化学稳定性，制冷剂的溶水性，电绝缘性，毒性，以及燃爆性，在许多已有的资料书、手册中都有表述，读者可以根据需要查阅。

本节仅介绍根据可燃性和毒性的类别来进行制冷剂的健康和安全方面的分类情况。

欧洲标准（EN 378—1999）“制冷系统和热泵——安全和环境要求”对制冷剂的可燃性和毒性进行了分类，进而按照对健康和安全的影晌，将制冷剂分为若干组^[13]。

(1) 可燃性分类

根据在大气压力和室外条件的可燃性下限，将制冷剂分为以下三组：

- ① 在空气中任何浓度的制冷剂蒸气不燃；
- ② 当制冷剂与空气混合时，其可燃性下限等于或大于 3.5%（体积分数）；
- ③ 当制冷剂与空气混合时，其可燃性下限小于 3.5%（体积分数）。

(2) 毒性分类

将制冷剂的毒性分为下列两组：

① 该组制冷剂的时间加权平均浓度值等于或大于 400ml/m³。该浓度对几乎所有的工作人员不产生有害影响。这些工作人员可能在制冷剂中暴露的时间为每工作日 8h 或每工作周 40h。

② 该组制冷剂的时间加权平均浓度值小于 400ml/m³。浓度对几乎所有的工作人员不产生有害影响。这些工作人员可能在制冷剂中暴露的时间为每工作日 8h 或每工作周 40h。

需要指出的是，在某些条件下制冷剂接触火焰或热表面会产生有毒分解物。L1（A1）组制冷剂除 CO₂ 外，主要的分解物是氢氟酸和氢氟酸。虽然有毒，但是它们即使在低浓度下也会有强烈刺激性的气味，因而提供了一种自动警报。

(3) 安全属性

制冷剂的安全属性示于表 1-4 中。

表 1-4 由可燃性和毒性确定的安全属性

可燃性 ↑	项 目	安全分组	
	可燃性较高	A3	B3
	可燃性较低	A2	B2
	无火焰扩展	A1	B1
	毒性	毒性较低	毒性较高

→ 毒性渐增

再将上述安全分组结果简化为下列三组：

$$L1 = A1;$$

$$L2 = A2, B1, B2;$$

$$L3 = A3, B3。$$

(4) 混合物制冷剂的健康和安全分类

非共沸混合物制冷剂的可燃性和/或毒性会随分馏过程中的成分改变而变化。必须确定混合物制冷剂的双安全属性，用“/”区分。第 1 个所列分类是混合物制冷剂的组成成分的分类，第二个所列分类是在“最差分馏情况”下的混合物组分的分类。每个特性是独立的，必须按与单一组分制冷剂相同的判据来确定两种分类中的任一个。对于毒性，“最差分馏情况”被定义成一种组成，该组成使其液相或气相中产生最高浓度的组分，要基于单组分来确定一特殊混合物组成的毒性。毒性的“最差分馏情况”可能与可燃性的“最差分馏情况”不同。对于毒性，“最差分馏情况”定义是在分馏时气相或液相最高浓度时的构成；而对于可燃性，“最差分馏情况”定义为在分馏时气相或液相易燃成分最高浓度时的构成。

EN 378—1999 给出了单一制冷剂和混合物制冷剂的安全分类和其他有关数据。见表 1-5 所示。

与欧洲标准 EN 378—1999 的分类方法相似，ASHRAE 标准 34 “制冷剂的编码标识和安全分类”把制冷剂毒性分为两类：第 1 类是指低毒性的制冷剂，其时间加权的安全阈值 (TLV) 高于 $400\text{ml}/\text{m}^3$ ；第 2 类指较高毒性的制冷剂，其时间加权的安全阈值低于 $400\text{ml}/\text{m}^3$ 。把制冷剂可燃性分为三类：第 1 类是不可燃制冷剂，第 2 类是弱可燃制冷剂，第 3 类则是强可燃制冷剂。将毒性和可燃性分类标准组合后，产生了六个独立的制冷剂安全等级分类 (A1, A2, A3, B1, B2, B3)。

不需要说明的是，毒性可以用许多方式加以度量。总体而言，可采用长期慢性作用与急性作用两种。长期慢性作用是在一个持续时间内人能够耐受多少制冷剂的极限；急性作用是人在短时间内能够耐受的极限。目前常用的制冷剂毒性指标有“允许暴露极限 (AEL)”、“安全阈值 (TLV)”和“允许暴露浓度 (PEL)”。在一个给定时间内人可以耐受而无有害影响的浓度被称为 AEL，其单位是百万分之几 (按体积比)，表示可以安全耐受制冷剂的最大值。TLV 表示几乎所有的人可以日复一日地暴露在该条件下，而免受任何对健康不利的影 响，对制冷剂，TLV 是以空气中百万分之几的体积浓度表示。TLV 仅指美国政府卫生会议确定的暴露极限。PEL 值是由美国职业安全与健康署确定的，PEL 值定义为时间加权平均浓度，在一周 40h 工作制的任何 8h 工作日内不能超过此值。制冷剂生产厂家在“材料安全性数据报告 (MSDS)”中标出了制冷剂的 AEL、TLV 和 PEL 值。

表 1-5 制冷剂资料①

L 组	分 类	安全 性组	制冷剂 符号②	名 称 (组分,按质量分数计)	分 子 式	分子量③ kg/kmol	实用 限度④⑤ kg/m³	自燃 温度 ℃	可燃性				全球变暖 潜能⑥ GWP ₁₀₀	臭氧损耗 潜能⑦ ODP
									下限 kg/m³	下限 %(体积)	上限 kg/m³	上限 %(体积)		
1	A1	A1	R11	一氟三氟甲烷	CCl ₃ F	137.4	0.3	—	—	—	—	—	4000	1
1	A1	A1	R12	二氟二氟甲烷	CCl ₂ F ₂	120.9	0.5	—	—	—	—	—	8500	1
1	A1	A1	R12B1	二氟一氟一溴甲烷	CBrClF ₂	165.4	0.2	—	—	—	—	—	☆	3
1	A1	A1	R13	三氟一氟甲烷	CClF ₃	104.5	0.5	—	—	—	—	—	11700	1
1	A1	A1	R13B1	三氟一氟甲烷	CBrF ₃	148.9	0.6	—	—	—	—	—	5600	10
1	A1	A1	R22	二氟一氟甲烷	CHClF ₂	86.5	0.3	635	—	—	—	—	1700	0.055
1	A1	A1	R23	三氟甲烷	CHF ₃	70	0.68	765	—	—	—	—	12100	0
1	A1	A1	R113	三氟三氟乙烷	CCl ₂ CClF ₂	187.4	0.4	—	—	—	—	—	5000	0.8
1	A1	A1	R114	四氟二氟乙烷	CClF ₂ CClF ₂	170.9	0.7	—	—	—	—	—	9300	1
1	A1	A1	R115	五氟一氟乙烷	CF ₃ CClF ₂	154.5	0.6	—	—	—	—	—	9300	0.6
1	A1	A1	R124	四氟一氟乙烷	CF ₃ CHClF	136.5	0.11	☆	—	—	—	—	480	0.022
1	A1	A1	R125	五氟乙烷	CF ₃ CHF ₂	120	0.39	733	—	—	—	—	3200	0
1	A1	A1	R134a	四氟乙烷	CF ₃ CH ₂ F	102	0.25	743	—	—	—	—	1300	0
1	A1	A1	R218	八氟丙烷	C ₃ F ₈	188	1.84	—	—	—	—	—	7000	0
1	A1	A1	RC318	八氟环丁烷	C ₄ F ₈	200	0.81	—	—	—	—	—	9100	0
1	A1	A1	R500	R12/152a(73.8/26.2)	CCl ₂ F ₂ + CF ₂ HCH ₃	99.3	0.40	☆	—	—	—	—	6300	0.74
1	A1	A1	R501	R12/22(25/75)	CCl ₂ F ₂ + CHClF ₂	93.1	0.38	☆	—	—	—	—	3400	0.29
1	A1	A1	R502	R22/115(48.8/51.2)	CHClF ₂ + CF ₃ CClF ₂	111.7	0.45	☆	—	—	—	—	5600	0.33
1	A1	A1	R503	R13/23(59.9/40.1)	CClF ₃ + CHF ₃	87.3	0.35	☆	—	—	—	—	11900	0.6
1	A1	A1	R507	R125/143a(50/50)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₃	98.8	0.49	☆	—	—	—	—	3800	0
1	A1	A1	R508A	R23/116(39/61)	CHF ₃ + C ₂ F ₆	100.1	☆	☆	—	—	—	—	12300	0
1	A1	A1	R509	R22/218(44/56)	CHClF ₂ + C ₃ F ₈	124	0.56	☆	—	—	—	—	4700	0.024
1	A1	A1	R718	水	H ₂ O	18	—	—	—	—	—	—	0	0
1	A1	A1	R744	二氧化碳	CO ₂	44	0.1	—	—	—	—	—	1	0
1	A1/A1	A1/A1	R401A	R22/152a/124(53/13/34)	CHClF ₂ + CHF ₂ CH ₃ + CF ₃ CHClF	94.4	0.30	681	—	—	—	—	1100	0.037

L 组	安全 性组	制冷剂 符号 ^②	名称 (组分,按质量分数计)	分子式	分子量 ^③ kg/kmol	实用 限度 ^④ kg/m ³	自燃 温度 ℃	可燃性				全球变暖 潜能 ^⑥ GWP ₁₀₀	臭氧损耗 潜能 ^⑦ ODP
								空气中可燃性 限度浓度	下限 kg/m ³	下限 % (体积)	上限 kg/m ³		
1	A1/A1	R401B	R22/152a/124(61/11/28)	CHClF ₂ + CHF ₂ CH ₃ + CF ₃ CHClF	92.8	0.34	685	—	—	—	—	1200	0.040
1	A1/A1	R401C	R22/152a/124(33/15/52)	CHClF ₂ + CHF ₂ CH ₃ + CF ₃ CHClF	101	0.24	☆	—	—	—	—	830	0.030
1	A1/A1	R402A	R125/290/22(60/2/38)	CF ₃ CHF ₂ + CH ₃ CH ₂ CH ₃ + CHClF ₂	101.5	0.33	723	—	—	—	—	2600	0.021
1	A1/A1	R402B	R125/290/22(38/2/60)	CF ₃ CHF ₂ + CH ₃ CH ₂ CH ₃ + CHClF ₂	94.7	0.32	641	—	—	—	—	2200	0.033
1	A1/A1	R403A	R22/218/290(75/20/5)	CHClF ₂ + C ₃ F ₈ + C ₄ F ₆	92	0.33	☆	—	—	—	—	2700	0.041
1	A1/A1	R403B	R22/218/290(56/39/5)	CHClF ₂ + C ₃ F ₈ + C ₃ H ₈	103.2	0.41	☆	—	—	—	—	3700	0.026
1	A1/A1	R404A	R125/143a/134a(44/52/4)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₃ + CF ₃ CH ₂ F	97.6	0.48	728	—	—	—	—	3800	0
1	A1/A1	R405A	R22/152a/142b/C318 (45/ 5.5/42.5)	CHClF ₂ + CHF ₂ CH ₃ + CH ₃ CClF ₂ + C ₄ F ₆	111.9	☆	☆	—	—	—	—	4800	0.028
1	A1/A1	R407A	R32/125/134a(20/40/40)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	90.1	0.33	685	—	—	—	—	1900	0
1	A1/A1	R407B	R32/125/134a(10/70/20)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	102.9	0.35	703	—	—	—	—	2600	0
1	A1/A1	R407C	R32/125/134a(23/25/52)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	86.2	0.31	704	—	—	—	—	1600	0
1	A1/A1	R408A	R125/143a/22(7/46/47)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₃ + CHClF ₂	87	0.41	☆	—	—	—	—	3100	0.026
1	A1/A1	R409A	R22/124/142b(60/25/15)	CHClF ₂ + CF ₃ CHClF + CH ₃ CClF ₂	97.5	0.16	☆	—	—	—	—	1400	0.048
1	A1/A1	R409B	R22/124/142b(65/25/10)	CHClF ₂ + CF ₃ CHClF + CH ₃ CClF ₂	96.7	0.17	☆	—	—	—	—	1400	0.048
1	A1/A1	R410A	R32/125(50/50)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂	72.6	0.44	☆	—	—	—	—	1900	0
1	A1/A1	R410B	R32/125(45/55)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂	75.5	0.43	☆	—	—	—	—	2000	0
1	A1/A1	R508B	R23/116(46/54)	CHF ₃ + C ₂ F ₆	95.4	☆	☆	—	—	—	—	12300	0

续表

L 组	分 类	安全 性组	制冷剂 符号 ^②	名 称 (组分,按质量分数计)	分 子 式	分子 量 ^③ kg/kmol	实用 限度 ^④ kg/m ³	自燃 温度 ℃	可燃性				全球变暖 潜能 ^⑤ GWP ₁₀₀	臭氧损耗 潜能 ^⑥ ODP
									空气中可燃性限度浓度	下限 kg/m ³	下限 % (体积)	上限 kg/m ³		
2	A1/A2		R406A	R22/142b/600a(55/41/40)	CHClF ₂ +CClF ₂ CH ₃ + CH ₂ (CH ₃) ₃	89.9	0.13	☆	—	—	—	—	1800	0.057
2	A1/A2		R411A	R22/152a/1270 (87.5/11/1.5)	CHClF ₂ +CH ₂ F ₂ +CH ₂ Cl ₂ + C ₃ H ₆	82.4	☆	☆	—	—	—	—	1500	0.048
2	A1/A2		R411B	R22/152a/1270(94/3/3)	CHClF ₂ +CHF ₂ CH ₃ +C ₃ H ₆	83.1	☆	☆	—	—	—	—	1600	0.052
2	A1/A2		R412A	R22/218/142b(70/5/25)	CHClF ₂ +C ₃ H ₆ +CClF ₂ CH ₃	92.2	0.18	☆	—	—	—	—	2000	0.055
2	A2		R32	二氟甲烷	CH ₂ F ₂	52	0.054	530	0.27	12.7	0.710	33.4	580	0
2	A2		R50	甲烷	CH ₄	16	0.06	645	0.032	4.9	0.098	15	24.5	0
2	A2		R141b	一氟二氯乙烷	CCl ₂ FCH ₃	117	0.053	532	0.268	5.6	0.847	17.7	630	0.11
2	A2		R142b	二氟一氯乙烷	CClF ₂ CH ₃	100.5	0.049	632	0.247	6	0.74	18	2000	0.065
2	A2		R143a	三氟乙烷	CF ₃ CH ₃	84	0.048	750	0.244	7	0.553	16.1	4400	0
2	A2		R152a	二氟乙烷	CHF ₂ CH ₃	66	0.027	455	0.137	5.1	0.462	17.1	140	0
2	A2		R160	乙基氯(氯乙烷)	CH ₃ CH ₂ Cl	64.5	0.019	510	0.095	3.6	0.39	14.8	☆	0
2	B1		R123	三氟二氯乙烷	CF ₃ CHCl ₂	152.9	0.10	750	— ^⑦	—	—	—	93	0.02
2	B1		R764	二氧化硫	SO ₂	64.1	0.00026	— ^⑧	—	—	—	—	☆	0
2	B2		R30	二氟甲烷	CH ₂ Cl ₂	84.9	0.017	662	0.417	12	0.764	22	15	0
2	B2		R40	氟甲烷	CH ₃ Cl	50.5	0.021	625	0.147	7.1	0.382	18.5	☆	0
2	B2		R611	甲酸甲酯	C ₂ H ₄ O ₂	60	0.012	456	0.123	5	0.687	28	☆	0
2	B2		R717	氨	NH ₃	17	0.00035	630	0.104	15	0.195	28	0	0
2	B2		R1130	二氯乙烷	CHCl=CHCl	96.9	☆	458	0.246	6.2	0.595	15	☆	0

L 组	安全 性组	制冷剂 符号 ^②	名称 (组分,按质量分数计)	分子式	分子量 ^③ kg/kmol	实用 限度 ^④ kg/m ³	自燃 温度 ℃	可燃性				全球变暖 潜能 ^⑤ GWP ₁₀₀	臭氧损耗 潜能 ^⑥ ODP
								空气中可燃性限度浓度		空气中可燃性限度浓度			
								下限 kg/m ³	下限 %(体积)	上限 kg/m ³	上限 %(体积)		
3	A3	R170	乙烷	CH ₃ CH ₃	30	0.008	515	0.037	3	0.19	15.5	3	0
3	A3	R290	丙烷	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44	0.008	470	0.038	2.1	0.171	9.5	3	0
3	A3	R600	丁烷	C ₄ H ₁₀	58.1	0.008	365	0.036	1.5	0.202	8.5	3	0
3	A3	R600a	异丁烷	CH(CH ₃) ₃	58.1	0.008	460	0.043	1.8	0.202	8.5	3	0
3	A3	R1150	乙烯	CH ₂ =CH ₂	28.1	0.006	425	0.031	2.7	0.391	34	☆	0
3	A3	R1270	丙烯	C ₃ H ₆	42.1	0.008	455	0.043	2.5	0.174	10.1	☆	0
3	A3	—	二甲醚	CH ₃ OCH ₃	46	0.011	235	0.064	3.4	0.489	26	☆	0

① 本表未全部列出可能用作制冷剂的物质。若采用其他物质,则采用①中所描述的方法算出其正确的实用极限并根据该物质的安全属性分组及实用极限作为合适的制冷剂加以应用。

② 制冷剂编号按 ISO817 执行。

③ 为比较起见,空气的分子量为 28.8kg/kmol。

④ L1 组制冷剂的实用极限值比某一浓度的一半还低,该浓度导致由缺氧引起的窒息,或者在短时间内具有麻醉性作用 (N) 或心脏激活 (CS) 作用 (80% 作用率),不管哪一种都是非常危险的。

对于 L1 组的单一制冷剂,实用极限 (PL) 的计算式是: “ $PL(kg/m^3) = CS$ 或 $N(ppm) \times 0.8 \times MM \times 10^6 / 24.45$ ”; 对于混合制冷剂 (A/B/C), 计算式是: “ $PL(kg/m^3) = 1 / [A/100/PL(A) + B/100/PL(B) + C/100/PL(C)]$ ”, 式中 A、B、C 均以质量分数表示。

对于 L2 组制冷剂,实用极限与毒性和可燃性有关,两个性质中不管哪一个都是非常危险的。对于 L2~B1 组制冷剂, R467 的实用极限采用 100% 的 IDLH (立即危及生命或健康的浓度) 的相应值, R123 的实用极限则采用 100% 的 OEL (占用人员暴露极限)。对于 L2~B2 组制冷剂,采用 100% 的 IDLH 值或 20% 的 LFL (可燃性下限) 作为实用极限,不管哪一种都取较低值。

对于 L3 组制冷剂, 20% 的 LFL 作为实用极限。

⑤ 对于海拔高度大于 2000m 的地方,实用极限应为表中所列值的 2/3。对于海拔高度大于 3500m 的地方,实用极限应为表中所列值的 1/3。

⑥ GWP 在“Intergovernmental Panel on Climate: 1994, the IPCC Scientific Assessment”中有详细说明。这些数据是最新的科学数据,可能被修改。

⑦ ODP 数据出自“Official Journal of the European Communities L333, volume 37, 22 December 1994”,并被所有标准采用。它们与学术上的 ODP 值不同,需要不断的更新。

⑧ ☆未知。

⑨ 一无用。

欧洲标准 EN 378—1999 和 ASHRAE 标准 34 还包括了安装要求和在某些情况出现时应采取的各项安全措施的内容。除了毒性与可燃性外，必须牢记所有氟化烃制冷剂比空气重，时刻警惕密闭空间内它们有可能引起窒息的危害。

1.2.4 制冷剂安全充灌量

制冷装置或系统内制冷剂充灌量不仅是 TEWI 中直接变暖效应的重要影响因素，而且是选择制冷剂时健康和安全的考虑中的关键因素。制冷剂最大允许充灌量与制冷剂的安全组别、制冷设备的位置、冷却或加热系统的类型和人员场所种类有关。

(1) 场所种类人员场所种类有 A、B、C 三种

每一种场所种类的一般特征与举例说明见表 1-6。

表 1-6 场所种类

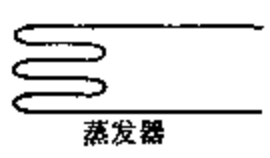
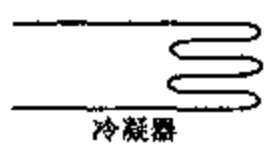
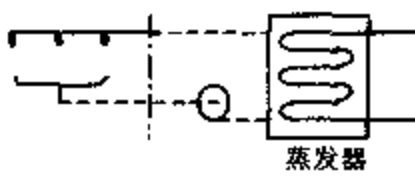
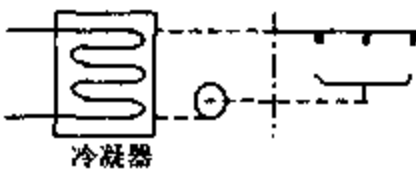
种类	一般特征	举例说明
A	房间、部分建筑物、建筑物内 ——人员可以睡眠； ——人员的运动受到限制； ——有人数不限的人员，或者不熟悉必要安全措施的任何人进入	医院、法庭或监狱、剧场、超级市场、学校、演讲厅、公共汽车站、旅店、住宅、餐馆等
B	房间、部分建筑物、建筑物内仅有人数有限的人员集中，其中一些人员必须熟悉所规定的一般安全措施	业务或专业办公室、实验室、一般制造区域及有人员工作的地点等
C	房间、部分建筑物、建筑物内仅有授权的人员能进入，这些人熟悉一般的和特殊的安全措施，这些区域内有制造、作业和材料或产品的储存	制造设施，如生产化学物品、食品、饮料、冰、冰淇淋的厂房，精炼厂，冷库，奶品厂，屠宰场，超级市场中的非公用地区等

在可能存在场所种类不止一个的地方，应有更加严格的要求。例如对于采用密封隔板、地板和天花板使占用空间隔开，则应采用各自占用空间的要求。要注意与制冷系统相邻区域内的房屋和使用者的安全性，因为比空气重的制冷剂会导致在较低位置上缺氧区的形成。

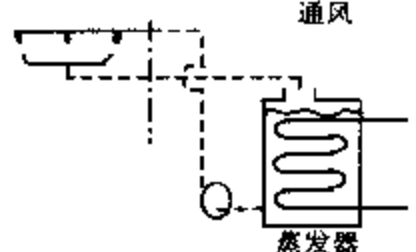
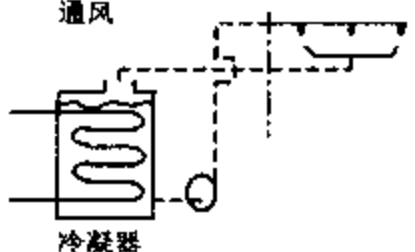
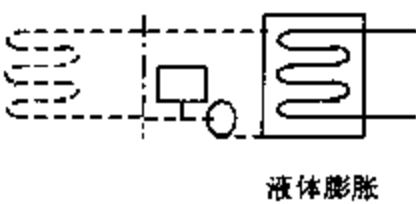
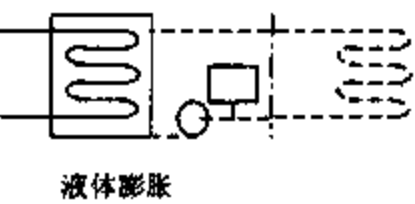
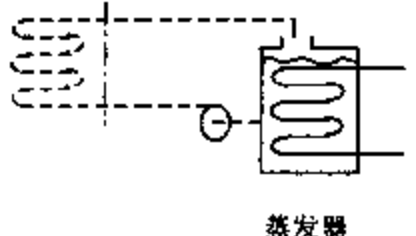
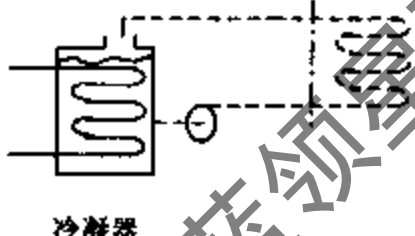
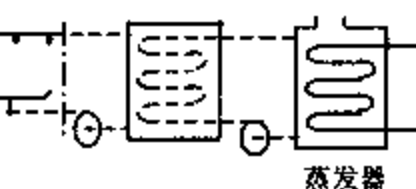
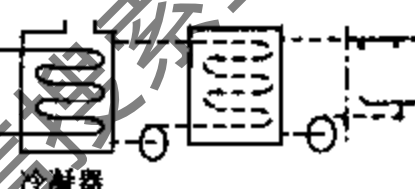
(2) 冷却与加热系统的种类

根据用途，制冷系统可分为冷却系统与加热系统。按照系统的组成及特点，制冷系统又可分为直接系统、开式间接系统、通风开式间接系统、闭式间接系统、通风闭式间接系统及双间接系统。表 1-7 给出不同冷却系统与加热系统的示意图及简要说明。

表 1-7 冷却与加热系统的种类

名称	冷却系统			加热系统		
	注释	被冷却物	制冷系统	热泵	被加热物	注释
1 直接系统	蒸发器直接与 被冷却物交换热 量		蒸发器		冷凝器	冷凝器直接与 被加热物交换热 量
2 开式间接系统	蒸发器冷却一 传热介质，介质再 与被冷却物直接 交换热量		蒸发器		冷凝器	冷凝器加热一 传热介质，介质 再与被加热物直 接交换热量

续表

名称	冷却系统			加热系统		
	注释	被冷却物	制冷系统	热泵	被加热物	注释
3 通风 开式 间接 系统	除有开口或通风箱外,与2相似		通风 蒸发器		通风 冷凝器	除有开口或通风箱外与2类似
4 闭式 间接 系统	蒸发器冷却一传热介质,介质通过一封闭回路与被冷却物直接交换热量		蒸发器 液体膨胀		冷凝器 液体膨胀	冷凝器加热一传热介质,介质通过一封闭回路与被加热物直接交换热量
5 通风 闭式 间接 系统	除有开口或通风箱外,与4类似		蒸发器		冷凝器	除有开口或通风箱外,与4类似
6 双间 间接 系统	2与4的组合,其中被冷却的传热流体流过第二换热器		蒸发器		冷凝器	2与4的组合,其中被加热的传热流体流过第二换热器

注:含制冷剂的管路——;
含传热介质的管路-----。

(3) 制冷剂最大充灌量

表 1-8 列出了各场所种类制冷系统的允许制冷剂充灌量。

表 1-8 各场所种类制冷系统的允许制冷剂充灌量

场所种类 A						
制冷剂组别	L1		L2		L3	
	冷却或加热系统 直接或开式间接	其他间接	直接、开式间接、通风开式间接	其他闭式间接	直接、开式间接、通风开式间接	其他闭式间接
制冷设备的位置						
不在专用机器间内	若人员活动受到限制,在无适当稳定通风的房间内应避免明火或类似的热表面		若人员活动受到限制,则不适用于舒适性空调	—	不适用于舒适性空调	—
	制冷剂充灌量不超过乘积 $c \times V$ ($\text{kg}/\text{m}^3 \times \text{m}^3$),其中“ c ”是浓度,“ V ”是含制冷剂设备的最少人员占用空间容积		仅密封系统吸附式系统不超过 2.5kg,其他据实用限度计算		仅密封系统,若无点火源,则据实用限度计算,不超过 1.5kg	
压缩机、储液器位于专用机器间内或户外		无充灌量限制	—	—	—	—

场所种类 A						
制冷剂组别	L1		L2		L3	
所有含制冷剂部件位于专用机器间内或户外	无充灌量限制		若人员活动受到限制,则不适用于舒适性空调,其他不超过 2.5kg	若有出口通往户外,则无制冷剂充灌量限制	不适用于舒适性空调	据实用限度计算,地面下不超过 1.0kg,其他不超过 5.0kg
场所种类 B						
不在专用机器间内	地面下或楼上而又无足够的紧急出口,与场所种类 A 的相同,其他无充灌量限制		若人员活动受到限制,则不适用于舒适性空调		不适用于舒适性空调	
			不超过 10.0kg			
压缩机、储液器位于专用机器间内或户外	无充灌量限制		若人员活动受到限制,则不适用于舒适性空调 其他不超过 25kg	无充灌量限制	据实用限度计算,地面下不超过 1.0kg 其他不超过 2.5kg	
所有含制冷剂部件位于专用机器间内或户外			若人员活动受到限制,则不适用于舒适性空调		不适用于舒适性空调	
			若无直接通道通向人员占有空间,则无充灌量限制		地面下不超过 1.0kg,其他不超过 10.0kg	
场所种类 C						
制冷剂组别	L1		L2		L3	
制冷设备的 位置 冷却或加热系统	直接或开式间接	其他间接	直接、开式间接、通风开式间接	其他闭式间接	直接、开式间接、通风开式间接	其他闭式间接
不在专用机器间内	地面下或楼上而又无足够的紧急出口,与场所种类 A 中的相同		若人员活动受到限制,则不适用于舒适性空调		不适用于舒适性空调	
	其他无充灌量限制		不超过 10kg 若人员密度小于 1 人/10m ² 且有足够出口供疏散,则不超过 50kg		地面下不超过 1.0kg 其他不超过 25kg	
压缩机、储液器位于专用机器间内或户外	无充灌量限制		若人员活动受到限制,则不适用于舒适性空调 若人员密度小于 1 人/10m ² 且有足够出口供疏散,则无充灌量限制	无充灌量限制	不适用于舒适性空调	
					地面下不超过 1.0kg 其他不超过 25kg	
所有含制冷剂部件位于专用机器间内或户外			若人员活动受到限制,则不适用于舒适性空调		不适用于舒适性空调	
			无充灌量限制		地面下不超过 1.0kg 其他无充灌量限制	

此外，清华系列制冷剂 THR01、THR04、THR02 及 THR03 已分别在 1998 年及 1999 年被 SNAP 接受并公布。

1.3 冰箱及冷柜

全世界冰箱的年产量约 6 千万台，保有量约有几亿台。内部容积从 50~700L，冷量从 60~450W。在中国，1999 年电冰箱社会保有量已达 1.1 亿台，更新量为 400 万台/年。2000 年中国电冰箱生产量达 1278.48 万台，冷冻箱达 384 万台。我国已形成年产 1500 余万台电冰箱的生产能力，1996 年电冰箱 CFC-12 消耗量已达 2000 多吨，占全世界冰箱总耗量 25%。已被 SNAP 计划所接受的 CFC-12 的替代物见 1.2.5①。目前国内外采用的 CFC-12 替代物，大体上分为三类：HFC-134a，碳氢化合物 R600a 及其混合物，二元或三元混合物。冰箱冷柜采用替代制冷剂，要解决的主要问题是能效、可靠性和安全性。下面分述 R600a 混合物制冷剂（以二元混合物 JC-1 为例）和 HFC-134a 的性质及其替代。

1.3.1 替代制冷剂简介

混合物制冷剂 JC-1（HFC-152a/HCFC-22，质量比 85/15）、R600a 及 HFC-134a 的环保性质与物理性质等见表 1-9 所示。表中数据供参考。

表 1-9 几种替代制冷剂的性质

名 称	CFC-12	JC-1	R600a	HFC-134a
分子量	120.93	68.477	58.13	102.03
标准沸点/℃	-29.79	-25.74	-11.61	-26.07
临界温度/℃	112.0	112.16	134.7	101.03
临界压力/kPa	4113	5178	3640	4056
临界比容/kg ⁻¹	1.792	2.486	4.46	1.95
饱和液体密度(25℃)/kg·m ⁻³	1310.8	876.862	550.65	1206.35
饱和气体密度(25℃)/kg·m ⁻³	36.82	19.466	9.104	32.3
饱和液体比热容(25℃)/kJ·(kg·K) ⁻¹	0.984	1.674	2.456	1.425
气体比热容(25℃,101.33kPa)/kJ·(kg·K) ⁻¹	0.703	0.965	1.818	1.012
潜热(标准沸点下,101.33kPa)/kJ·kg ⁻¹	136.27	250.78	329.72	177.97
饱和液体导热系数(25℃)/W/(m·K) ⁻¹	0.068	0.04957	0.0956	0.0819
气体热导率(101.33kPa)/W/(m·K) ⁻¹	0.0131	0.01784	0.0165	0.0141
饱和液体粘度(25℃)/mPa·s	0.1988	0.1068	0.1511	0.2129
气体粘度(25℃,101.33kPa)/mPa·s	0.0134	0.03749	0.0077	0.0122
绝热指数	1.14		1.097	1.12
燃烧极限(空气中,101.33kPa),体积分数	(不燃)	4.7~16.8(弱燃)	1.8~8.5(易燃)	(不燃)
润滑油	矿物油	矿物油	矿物油	酯类油
毒性	低毒	低毒	低毒	低毒
对杂质的敏感性	敏感	敏感	敏感	高度敏感
溶水性	极微		极微	极易溶
真空度要求	一般	一般	一般	高
材料相容性	好		好	不好
ODP	1	<0.01	0	0
GWP ₁₀₀	8500	374	3	1300

HFC-134a 的全球变暖潜能值为 1300, 从环保角度看, 它被认为不是 CFC-12 的长期替代物。另外对于采用 HFC-134a 的冰箱冷柜由于毛细管堵塞引起的工作可靠性问题值得关注。美国通用电器公司的研究表明: 毛细管堵塞将随着制冷剂中含铁量和含水量的增加而加剧。经过 3~4 周后压缩机外壳温度达 121℃ (250°F)。加速试验后, 其中杂质使毛细管堵塞达到可度量的程度, 可以发现存在有可能引起毛细管堵塞的沉积物。清洁的制冷系统只产生轻微程度的毛细管堵塞情况, 可以发现存在有非酯类油的分解物。失效试验表明, 经 30 天加速试验后有 22.9mg 的沉积物堵塞毛细管的 39.4%。提高温度和湿度强化了酯类油的分解。毛细管进口处含有大量羧酸盐, 并引起压缩机的严重磨损。他们认为当压缩机外壳温度超过 121℃ 时, 系统中 POE 油或相溶的其他油将分解。当系统内含水或其他外来杂质时, 这个过程将加剧。由此看来, HFC-134a 制冷系统内的清洁度和含水量的限制对冰箱冷柜的可靠性是十分重要的^[14]。

R600a 是碳氢化合物, 其臭氧损耗潜能值为零, 全球变暖潜能值很小, 因而与环境有很好的亲和力, 成为家用冰箱中可选替代制冷剂之一, 尤其在德国等大多数欧洲国家、印度和中国有广泛的应用。然而, 其可燃易爆性使其在美国、日本等国的家用冰箱应用中受到冷遇。美国环保局 SNAP 计划中凡是未经证实其安全性的替代制冷剂均不被接受, 其中包括碳氢化合物。

二元混合物制冷剂 JC-1 具有优良的环保性质、物化性质、制冷循环性能和很小的替代代价, 可以作为家用冰箱的直接灌注式替代制冷剂。但是, 由于含有 15% 的 HCFC-22, 所以 JC-1 混合物制冷剂被认为是电冰箱的过渡性替代制冷剂。

1.3.2 R600a 在家用冰箱中的替代^[15]

除了优良的环保性质外, 异丁烷 (R600a) 较低的冷凝压力、蒸发压力和排气温度减少了制冷系统泄漏的可能性, 提高了系统效率, 延长了压缩机的使用寿命; 较高的蒸发潜热和较低的液相密度, 使充灌量大为减少。德国首先将 R600a 用于直冷式电冰箱上, 以后在其他欧洲国家推广。我国自 1993 年起引进、吸收 R600a 电冰箱生产技术, 现在 R600a 直冷式电冰箱年产量已超过 100 万台。电冰箱使用 R600a 制冷剂的主要考虑是其安全性, 在这方面风冷无霜电冰箱要比直冷电冰箱有更大的难度。

无霜电冰箱主要有两种类型, 即纯风冷型和风直冷混合型。纯风冷无霜电冰箱通常只有一个蒸发器, 通过对冷风量的合理匹配来满足冷冻室、冷藏室及果菜室等各间室的不同温度需要, 其主要特点是各间室都由风的强制循环来降温。风直冷混合型无霜电冰箱通常有两个蒸发器, 冷冻室有一个翅片式蒸发器, 通过冷风的循环, 使冷冻室降到要求的温度。冷藏室则与直冷式电冰箱的冷藏室相同, 设有一独立的蒸发器, 该蒸发器一般采用板管式结构。该电冰箱的主要特点是冷冻室由冷风强制循环、冷藏室由冷空气自然对流方式进行降温。

无霜电冰箱外露式蒸发器直接与食品储藏室相通, 且电器系统控制复杂, 电器元件多, R600a 作为可燃物质, 若用作无霜电冰箱的替代制冷剂, 则必须解决电冰箱的安全问题。另外制冷系统也需要重新设计。应指出的是, 纯风冷无霜电冰箱 R600a 替代技术较风直冷混合型电冰箱的更为复杂、难度更大。

① 无霜电冰箱采用 R600a 制冷剂的难点及依据标准 无霜电冰箱的翅管蒸发器与食品储藏室相通, 而食品储藏室及风道内有许多可能产生电火花的原件, 如风扇电机、除霜加热器、温度熔断器、照明灯、门灯开关等。显然确保电冰箱的安全运行是设计 R600a 无霜电冰箱的关键问题。

R600a 制冷剂泄漏，泄漏的 R600a 在空气中达到爆炸浓度，以及电器件产生电火花或电器件表面温度达到 R600a 燃点，是燃烧爆炸的三个条件。这三个条件缺一不可。必须针对这三个条件来设计 R600a 无霜电冰箱。

首先，减少制冷剂管路特别是翅管蒸发器泄漏的可能性是确保系统安全运行的重要保证。蒸发器如采用双层铜管，则可将泄漏的可能性降到最低。但双层铜管的加工工艺复杂，成本较高，国内还未具备生产能力。采取如蒸发器保压检漏、整机氮质谱检漏等措施在生产实践上证明对减少泄漏可能性是十分有效的。

其次，对在泄漏的 R600a 可能达到爆炸浓度区域的电器件必须进行防爆设计，设计根据标准是 IEC79-15《爆炸性气体环境用防爆电器设备第 15 部分：“n”型电器设备》。而整机的安全性应符合 EN60335-2-24/A53《家用和类似用途电器的安全第 2 部分：冷藏箱、食品冷冻箱及制冰机的特殊要求》。

② 无霜电冰箱采用 R600a 制冷剂的电器设计 R600a 无霜电冰箱中的防爆电器件，根据气体种类属 II A 组别，即不太可能产生爆炸性气体空气混合物，即使产生也只能短时间存在。爆炸性气体空气混合物需较高的温度和较高的能量才能点燃。在 II A 组，危险性物质通常封闭在密闭的容器或系统内，当容器或系统意外发生破裂或损坏时，发生危险性物质泄漏。下面以科龙公司容声牌 BCD-190WB/HC 为例介绍防爆电器的设计。

BCD-190WB/HC 是纯风冷型无霜电冰箱，上冷冻下冷藏，采用电脑控制。图 1-7 为该电冰箱电器件的示意图。

由于该电冰箱采用电脑控制，因此不存在门开关和机械式温控器动作时的电火花。电脑控制的主控制板安装在电冰箱外部，远离可能泄漏的 R600a 气体，因此当主板上的元器件发热或继电器动作产生火花时，不会点燃 R600a 气体。门开关和温度调节电路板位于电冰箱内部，但门开关只起采集信号的作用，而不是串联在风扇电机或内部照明灯回路中，不直接控制负载通断电；温度调节电路板也只是将温度设定值通过弱电信号传至主控制板。因此，设计时主要考虑由主控板至门开关与温度调节电路板的电压与电流，并确保电压与电流值在各种情况下符合本身安全的防爆要求。

除霜系统的关键是除霜加热管的设计。除霜加热管作为发热元件，其表面温度必须比 R600a 的燃点温度 (494℃) 低 100℃，即不得超过 394℃。普通 CFC-12 为制冷剂的无霜电冰箱 (如 BCD-190WB) 一般采用红外辐射加热方式，加热管的表面温度超过 394℃，而且存在化霜过程中蒸发器表面温度不均匀、化霜功率较大、化霜时间较长的问题。BCD-190WB/HC 则采用电阻接触加热方式，取得较好效果，见表 1-10 所示。

为限制最高表面温度和避免产生电火花，电器零部件的防爆设计主要包括下列方面：a. 采用耐热、耐寒材料；b. 对易发生短路危险或产生火花危险的部位采用密封结构和温度保

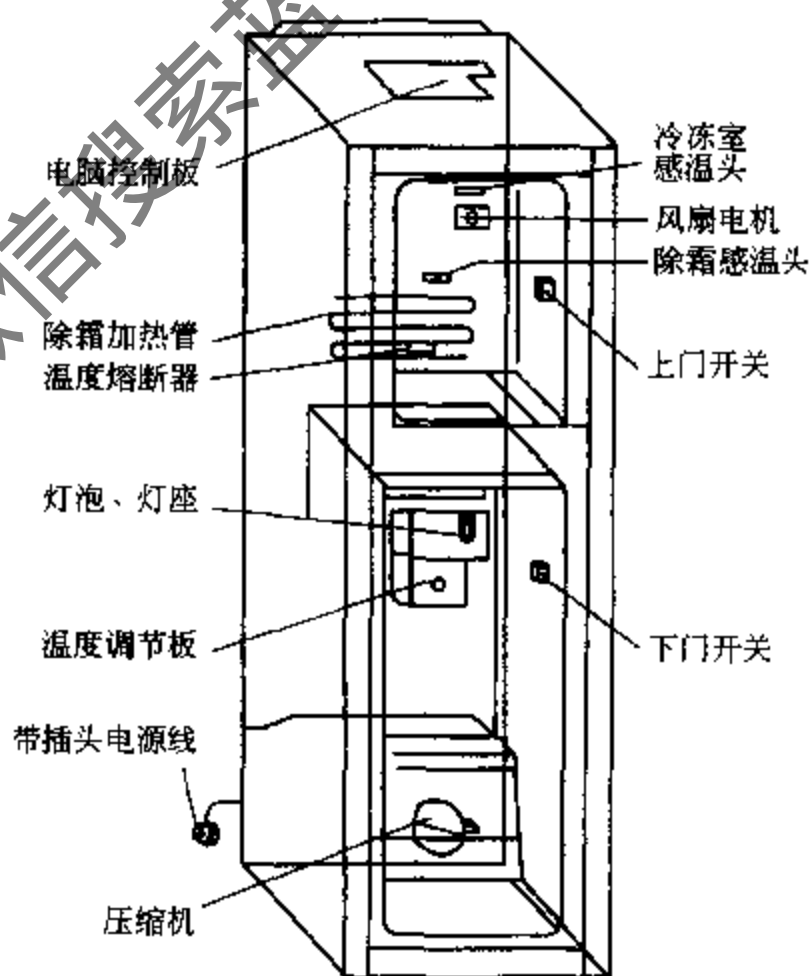


图 1-7 BCD-190WB/HC 电冰箱电器件示意图

护装置；c. 采用符合要求的连接器，保证连接部位的强度；d. 采用防腐蚀涂层，保证连接部位的表面不易锈蚀，并从结构上确保其充分接触；e. 对于有相对运动的部件，保证有足够的间隙或有防摩擦的保护；f. 采用符合电气强度要求的绝缘材料；g. 采用限温装置或降低加热器的发热功率，从而降低最高表面温度；h. 采用本质安全型的防爆电器件。R600a 无霜电冰箱的防爆电器件包括防爆除霜加热器、防爆照明灯具、防爆风扇电机、防爆温度熔断器和防爆接插件等。

表 1-10 红外辐射加热和电阻式加热化霜参数对比

电冰箱型号	BCD-190WB(CFC-12)	BCD-190WB/HC(R600a)
加热方式	红外辐射加热	电阻式接触加热
化霜过程加热管表面最高温度 ^①	>394℃	<40℃
化霜过程蒸发器最高温度 ^②	蒸发器上部	8℃左右
	蒸发器下部	>20℃
加热管功率	145W	120W
化霜时间	20min 左右	17min 左右

① 环境 38℃，电压 252V。

② 电阻式接触加热蒸发器的温度均匀性取决于电阻加热管的合理设计。

③ 无霜电冰箱采用 R600a 制冷剂制冷系统的设计为适应 R600a 制冷剂的特性，必须对制冷系统进行匹配研究，以求获得最佳的制冷性能。

R600a 的充灌量由试验确定，以 BCD-190WB/HC 电冰箱为例，R600a 的充灌量为 43g，而 BCD-190WB 的 CFC-12 的充灌量为 115g。R600a 充灌量约为原 CFC-12 的 37%。

R600a 电冰箱必须采用 R600a 专用压缩机，配备密闭式或固态式启动和保护装置。压缩机的制冷量和性能系数是选配压缩机的主要指标。与 CFC-12 压缩机相比，R600a 专用压缩机具有性能系数较高、噪声和振动较小、高低压差较小、运行工况优越及可靠性好的特点。其气缸容积则比 CFC-12 的约大 1 倍。

冷凝器和蒸发器可与 CFC-12 系统的相同，不需另作改动。若蒸发器改用接触式电阻加热方式化霜，则其结构应有所改动。

一般仍然采用 CFC-12 系统毛细管的尺寸（包括长度与内径）。但为了获得最佳的性能，可通过试验，对毛细管长度作适当的调整。

④ R600a 制冷剂无霜电冰箱的整机安全性评价和整机性能评价根据 EN60335-2-24/A53《家用和类似用途电器的安全第 2 部分：冷藏箱、食品冷冻箱及制冰机的特殊要求》，R600a 制冷剂无霜电冰箱必须通过 TÜV 安全性测试，测试内容包括：

- 制冷剂充灌量小于 150g。
- 有“小心火灾”的标记。
- 有关于处理、清洁等方面的警告信息。
- 对于隐藏式制冷系统，模拟泄漏（毛细管接头处），测定内部浓度。
- 对于可见式制冷系统，电器件符合 IEC 79-15 的标准。
- 在不同防爆电器件的场合，须做以下三项试验：a. 外部接头处的泄漏是否会泄漏到食品储藏室中；b. 食品储藏室的泄漏在门打开或关闭时，是否会对外部电器有影响；c. 从制冷系统的泄漏是否会对外部电器系统有影响。
- 暴露于泄漏气体中的器件表面温度不超过 394℃。

·防锈、防腐保护。

为验证防爆设计，须对 R600a 无霜电冰箱的防爆安全性及发生爆炸时的破坏性进行模拟试验。模拟爆炸试验测试项目为：

① 电冰箱正常制冷的安全性 充 R600a 气体至标准浓度，电冰箱通电使压缩机有不少于 3 次开停，看是否有爆炸。

② 除霜加热系统的安全性 充 R600a 气体至标准浓度，强制化霜，至温度熔断器熔断，观察是否有爆炸。

③ 照明灯具的安全性 关上门，充 R600a 气体至标准浓度，在通电状态下，让灯泡不断点亮和熄灭，观察 10min 内是否有爆炸。

④ 爆炸后果试验 若上述试验不能产生爆炸，则充 R600a 气体至标准浓度（40g×80% 浓度下的最佳爆炸浓度），人为点火，观察爆炸后果。

模拟爆炸实验测试结果应该是：上述①、②、③项均不发生爆炸，说明防爆设计合格；④项人为点火发生瞬间燃烧爆炸，门被冲开，爆炸火焰随即熄灭，箱内没有留下燃烧痕迹。

以 BCD-190WB 电冰箱为基础，科龙公司对采用多种不同制冷剂的电冰箱整机进行的性能对比测试说明，各次测试指标符合 GB/T 8059.4—93《家用制冷器具、无霜冷藏箱、无霜冷藏冷冻箱、无霜冷冻食品储藏箱和食品冷冻箱》标准有关内容要求，其中耗电量和噪声测试对比结果如图 1-8 所示。

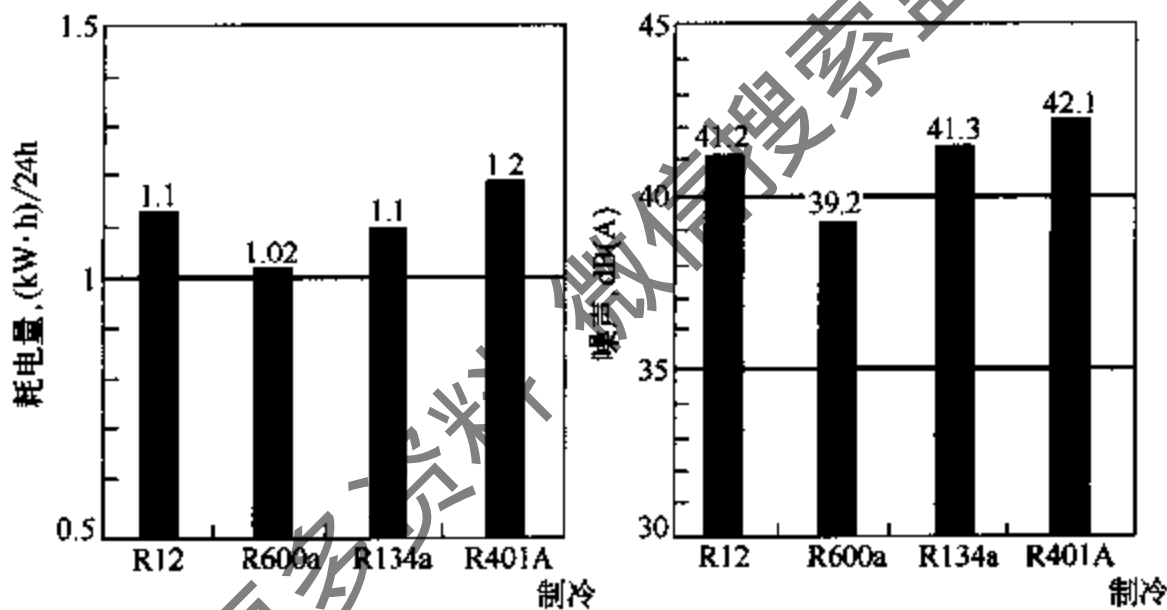


图 1-8 无霜电冰箱耗电量和噪声对比

从图 1-8 可以看出，采用 R600a 制冷剂电冰箱的耗电量与噪声都明显低于使用其他制冷剂的产品。与 CFC-12 相比，耗电量约降低 12%，噪声约降低 2dB (A)；与 HFC-134a 相比，耗电量约降低 14%，噪声降低 2.1dB (A)；与三元混合物制冷剂 R410A 相比，耗电量约降低 20%，噪声约降低 3.1dB(A)。由此可见，采用 R600a 制冷剂的电冰箱整机性能优越。

1.3.3 混合物制冷剂在家用冰箱中的替代^[16]

西安交通大学刘志刚等对混合物制冷剂 HFC-152a/HCFC-22 在家用冰箱中替代 CFC-12 开展了制冷剂基础物性研究和冰箱批量生产中关键技术的研究。在基础物性研究中，测定了 HFC-152a/HCFC-22 混合物制冷剂的临界轨迹、PVT₂ 性质、液体比定压热容、热导率、表面张力及管外凝结表面传热系数，进行了可燃性试验。在批量生产关键技术研究中，开展了混合物制冷剂的冰箱系统试验、电冰箱动态模拟与优化设计软件开发、压缩机性能试验与压缩机气阀优化、毛细管工作特性与优化、压缩机电机绕组耐制冷剂适应性试验、压缩机润滑油与制冷剂适应性试验、冰箱干燥剂选择、泄漏问题以及回热可行性分析等工作。

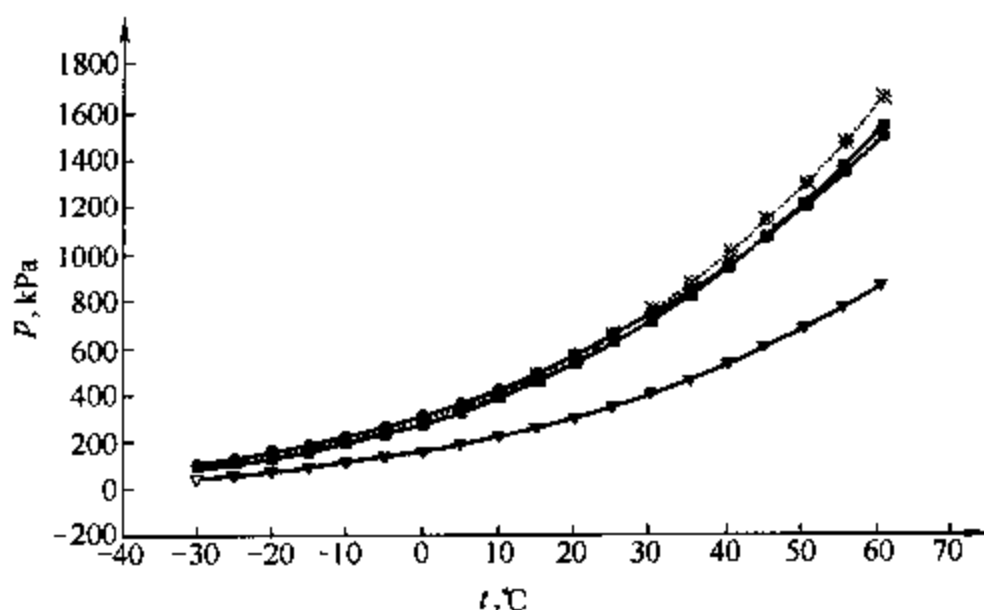


图 1-9 几种替代制冷剂蒸气压曲线

■—R152a/R22 = 75/25; *—R134a; ●—R12; ▼—R600a

(1) HFC-152a/HCFC-22 混合物制冷剂的特点

该混合物不仅对臭氧层破坏极微弱，而且温室效应也很小，环保性能良好。具有良好的物理、化学性质，化学惰性与热稳定性好，气液相容易，沸点与 CFC-12 相似，与油脂有良好的亲和性，表面张力也不高 (13.06mN/m)。图 1-9 为几种替代制冷剂在制冷循环工作温限中的蒸气压曲线。由图可知，HFC-152a/HCFC-22 与 CFC-12 最相似，很容易实现直接充注替代。另外，HFC-152a/HCFC-22 在低温时的蒸气压高于 CFC-12，在高温时的蒸气压与 CFC-12 几乎相等，由此可以预见其具有一定的节能潜力。在冰箱的工作温限之间，混合物制冷剂 SUVA[®]MP39 的相变温差高达 4℃，而 HFC-152a/HCFC-22 的相变温差只有 0.67℃。由此可见，后者具有较好的直接充注式替代性能，而且泄漏后的充灌问题也容易解决，制冷循环性能优异。表 1-11 是几种替代制冷剂在冰箱标准工况下稳定运行参数对比。表中数据表明 HFC-152a/HCFC-22 (85/15) 的 COP 比 CFC-12 的高约 4.9%，容积制冷量相当，说明它是所列四个替代方案中较好的一种，实际可行性好。HFC-152a 和 HCFC-22 都是我国已经批量生产的制冷剂，冰箱采用该替代制冷剂后单台制冷剂成本仅比 CFC-12 高约 1 倍。替代代价小，HFC-152a/HCFC-22 无毒性，可燃性弱，商品供应充足，且容易实现充注式替代，完全可以将 CFC-12 的冰箱生产线低成本地改造成混合物制冷剂生产线。HFC-152a 中等可燃，加入少量 HCFC-22 后其可燃性下降 2/3，解决了该制冷剂的实用安全问题。

表 1-11 冰箱标准工况性能参数对比

制冷剂	冷凝压力, MPa	蒸发压力, MPa	压比	排温, °C	COP	$q_v, \text{kJ/m}^3$
CFC-12	1.3489	0.1332	10.203	157.35	1.48	724.39
HFC-152a	1.3157	0.1048	12.558	169.52	1.553	668.60
HFC-134a	1.4736	0.1153	12.783	143.80	1.471	678.22
HFC152a/HCFC-22(85/15)	1.3940	0.1149	12.136	171.22	1.552	724.08
SUVA [®] MP39	1.3659	0.1146	11.922	161.18	1.537	701.14

HFC-152a/HCFC-22 混合物制冷剂的主要缺点是含有 HCFC-22 和尚有微弱的可燃性。按照修订后的蒙特利尔议定书，HCFC-22 在我国还有一段相当长的使用期。该混合物中 HCFC-22 的含量为 15%。研究表明，含有少量的 HCFC-22 不仅可以抑制纯 HFC-152a 的可燃性，而且提高了冰箱的性能，有一定的节能潜力；同时还可使制冷剂与原润滑油的相溶性

有明显改善。HFC-152a/HCFC-22 有一定的可燃性，但与 HCs 制冷剂比较，其可燃性很微弱，不会在家用电器使用过程中发生安全问题，仅对生产车间通风、防火等采取一定安全措施即可。

(2) HFC-152a/HCFC-22 制冷剂在家用冰箱中的应用

在批量生产 HFC-152a/HCFC-22 制冷剂电冰箱之前，须进行压缩机加速寿命试验及停机试验、压缩机气阀的改进、毛细管特性及优化、压缩机绕组耐制冷剂适应性试验、压缩机润滑油与制冷剂适应性试验、干燥剂的选取、泄漏问题分析、回热特性及冰箱整机性能测试等工作。

① 压缩机加速寿命试验及停开试验 其测试条件和测试项目均按国标 GB 9098—88 的规定。试验是在 6000 台压缩机中抽取的 2 台上进行的。500h 加速寿命试验的结果见表 1-12，完全符合 GB 9098—88 的要求。其中 1# 压缩机的测试条件为：排气压力 (2.76 ± 0.15) MPa，吸气压力为 (0.22 ± 0.05) MPa，环境温度 $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ ；2# 压缩机的测试条件为：排气压力 (2.95 ± 0.15) MPa，吸气压力为 (0.19 ± 0.05) MPa，环境温度 $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ 。

表 1-12 压缩机加速寿命测试试验结果

压缩机编号	试验前制冷量, W	试验后制冷量, W	输入功率, W	工作电流, A	COP	电机绕组温度, $^\circ\text{C}$
1	155.8	156.9	133.7	0.74	1.17	98.0
2	148.5	149.3	136.8	0.76	1.09	100.0

在排气压力稳定在 (1.34 ± 0.05) MPa、吸气压力稳定在 (0.22 ± 0.01) MPa 的条件下，压缩机停开了 200090 次后没有出现任何故障。

② 压缩机气阀的改进 用 HFC-152a/HCFC-22 混合制冷剂替代 CFC-12 时，制冷剂的热力学特性发生了变化，使原有针对 CFC-12 设计的压缩机的阀片运动规律变差。为了提高冰箱压缩机在使用混合制冷剂时的性能，有必要对原有压缩机的气阀进行改进。以 QD75GA 冰箱压缩机为例，从测得的阀片运动规律曲线可知，使用 HFC-152a/HCFC-22 混合物制冷剂时阀片的运动规律不如使用 CFC-12 时的好，存在比较严重的颤振现象，这说明更换制冷剂后作用在阀片上的气体力变小了，阀片弹力相对过大。可通过优化吸、排气阀的阀片厚度，改善阀片的运动规律，提高混合制冷剂压缩机的性能，也可使冰箱的耗电量稍有下降。

③ 毛细管特性及优化 冰箱常采用毛细管作为节流机构，它的主要作用是降低制冷剂的的压力，其运行特性直接影响制冷系统的性能。因此，在采用 HFC-152a/HCFC-22 混合物制冷剂后，优化原有系统的毛细管及调整毛细管与回气管之间的匹配是十分必要的。毛细管可分为三个部分（如图 1-10）：a. 毛细管的前端缠绕在压缩机的回气管上，这部分的长度较长，相对传热量较小；b. 毛细管穿插在回气管当中，组成一个换热器；c. 毛细管从回气管出来以后，进入发泡层，处于绝热状态。某型号冰箱中制冷剂 CFC-12 和 HFC-152a/HCFC-22 在毛细管内流动时压力、温度、干度及比焓的变化情况示于图 1-11 中。从图中可知，在相同的工况下，HFC-152a/HCFC-22 作为某冰箱制冷剂时，毛细管长度要比采用 CFC-12 时的长约 1.35m 左右，且毛细管的出口干度较 CFC-12 的低，具有节能潜力。

④ 压缩机电机绕组耐制冷剂适应性试验 按“封闭式制冷压缩机电机绝缘耐氟里昂性能试验方案”规定，漆包线必须在 175°C 、2.45MPa 的容器内持续浸泡 7 昼夜，然后进行耐刮和耐压试验。试验证明 HFC-152a/HCFC-22 制冷剂对漆包线有一定腐蚀，应谨慎选用。广州电器科学研究所对聚酯亚胺/酰胺酰亚胺漆包线进行了性能试验，试验的漆包线的型号为 Q (ZY/XY) -2/200 的 $\phi 0.75$ 、 $\phi 0.35$ 两种规格。试验结果显示，这两种规格的漆包线

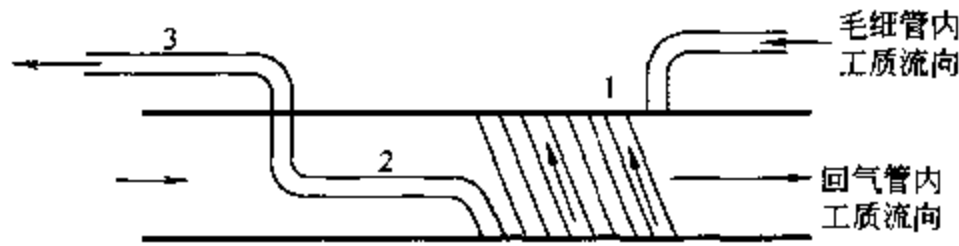


图 1-10 毛细管-回气管示意图

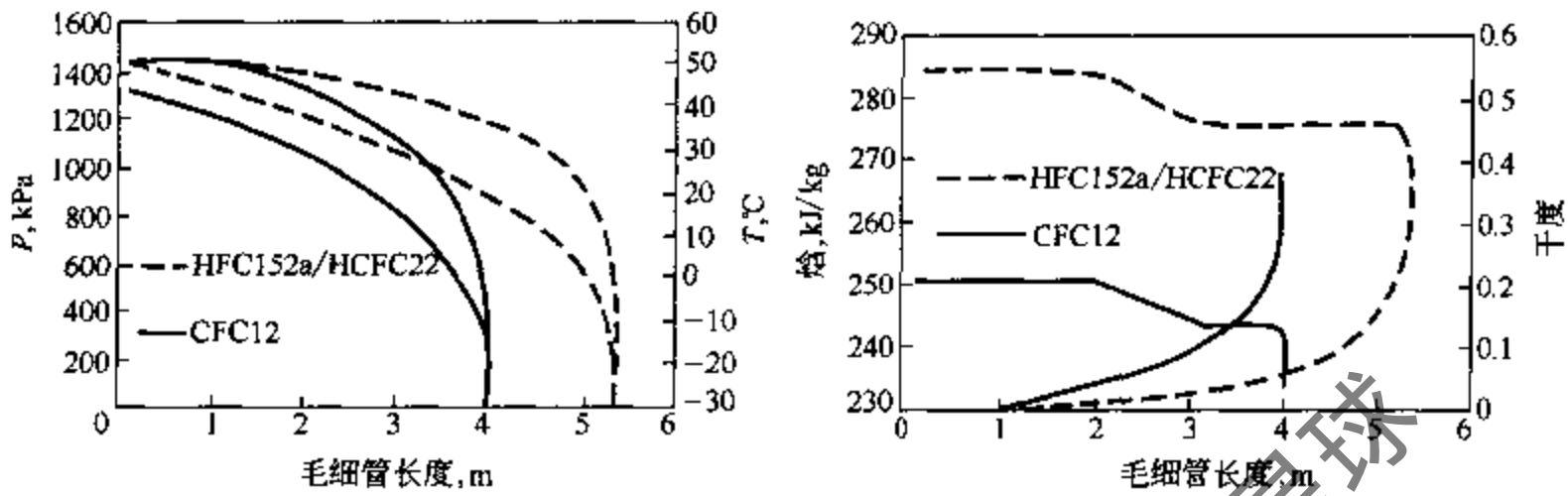


图 1-11 某冰箱毛细管内制冷剂参数变化

完全符合国家标准 GB 6109.11 的要求。说明它们可用于 HFC-152a/HCFC-22 混合物制冷剂冰箱压缩机的电机绕组。

⑤ 压缩机润滑油与制冷剂适应性实验 实验分为高温测试部分和低温测试部分。图 1-12、图 1-13 为各组分的 HFC-152a/HCFC-22 与烷基苯油和矿物油的临界溶解曲线。当温度高于临界温度时，制冷剂与油是互溶的，不会出现分层现象。当低于临界温度时，则部分互溶，此时溶液分为贫油层和富油层。由实验结果得到，聚酯类油的相溶性最好，烷基苯次之，聚烯烃类油与矿物质油最差；HCFC-22 的含量越高相溶性越好。由此可见，在采用 HFC-152a/HCFC-22 为替代制冷剂的制冷装置中，仍然可以使用矿物油，但不够理想，而采用烷基苯油或聚酯类油则能满足相溶性要求。但从压缩机强化寿命试验结果看，在采用 HFC-152a/HCFC-22 为替代制冷剂时，冰箱压缩机润滑油可以不作更换。

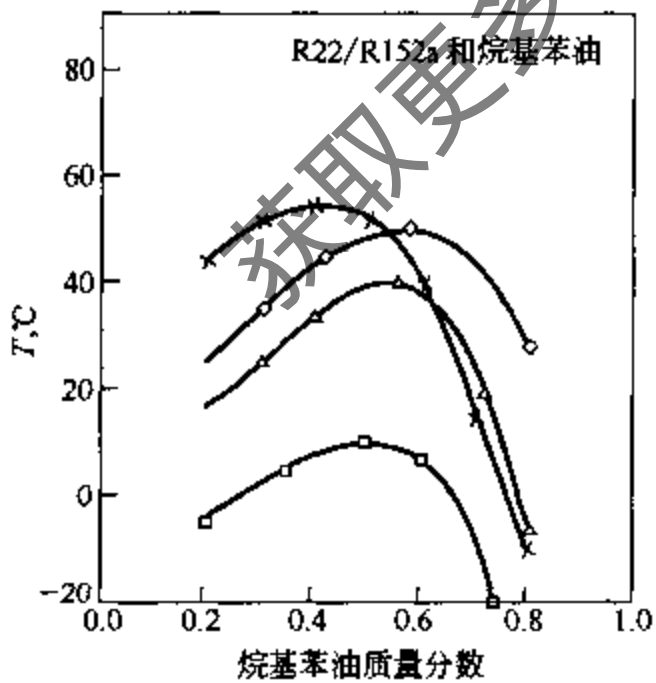


图 1-12 制冷剂与烷基苯油的临界溶解曲线

×—R152a; ◇—R22/R152a (20/80);
△—R22/R152a (40/60); □—R22/R152a (70/30)

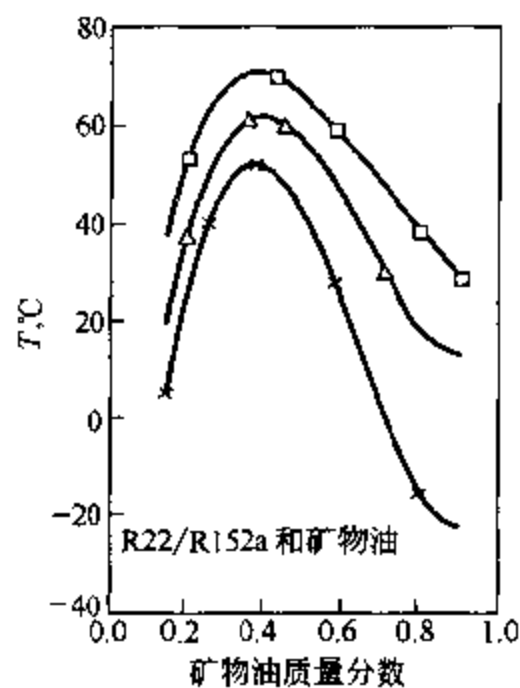


图 1-13 制冷剂与矿物质油的临界溶解曲线

□—R22/R152a (20/80); △—R22/R152a (40/60);
×—R22/R152a (70/30)

⑥ 干燥剂选取、泄漏及回热分析 冰箱应用 CFC-12 制冷剂时一般采用分子筛 4A-XH-5 作干燥剂。由于 HFC-152a 和 HCFC-22 的分子体积均比 CFC-12 小得多,故冰箱改用 HFC-152a/HCFC-22 混合物制冷剂后,应选用 3A-XH-9 分子筛作为干燥剂。近共沸制冷剂 HFC-152a/HCFC-22 泄漏发生后成分变化对循环性能基本无影响,容积制冷量变化很小,且泄漏发生后再充灌引起的成分变化比单独泄漏后的小。

(3) 清华一号、二号制冷剂的特点

清华大学开发的清华一号(THR01)是 CFC-12 的近期过渡性替代制冷剂,在国内已有批量使用,而清华二号(THR02)则是 CFC-12 和 HFC-134a 长期性替代物。它们均是混合物制冷剂,其共同特点是:环保性能、安全性能、热工性能均好,可直接充灌,替代费用低^[14]。

THR01 的 ODP 为 0.22, GWP_{100} 为 815,在我国可使用到 2010 年。它由两种无毒的物质经物理混合而成,无毒、易燃烧,其安全性已经得到美国环保署认可,列入 SNAP 计划中。使用 THR01 可比 CFC-12 系统在冰箱工况下能效比提高 2%,制冷量提高 11%,而且不需要更换原系统的压缩机。对以 THR01 为制冷剂的冰箱和冷柜进行的检验表明热工性能符合国家标准,压缩机的耐久性试验证明了 THR01 的可靠性。THR01 制冷剂与原 CFC-12 系统的润滑油互溶,与原 CFC-12 系统的材料相容。THR01 可以实现直接充注,不必改造原 CFC-12 的制冷系统和生产线,无需更换制冷系统主要部件,因此基本上不增加替代费用。

HTR02 的 ODP 为零, GWP_{100} 为 50,光雾反应 VOC 为 1。其温室效应只是 HFC-134a 的 1/25,而光雾反应 VOC 仅为 R600a 的 1/300,可见 THR02 的综合环境性能较优。THR02 由三种无毒的物质经物理混合而成,无毒、不可燃。从冰箱工况下的热工性能可知,THR02 的能效比比 CFC-12、HFC-134a 和 R600a 都略高;制冷量比 CFC-12 低 7%,而与 HFC-134a 相当,可以不用更换原系统的压缩机。HTR02 作制冷剂的冰箱通过了一系列的性能试验和可靠性试验,各项指标均符合要求。HTR02 与原 CFC-12 系统的润滑油和材料均相容。因此,使用 HTR02 替代 CFC-12 和 HFC-134a,可以不改造原制冷系统的主要部件及生产线,实现直接充注,替代费用很低。

杜邦公司 MP39 制冷剂(HCFC-22/HFC-152a/HCFC-124, 53/13/34)是近共沸三元混合物,从热力学性质看比 HFC-134a 更适宜于替代冰箱中的 CFC-12,它可使系统具有较高的节能潜力和更佳的冷冻速率。但由于其含有较多的 HCFCs 成分,所以不宜作为 CFC-12 的长期替代物。

1.3.4 HFC-134a 在家用冰箱中的替代

(1) HFC-134a 制冷剂的性质

HFC-134a 对臭氧层没有破坏,但其温室效应较高(GWP_{100} 为 1300),因而近来被认为只是一种近、中期替代制冷剂。HFC-134a 单位质量制冷量大,在相同的蒸发条件及质量流量下它的制冷量比 CFC-12 高 26.4%;容积制冷量低于 CFC-12,采用 HFC-134a 的系统压缩机必须具有较大容量或较高转速。HFC-134a 的 COP 值比 CFC-12 的低,其系统能耗较高,会造成过多的 CO₂ 和氮氧化物的排放,加剧温室效应。但由于其 ODP = 0,不可燃,物理性能与 CFC-12 较为接近,使用安全,国内外 HFC-134a 的生产已成规模,技术上比较成熟,所以 HFC-134a 仍被作为家用冰箱冷柜中的可选替代制冷剂。除了 GWP 值和系统能耗较高外,采用 HFC-134a 还带来实用上需解决的一些问题:需要生产专用的压缩机和采用与 HFC-134a 相容的辅助材料,从而使压缩机生产成本增加,价格提高。由于 HFC-134a 对矿物油、石蜡等的溶解能力极差,润滑油需改用酯类油,而制冷剂/酯类油会与加工、生产

过程用的切削油、清洗液等发生化学反应，形成蜡状物质，易造成脏堵，从而对制冷管道内壁的清洁度提出了更高的要求。与 CFC-12 系统所用的矿物油相比，酯类油吸水性和水解性强，饱和含水量值约为矿物油的 20 多倍，在系统中易造成冰堵，因此生产过程中要严格控制系统中的水分。

(2) HFC-134a 制冷剂在冰箱中的应用

HFC-134a 作为冰箱替代制冷剂时，应特别注意压缩机的适用性、蒸发器和冷凝器的设计、润滑油的选择、毛细管尺寸的确定、干燥剂的选择、系统充灌量、材料相容性等方面的要求。

应着重考虑 HFC-134a 压缩机的磨耗性与排气量。CFC-12 中含有氯，能使压缩机摩擦部件表面生成一层润滑性高的氯化物薄膜层，而 HFC-134a 分子不含氯，自身不具备润滑性。当压缩机中的运动部件供油不足时，会加剧磨损甚至烧结，因此需要在润滑油中加入添加剂以提高润滑性，另外必须改善运动部件的材料和表面特征，以及改善供油机构。HFC-134a 的单位制冷量比 CFC-12 的大，对于相同的制冷负荷，HFC-134a 系统所需的制冷剂流量较小。但 HFC-134a 的吸气比容较 CFC-12 的大，且其单位容积制冷量小于 CFC-12，因此若要保持压缩机转速不变的条件下以 HFC-134a 替换 CFC-12，则压缩机的排气量须加大 8% 左右。HFC-134a 的 COP 值略小于 CFC-12，若获得相同的制冷量，则 HFC-134a 系统能耗高于 CFC-12 系统。近年来我国已引进多条 HFC-134a 制冷压缩机生产线。这类压缩机除了在结构上作了适当调整外，还对其电机绝缘材料、密封材料作了相应的改变。采用 HFC-134a 专业压缩机，可使 HFC-134a 系统可靠、高效运行。

从前面的表 1-11 可知：在冰箱标准工况下，HFC-134a 的冷凝压力高于 CFC-12 的冷凝压力，而 HFC-134a 的蒸发压力低于 CFC-12 的蒸发压力。理论计算和实验均表明，HFC-134a 的表面传热系数也与 CFC-12 存在差别：在单相时，HFC-134a 的表面传热系数比 CFC-12 高 30%；在蒸发时高 28%~34%；冷凝时则高 35%~41%。考虑到管长、管径和温度的影响，上述差值会略有变化。对目前的系统测试说明，CFC-12 蒸发器和冷凝器的基本设计仍适用于 HFC-134a。当然，改用换热性能更佳的冷凝器和蒸发器，并进行系统优化匹配，使冷凝器压力及温度适当降低，蒸发器压力及温度适当提高，从而提高电冰箱的运行效率。

润滑油的作用主要是促进润滑、加强散热和防止泄漏，其性能影响到压缩机的耗功、可靠性及寿命。HFC-134a 的分子极性大，在非极性油中的溶解度极小，故与原 CFC-12 系统中使用的矿物油或烷基苯油不能互溶。在为 HFC-134a 专门开发的各种合成油中，主要是聚烯醇类油 (PAGs)、酯基油 (POE) 和氨基油 (Amides)。从 HFC-134a 与它们的互溶性临界曲线可知，临界溶解曲线有两条，使高温区和低温区存在一个分层区，高温区溶解度随温度升高反而减小。该特征使系统在较宽温度、压力范围运行有困难。但分层不影响排气压力和制冷量。PAGs 对金属有轻微腐蚀，腐蚀程度取决于金属的微观结构和系统的含水量。PAGs 吸湿性强，吸湿后会起镀铜现象。另外，PAGs 的电绝缘较差。研究表明，POE 更适合于 HFC-134a 的系统中。但其缺点是吸水性强（比矿物油强 100 倍），因此在充装过程中应严格防止水分进入系统，在任何情况下也不允许压缩机敞开时间超过 15min。压缩机堵帽取下后应立即接入系统，并避免强制空气循环。在续油之前系统中水分含量不得超过 100mg。POE 中最高允许水分含量为 60mg/kg。

冰箱采用 HFC-134a 作制冷剂时，毛细管的尺寸与采用 CFC-12 时的有所差异，应通过

试验来确定毛细管的长度与内径。

由于冰箱制冷系统内无法保持绝对干燥，不但造成制冷剂及润滑油酸化，腐蚀部件，而且易造成毛细管冰堵，因此系统中必须有除湿功能。为了得到满意的干燥效果，HFC-134a 的系统中必须采用 XH-7、XH-9（或 MS592、MS594）等型号的分子筛。HFC-134a 与 POE 润滑油吸湿性比 CFC-12 和矿物油高出许多，故应增加干燥剂用量（约增加 50%）。HFC-134a 系统对含水量的控制比 CFC-12 系统更加严格。

HFC-134a 的充灌量一般比 CFC-12 低 10%~20%。

HFC-134a 和酯类润滑油与常用的金属如铜、铝、碳钢、铸铁及黄铜等都是相容的。合成橡胶如丁基橡胶、磺化氯丁橡胶等也与之相容，但氟橡胶能发生溶胀，抗拉强度降低，应避免使用。HFC-134a 及其润滑油混合物与绝大多数电机绝缘材料相容。但 HFC-134a 的击穿电压、介电常数均比 CFC-12 低，故设计时应注意它的电绝缘性能。

HFC-134a 系统使用的抽真空装置和真空度要求与 CFC-12 相同，但应避免由真空泵油雾倒流引起的污染，真空系统必须安装油气捕集器。最好将真空泵润滑油换成制冷压缩机使用的同一种润滑油。由于 HFC-134a 的分子体积较 CFC-12 的小，其渗透性显著提高，因此在焊接与试漏工艺上要求达到更高的水平。原有的检漏设备采用检测氟元素的方法，不适应于 HFC-134a 系统，必须更换成专用检漏仪，例如美国横河公司的 H25C 型，对 HFC-134a 的检漏灵敏度达泄漏量 1.5g/年。

针对 HFC-134a、R600a 及混合物制冷剂各自存在的问题，美国、日本等国正在抓紧开发一些新的替代物^[14]。例如美国环保局的专家开始对 CFC-12 的潜在替代物开展研究，这些替代物为 HFC-245cb/HFC-134，HFC-143a/HFC-134，HFC-143a/HFC-152a 和 HFC-125/HC-270 等共沸混合物以及可能的纯制冷剂 HFC-134 和 HFC-245cb。某工况下对热工性能预测的结果（表 1-13）表明，HFC-134 的 COP 高于 CFC-12 和 HFC-134a，但其容积制冷量较小；HFC-245cb/HFC-134a 的 COP 约比 HFC-134a 低 5%。因此还不够令人满意。

表 1-13 HFC-134 等热工性能^[14]

制冷剂	COP	容积制冷量, kJ/m ³	制冷剂	COP	容积制冷量, kJ/m ³
HFC-245cb/HFC-134	1.276	630	CFC-12	1.348	788
HFC-134	1.363	577	HFC-134a	1.345	747

1.4 冷水机组^[14]

在 1990 年以前，离心式冷水机组制冷剂一般在 CFC-11、CFC-12、HCFC-22 和 R500 中进行选择。若有特殊要求，如提供较低的冷量或为了回收热量而在较高的冷凝温度下运行，则分别选用 CFC-113 或 CFC-114。CFC-11 由于其效率和在低压冷水机组中使用时的成本优势，在冷水机组制冷剂的选择中占主导地位，它主要用于冷量范围在 350~10000kW 离心式冷水机组中。在每 3 台离心式装置中，大约有 2 台使用这种制冷剂。尽管使用这种制冷剂的冷水机组已经于 1994 年在发达国家停止生产，但它们现在使用的数量仍比其他离心式装置的总和还多。另一种使用比较普遍的制冷剂是 CFC-12，它将离心式冷水机组的适用范围扩展到了较低的冷量范围（350~4500kW），并在不追求高效率的情况下具有价格优势。在离心式冷水机组中使用 R500 可以在 50Hz 的电机运转速度下提供与 CFC-12 在 60Hz 时相

同的冷量。后来它用于 60Hz 的装置中，以扩展冷量的范围。60Hz 的机型在北美和日本的一些地方得到使用，50Hz 的机型在欧洲、日本的部分地区和亚洲其他地方是标准机型^[17]。

涡旋式、活塞式或螺杆式压缩机的冷水机组大部分采用 HCFC-22 制冷剂。在一些冷量在 3500~35000kW 范围内的离心式压缩机的大型冷水机组中，HCFC-22 也占有主导地位。大约小于总数 10% 的冷水机组使用的是 R717（氨）或采用吸收式冷水机组，大部分吸收式冷水机组选择水和溴化锂分别作为制冷剂和吸收剂。表 1-14 示出了 1993 年全世界使用的冷水机组估算量。

表 1-14 1993 年全世界使用的冷水机组资料^[18]

使用中的冷水机组	机组数量,台	使用的制冷剂量,10 ³ t	1993 年船用新装置,台
离心式及螺旋式冷水机组			
CFC-11	110000	37.5	0 ^②
CFC-12	20000	6.1 ^①	0 ^②
HCFC-22	35000	13.8	3450
R500	7400	2.0	0 ^②
HCFC-123	8100	2.5	3725
HFC-134a	2600	1.1	1550
容积式压缩机冷水机组(空冷和水冷)			
HCFC-22	455000	22.5	33500
其他制冷剂	不重要	不重要	不重要

① 包括 R500 冷水机组中的 CFC-12。

② 不包括蒙特利尔议定书条款 5 (1) 国家生产的任何 CFC 冷水机组。

目前离心式冷水机组无论其冷量大小，多在 HCFC-22、HCFC-123 和 HFC-134a 中选择替代制冷剂。有将近 2/3 的新装置中使用低压的 HCFC-123。其他的冷水机组大部分采用中压的 HFC-134a。

军用船舰，特别是潜水艇，使用中压的 HFC-236fa 替代原 CFC-114 冷水机组，因为船用机组要求蒸发器内制冷剂工作压力要高于大气压力，以防漏入湿空气引起腐蚀。船用离心式冷水机组的冷量范围为 440~1400kW。

在容积式压缩机的小型冷水机组中，HCFC-22 仍然是主导制冷剂。然而，采用 HFC-134a、R407C 和 R410A 的机型正被介绍用于替代使用 HCFC-22 的机型。在欧洲，一些小型冷水机组使用 HFC 类物质的混合物 R404A 作为替代制冷剂。虽然 R407C 的温度压力特性与 HCFC-22 的很相似，但需对机器进行改进，以避免混合物的成分滑移。一些使用 R407C 制冷剂的系统采用 Lorenz 循环，以提高循环效率。

近年来，使用 R717（氨）的小型冷水机组的数量虽然在增长，但是仍然较少。此外冷水机组使用 R290（丙烷）、R600（正丁烷）、R600a（异丁烷）、R1270（丙烯）或者其混合物作为制冷剂的情况并不常见。这些冷水机组在欧洲比在世界其他各地更受到认可。

要注意的是，无论 HCFC-123 还是 HFC-134a 的热物性均与 CFC-11 和 CFC-12 有所不同，因而通常不能简单地采用直接充注式替代。

1.4.1 CFC-11 冷水机组改用 HCFC-123

现有替代制冷剂中，只有用 HCFC-123 改装原设计采用 CFC-11 的低压离心式冷水机组才有较令人满意的结果。图 1-14 所示的温度-压力曲线说明，两种制冷剂的正常运行压力范围较为接近。

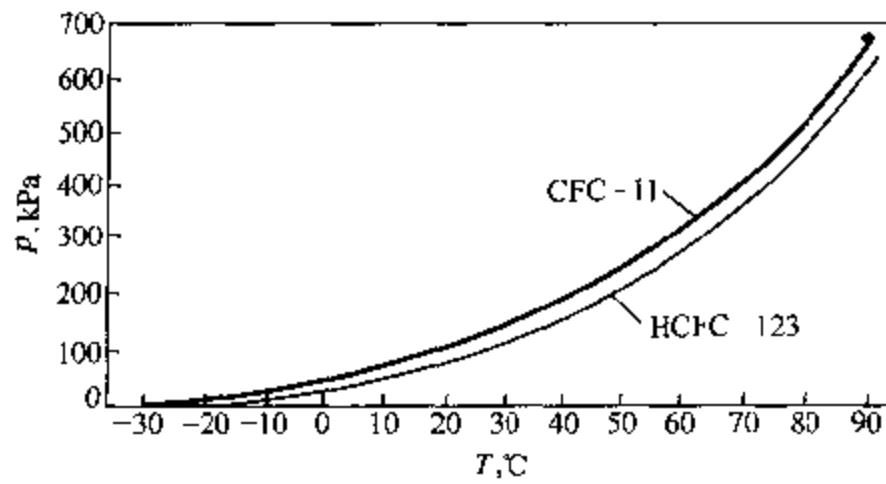


图 1-14 CFC-11 与 HCFC-123 的温度-压力曲线

(1) HCFC-123 的特性

尽管 HCFC-123 具有良好的运行特性，但是由于 HCFC-123 与 CFC-11 运行压力和温度的差别，使改装后冷水机组的效率和制冷量较原 CFC-11 机组均有所降低，如制冷量减少 10%~15%。用直接充注式转换的机组，现场测试结果表明，能效有同等程度下降。

经过系统优化改装 HCFC-123，可使现有的 CFC-11 冷水机组的性能下降很少。为了提高改装机组的性能，必须改变叶轮的转速，或改进叶轮结构，甚至更换叶轮。当然，系统优化改装所需费用会高于简单改造的费用。用 HCFC-123 替代 CFC-11 改装后冷水机组的大致性能水平示于图 1-15 中。

应注意 HCFC-123 的材料相容性。由于 HCFC-123 的溶解特性，必须更换 CFC-11 离心式冷水机组的许多零部件，方可改用 HCFC-123，否则这些零部件将被逐渐侵蚀，引起泄漏，甚至出现系统故障。此外，HCFC-123 与封闭式压缩机电机的绕组不相容，更换电动机势必增加改装费用和复杂性。大多数开启式机组改用 HCFC-123 时，需要更换轴封、O 形圈、密封垫片；还要重新调整控制器件，使其与 HCFC-123 的运行压力和温度匹配。机组转速也要通过更换传动齿轮等方法加以改变。开启式冷水机组的改装费用大约是封闭式机组改装费用的一半。低压封闭式 CFC-11 冷水机组改用 HCFC-123 时可能需更换的零部件包括 O 形圈、密封垫片、封闭式压缩机电机绕组、油泵电动机绕组、轴承衬套、膜片及轴封等。

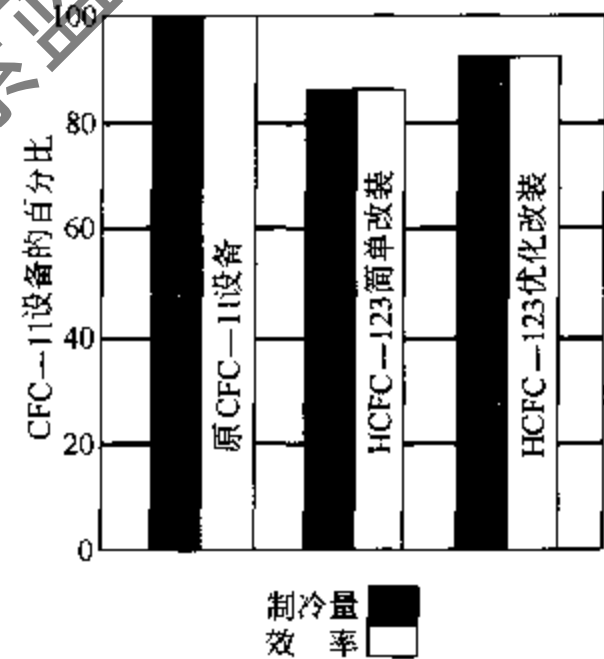


图 1-15 用 HCFC-123 改装 CFC-11 系统典型的制冷量和效率近似值

实践表明，对管理 HCFC-123 的要求与对 CFC-11 的要求相差不多。但是 HCFC-123 的生产厂家提出，此种制冷剂的允许暴露极限 (AEL) 仅为百万分之十至三十，远远低于原 CFCs 的 AEL。应遵守有关的安全规定，防止工作场所的 HCFC-123 超过极限浓度。另外，机房内应安装一些确保 HCFC-123 系统安全运行的装置。例如，设置浓度传感器，用于监测机房内 HCFC-123 的浓度是否已经达到百万分之三十；安装报警器，当探测到制冷剂泄漏时，向机房内外人员报警。机房安装排出泄漏制冷剂的通风装置，其排风口、泄压阀 (安全阀) 的排出口和排空放气管路出口，都应引到建筑物以外，远离进风口和有人活动的地方。最后，机房要有良好的通风，其安全所需通风量可按 ASHRAE 标准 45-1992 中的有关方法计算。

(2) CFC-11 的其他替代物

目前,采用 HCFC-123 作为制冷剂的离心式冷水机组已商业化。但由于 HCFC-123 仍有一定的 ODP 值,将在 2020 年和 2040 年分别在发达国家和发展中国家被禁用,因而研究长期性最终的 CFC-11 替代物十分必要。HCFC-245ca 的温度-压力曲线与 CFC-11 的相近,稳定性好,毒性低,且对漆包线的浸蚀比 HCFC-123 有所减轻,因而被认为是一种具有前景的替代物。它在干空气中不燃,但在湿空气中能形成弱的可燃性混合物,为确认机组效率和着火的风险性,还需开展相关的研究工作。

采用 HCFC-123 的不可燃共沸物也是一种替代方案,以减少 HCFC-123 的用量。例如由 92%HCFC-123 与 8%正戊烷组成的共沸混合物,以及由 70%HCFC-245ca 与 30%HCFC-123 组成的共沸混合物。但对这些混合物还需 7~10 年时间的进一步研究。

美国 Allied Signal 公司提出用 HCFC-245fa 作为 CFC-11 的替代制冷剂。HCFC-245fa 有较高的冷凝压力,需要变更换热器的设计,但其冷量大 30%~35%,且能效无显著降低。其 GWP 值为 790。其他的设计变更和相容的润滑油,需由制造厂家确定。

日本国家材料与化学研究所的 A.Sekiya 等人提出以 $\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CF}_3$ 、 $\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CF}_3\text{CF}_3$ 和 $\text{CH}_3\text{OCF}(\text{CF}_3)_2$ 三种氟化醚分别作为 CFC-11 等的长期性替代物^[19]。表 1-14 给出了它们的一些性质。由表 1-15 可见,虽然其溶解度比 CFC-11、CFC-113 略差,但其大气寿命短,GWP 低,热稳定性好,不燃低毒。目前正在进行压缩机试验。日本物质工业研究所提出 HFE-347mcc 可能是 CFC-11 的潜在替代物。

表 1-15 三种氟化醚的性质

参数	$\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CF}_3$	$\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CF}_3\text{CF}_3$	$\text{CH}_3\text{OCF}(\text{CF}_3)_2$	CFC-11	CFC-113
ODP	0	0	0	1.0	0.8
GWP ₁₀₀	622	485	368	3970	5000
大气寿命,年	6.5	6.4	4.9	50	85
标准沸点,K	278.74	307.37	302.50	296.74	320.70
临界温度,K	406.8	437.47	433.3	471.5	487.9
临界压力,MPa	2.887	2.481	2.553	4.413	3.413
粘度(23℃),mPa·s	—	1.471	0.463	0.455	0.693
密度(23℃),kg/m ³	—	1409	1420	1480	1568
表面张力(23℃),mN/m	—	12.39	11.86	18.12	17.46
导热系数(23℃),W/m·K	—	0.0753	0.0780	0.0936	0.0765
比热容(23℃),kJ/(kg·K)	—	1.246	1.208	0.9142	0.9196
潜热(沸点),kJ/kg	—	142.3	139.3	189.12	151.04
溶解度(25℃)	—	13.7	13.5	15.6	14.9
热稳定性	稳定	稳定	稳定	稳定	稳定
易燃性	不燃	不燃	不燃	不燃	不燃

1.4.2 CFC-12 冷水机组改用 HFC-134a

现有替代制冷剂中,只有用 HFC-134a 改装原设计采用 CFC-12 的离心式冷水机组才有较令人满意的结果。从图 1-9 中可知,HFC-134a 与 CFC-12 两者的物理特性相当接近。在改装时,要确定制冷剂转换对于冷水机组制冷量与效率的影响,还要选择合适的更换用零部件。

HFC-134a 的声速比 CFC-12 低，叶尖速度要比 CFC-12 约高 15%，所以叶轮和（或）传动齿轮必须更换。换热器管需重排，以减少压力损失。HFC-134a 单级压缩机冷水机组的排气压力，比使用 CFC-12 时大约平均提高 30%。在设计改装工艺过程中，必须考虑不同工况下制冷剂流量及压缩机排气压力的变化，否则将大大减少制冷量和改变冷水机组的工作温度范围。未经优化的简单改装，使单级系统的制冷量减少 14%，功耗却增加 9%。优化转换包括更换叶轮和传动齿轮。经优化改装，机组功率仅增加约 3%~4%，而可达到原来的制冷量。有时，机组还需要更换规格较大的电动机。图 1-16 表示用 HFC-134a 改装 CFC-12 系统典型的制冷量和效率的近似值。

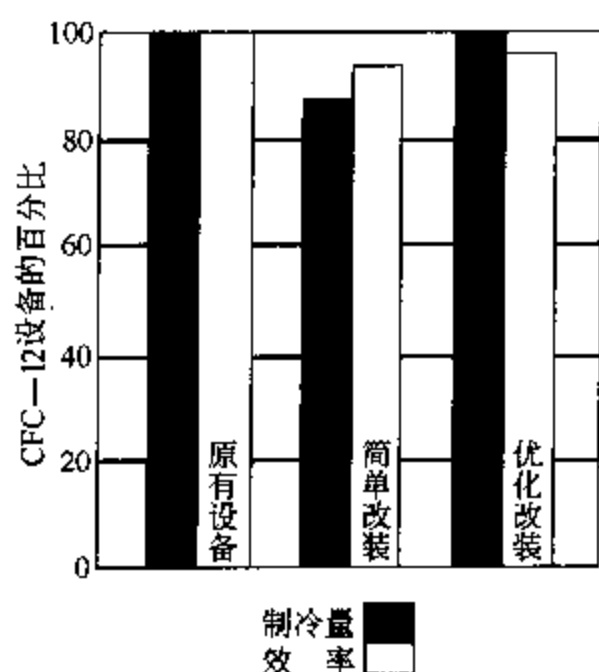


图 1-16 用 HFC-134a 改装 CFC-12 系统典型的制冷量和效率的近似值

HFC-134a 具有更高的化学稳定性与热稳定性，它与离心式冷水机组所用的合成橡胶及金属材料有较好的相容性。但是干燥过滤器的分子筛要换成 XH-7 或 XH-9。矿物油和 HFC-134a 不互溶，因此，润滑油问题是改装中应考虑的关键。矿物油不可使用于 HFC-134a 系统，甚至残存少量（例如超过总油量的 5%）的矿物油，也会导致机组的性能方面的严重问题。HFC-134a 的系统，首选的润滑油是 POE，但需经原机组制造厂认可。图 1-17 所示是 HFC-134a 分别和矿物油及 POE 润滑油的相对互溶度。由图看出，HFC-134a 和矿物油的互溶性极差，两者只有在制冷剂质量比例很小的条件下互溶。另一方面，HFC-134a 和 POE 在很宽的温度和制冷剂浓度范围内都能互溶，这一点几乎和 CFC-12 的互溶性相同。

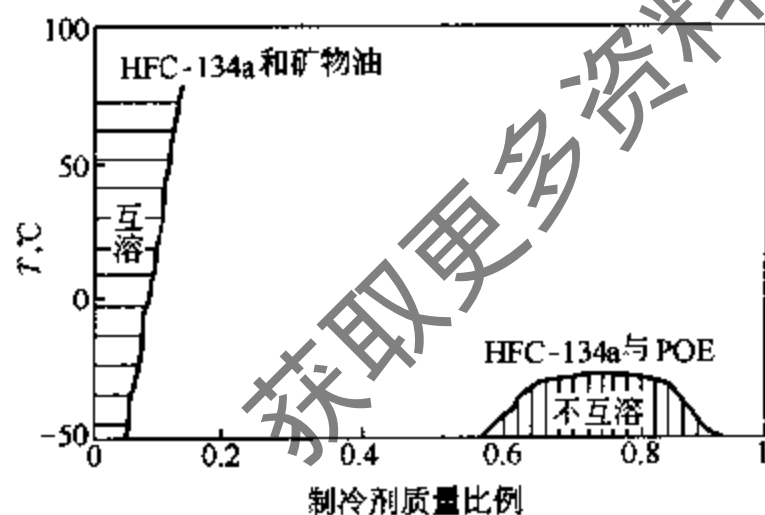


图 1-17 HFC-134a 和矿物油及 POE 润滑油的互溶度

与矿物油相比，POE 价格高，且吸水能力强。在充入系统前要小心管理，以防将任何水分带入系统。系统充入 POE 后，可能会加大系统中水分的含量，所以需用较大尺寸规格的干燥过滤器，以确保除去系统中所有过多的水分。POE 可溶解那些不被 CFC-12 或矿物油溶解的材料。在改装后机组运行的初期，经常检查干燥过滤器显得十分必要，因为原系统残留的不溶解物质可能被 POE 溶解后大量聚集。务必要使用机组制造厂指定的润滑油，以保证和与其接触的所有零部件的材料相容。

当前改装中的主要问题是清除系统中残留的矿物油。如果残留的矿物油过多，会降低机组性能，还可能造成严重事故。经验表明，在 HFC-134a 系统中的 POE 中矿物油的含量，按质量比不得超过 5%，才能达到所要求的互溶性。目前离心式冷水机组的改装过程，要求更换 3 次以上润滑油，即用 POE 冲洗系统不少于 3 次，以达到残余矿物油含量的要求。应向机组制造厂咨询矿物油的最大允许残留量。用 POE 润滑油冲洗系统的过程为：尽可能放尽系统中的润滑油，换用 POE 润滑油，系统以原 CFC-12 和 POE 运行 1 天左右。如此反复进行，直到 POE 中残留矿物油的质量含量小于 5% 为止。即使如此，只要蒸发器中存有矿物油，就会影响传热进而降低冷水机组制冷量。通常采用测定混合油折射率并与标准样品比较法，检

查 POE 中残存矿物油的含量。只要润滑油的纯度达到了要求, 就可以排出冷水机组中的 CFC-12, 充灌 HFC-134a。

1.4.3 R500 冷水机组改用 HFC-134a

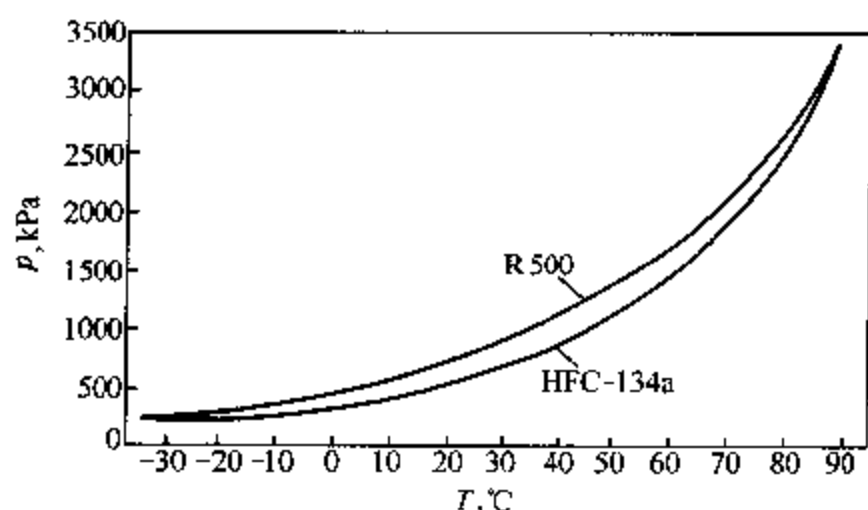


图 1-18 R500 和 HFC-134a 的温度-压力曲线

不少 R500 冷水机组已经成功地转换使用 HFC-134a。但是, 两种制冷剂的饱和压力存在一些差别, 见图 1-18 所示。

材料的相容性参见第 1.4.2 节。值得强调的是, 改用 HFC-134a 时也要换用 POE 润滑油。在性能方面, 转换制冷剂时如不更换压缩机传动齿轮, 制冷量则降低 3%~9%, 而功耗增加很少。如转换制冷剂的同时更换压缩机的传动齿轮, 则在用冷水机组的制冷量可与原先的相同, 而功耗仅增加 1%~2%。

1.4.4 CFC-114 系统的改装

HCFC-124 被认为是海军军用离心式冷水机组 CFC-114 的替代制冷剂。但是 HCFC-124 和 CFC-114 的饱和蒸气压力相差甚大, 见图 1-19 所示。HCFC-124 的运行压力较高, 且使用 HCFC-124 的压缩机转速也比 CFC-114 的高, 而叶轮直径比 CFC-114 的小。多数情况下 HCFC-124 不能直接充注于现有的 CFC-114 系统, 因为运行压力水平会超过设计压力, 而且必须彻底更换压缩机。

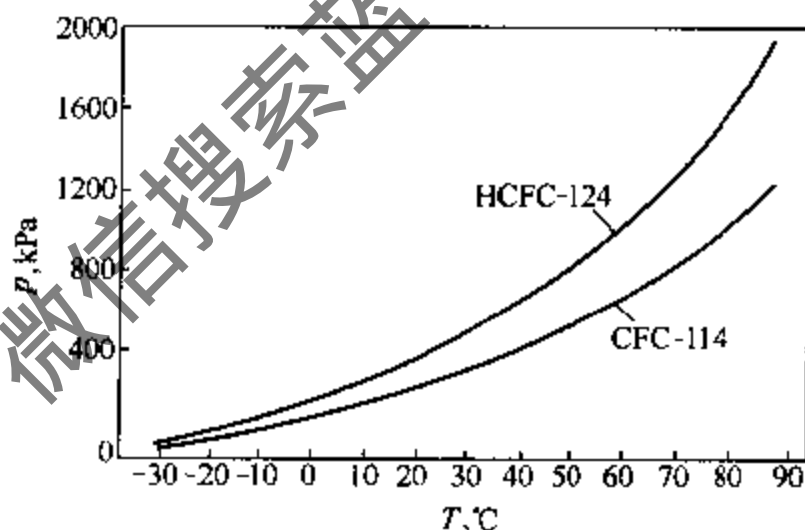


图 1-19 CFC-114 和 HCFC-124 的蒸气压力

HCFC-124 也是一种过渡性替代制冷剂。目前正在考虑用 HFC-236fa 在海军军用冷水机组上作替代 CFC-114 的一种有潜力的长期制冷剂。其运行压力比 HCFC-124 更接近 CFC-114。近年来正在对其能量效率、设备改造要求、稳定性、材料相容性及毒性等进行研究。

日本庆应大学对高温热泵中替代 CFC-114 的新制冷剂 HFE-245mc 开展了研究, 给出了它的热力学物性测试结果和计算方法, 并分析了循环性能, 发现其 COP 比原 CFC-114 低, 而冷量增加。分析结果认为在高温热泵中 HFE-245mc 可以是替代 CFC-114 的制冷剂。意大利国家研究院制冷研究所通过热物性研究, 认为 HFC-134a/HFC-245fa 和 HC-600a/HFC-245fa 两种混合物可能被用于替代高温热泵的制冷剂 CFC-114。

至于现用于设备的 HCFC-22 的替代问题, 正在开发 HFCs 的共沸和非共沸混合制冷剂。需要强调的是, 非共沸混合物制冷剂不能用于带满液式蒸发器的冷水机组中, 而大多数大型 (超过 700kW) 的离心式和螺杆式 HCFC-22 冷水机组都采用满液式蒸发器。

1.4.5 各种改装方案的相对总费用和改装后机组预计性能

CFC 冷水机组通常有相容性转换、优化转换、驱动装置改装三种改装方案。相容性转换是指更换轴封、密封垫、O 形圈等, 这种改装方案的费用一般最低, 但改装后机组的能量效率和制冷量均低于原机组。优化转换包括更换齿轮 (齿轮传动装置)、更换压缩机的叶轮

(直接驱动机组)。驱动装置改装指压缩机组的改进、升级,包括更换在用冷水机组的启动装置、电动机、压缩机及控制器件等,使它们与替代制冷剂相匹配。显然,各种改装工艺过程所需费用随着其复杂程度和更换零部件价格的增加而增加,其费用可高达购置并安装新机组总费用的60%~80%。建议利用机组大修的机会进行转换,以便降低费用。表1-16比较了各种改装方案所需的典型费用。

表 1-16 改装费用和更新费用的比较 (更新费用 100%)

冷水机组类型	相溶性转换	优化转换	开启式驱动装置改装	封闭式驱动装置改装
开启式 CFC-11	20%~30%	40%~60%	60%~80%	不适用
封闭式 CFC-11	50%+	75%+	不适用	90%+
单级 CFC-12 或 R500	不适用	60%	80%	不适用
多级 CFC-12 或 R500	不适用	5%	60%~80%	不适用

表 1-17 给出了改装后冷水机组可达到的性能。

表 1-17 典型的改装机组性能的变化

CFC 制冷剂		CFC-113	CFC-12	R500
替代制冷剂		HCFC-123	HFC-134a	HFC-134a
简单直接充注式改装	制冷量 功率 满负荷时压缩机喘振	减少 增加 无	减少 增加 无	减少 增加 无
传动齿轮改装	制冷量 功率 满负荷时压缩机喘振	略微减少 略有增加 无	基本相同 略有增加 无	基本相同 略有增加 无
压缩机改装	制冷量 功率 满负荷时压缩机喘振	相同 略有增加 无	相同 略有增加 无	相同 基本相同 无

1.4.6 改装工艺过程

改装工艺过程由下列步骤及要求组成。

·记录 CFC 系统的运行温度和压力,作为测定性能的比较基准。初步检查机组泄漏部位,以便在更换制冷剂过程中修理。

·放出压缩机中的润滑油,记录放出的油量。向压缩机充入冷水机组制造厂指定的等量润滑油。注意,原 CFC-12 或 R500 系统改充 HFC-134a,需使压缩机运转 24h 以上,检测润滑油中矿物油残余浓度,反复冲洗,直到压缩机底部油池中矿物油浓度低于 5% 为止。妥善处置由机组排放出的润滑油。应尽可能为压缩机加装放油阀,便于改装及改装后更换润滑油。

·放出 CFC 制冷剂,并将它储存在适当的回收容器中。注意不得将 CFC 制冷剂排入大气。

·按冷水机组制造厂规定,换下不兼容的密封垫片、轴封、O 形圈等。

·调整,使制冷量和效率达到优化。

·用和新制冷剂相容的液体干燥过滤器和吸气过滤器更换系统原部件。

·检漏并修理所有泄漏部位,排尽检漏用气体,充灌新制冷剂。

·启动系统，调整充灌量和节流装置，使系统达到所需的运行温度和压力。在系统和部件上标明适用的制冷剂和润滑油。

- 将回收的制冷剂送往制冷剂再生厂或生产厂，也可供其他设备使用。
- 在运行开始的几周内，密切监视系统的性能。
- 遵循冷水机组制造厂的建议，作好机组的日常维护保养。

1.4.7 更新方案

当前，在相当大的制冷量范围内，都有许多非 CFC 冷水机组供选用，见图 1-20 所示。

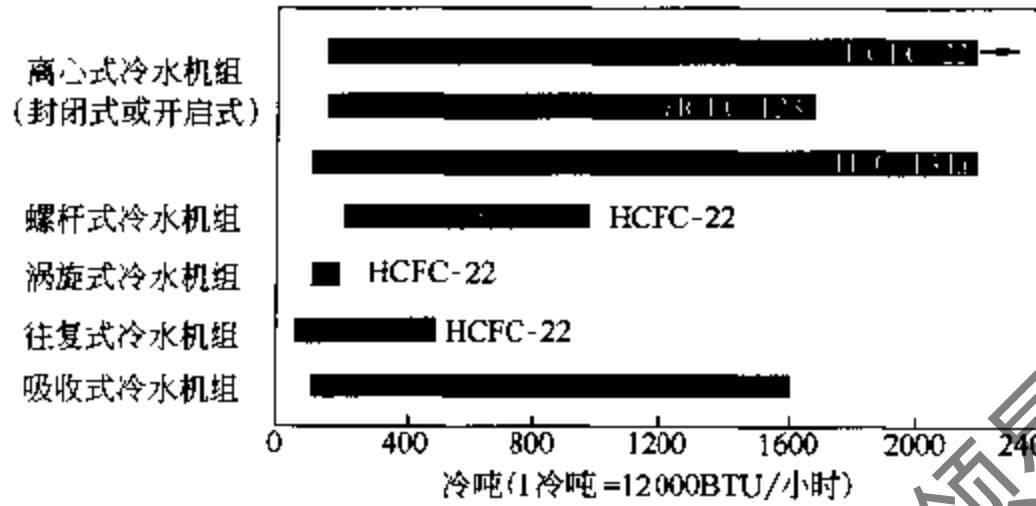


图 1-20 冷水机组类型及其制冷量

随着技术的进步，冷水机组的能量效率得到不断的提高，因此，采用新的冷水机组可以显著降低运行费用。例如，目前美国最先进的冷水机组的效率为 0.148~0.175kW/kW（生产每千瓦冷量所需功率），而在 20 年前制造的机组，其标称效率仅为 0.26kW/kW，15 年前和 10 年前制造的机组，标称效率分别为 0.20~0.23kW/kW 和 0.18kW/kW。机组的更新可以分别节能 42%、30% 和 20%。综合的节能效果可使投资短期内得到回收。

1.5 空调机组

本节讨论的对象是冷量从 20~420kW 的空调和热泵机组。一般说来，它们采用电驱动的蒸气压缩式系统。冷量在 100kW 以下时，系统使用全封闭回转式、往复式或涡旋式压缩机，而单个或多个半封闭往复式或螺杆式压缩机用于更大冷量的系统中。

空调和热泵机组按冷量大小可分为房间空调器、无风管的组装式与分体式系统、有风道的分体系统和主要用于商业用途的整体式装置与分体式系统。几乎所有这些机组都采用 HCFC-22 作为制冷剂。1994 年全世界上述四种机组数量及 HCFC-22 用量的估计值列于表 1-18 中。

表 1-18 1994 年全世界空调机组数量和 HCFC-22 用量^[14]

机组类型	冷量范围, kW	机组数量, 台	HCFC-22 用量	
			单位用量	总量, t
房间空调器	2.0~10.5	65000000	0.64kg/台	42000
无风道的组装式和分体系统	2.0~20	80000000	0.32~0.34kg/kW	101000
有风道的分体系统	5.0~17.5	59000000	0.26 kg/kW	168000
商用整体系统	20~420	10000000	0.31 kg/kW	53000
总计		214000000		364000

1.5.1 AREP 项目

寻找 HCFC-22 替代物，既要符合 ODP、GWP 值方面的要求，同时也应对替代物的热工性能、毒性、可燃性、相容性等方面作全面评估。美国空调制冷学会 (ARI) 于 1991 年 12 月牵头设立了 HCFC-22 替代物的评价项目 AREP (Alternative Refrigerants Evaluation Program)。这个项目的参加者包括来自美国、加拿大与欧洲的研究人员与设备制造商。1992 年 3 月日本也相应地设立了 JAREP 项目。AREP 和 JAREP 的任务是公平和统一地评价装置在使用各种可能的制冷剂替代物时的性能，但是并不想从诸多的替代物中挑选或判断出一种甚至一组最好的替代 HCFC-22 的制冷剂。AREP 已检测的候选替代物，包括纯工质和混合物（从共沸混合物到滑移温度 5K 以下的非共沸混合物）共计 20 多种，参见表 1-19。表 1-20 则综述了其中一些替代物的性能等比较情况。

表 1-19 AREP 检测的候选替代物^[14]

种类	替代物	种类	替代物
纯工质	HFC-134a, 丙烷 (HC-290), 氨 (R717)	4. HFC125/143a	45/55
混合物	质量百分数, %	5. HFC-32/125/134a	10/70/20; 23/25/52; 24/16/60; 25/20/55; 30/10/60
1. HFC-32/125	50/50; 60/40	6. HFC-32/125/134a/HC-290	20/55/20/5
2. HFC-32/134a	20/80; 25/75; 30/70; 40/60	7. HFC-32/227ca	35/65
3. HFC-23/32/134a	1.5/20/78.5; 1.5/27/71.5; 2/29.4/68.6		

由表 1-20 可知，若不采取改型措施，这些替代物的效率均比 HCFC-22 的低。只有改型后才有可能达到相同的效果甚至更好。在装置商业化前，必须解决可燃性、材料相容性、新的润滑油与干燥剂、成分迁移以及压缩机与装置的设计、生产和维护问题。

表 1-20 空调机组 HCFC-22 替代物的性能与比较

制冷剂组分混合比 (质量) %	HCFC-22 HCFC-22 100%	HFC-134a HFC-134a 100%	R410A 和 R410B HFC-32/HFC-125 50/50-45/55	R407C HFC-32/HFC-125/HFC-134a 23/25/52	R900JA HFC-32/HFC-134a 30/70	HC-290 丙烷 100%
主要性质 (与 HCFC-22 相比)		· 工作压力低 35% · 在相同冷量时压损增加	· 接近于共沸混合物 · 工作压力高 1.5 倍 · 压损减少	· 非共沸化合物, 成分会发生变化 · 工作压力高 10%	· 非共沸化合物, 成分会发生变化 · 弱燃性	· 强燃性 · 工作压力接近
冷量 (与 HCFC-22 相比)	1.0	0.6	1.4~1.5	0.9~1.1	0.89~1.02	0.8
效率 (与 HCFC-22 相比)	1.0	0.72~0.9	0.94~1.0	0.9~0.97	0.93~0.99	0.96~1.0
技术性问题		· 机组大型化 · 扩大压缩机排量	· 工作压力太高 · 压缩机部件的最优化与耐压 · 管道部件的耐压	· 成分变动 · 为提高效率, 需改进换热器和机组设计	· 成分变动 · 对应于滑移温度, 改进换热器设计	· 安全措施

续表

制冷剂组分 混合比 (质量) %		HCFC-22 HCFC-22 100%	HFC-134a HFC-134a 100%	R410A 和 R410B HFC-32/HFC-125 50/50·45/55	R407C HFC-32/HFC-125/HFC-134a 23/25/52	R900JA HFC-32/HFC-134a 30/70	HC-290 丙烷 100%
社会 与 经济 问题	费用		·机组大型化	·耐高压	·改善效率,扩大换热器	·安全措施	·确保安全性的投资
	维修			·耐高压	·非共沸引起的管理办法	·非共沸引起的管理办法	·维修流通时的安全措施
	制冷剂回收				·技术与管理问题	·技术与管理问题	·强燃性物质的管理与设备
预计商品化时间			·无法预计	·2000年前后	·2000年前后	·2005年后	·无法预计,克服强燃性引起的问题是困难的

1.5.2 R407C 与 R410A 替代 HCFC-22

HFCs 替代物能较有效地综合安全、性能和环境要求之间的平衡, 有较好的应用前景。但由于此类替代物的工作压力较高, 可能有温度滑移、热力特性稍有下降, 与矿物油不相溶而需换用酯类油或烷基苯油, 酯类油的高吸水性、起泡和扩散性不如矿物油, 因而对系统设计、设备制造提出了更高的要求, 并且 HFCs 仍具有较高的 GWP 值。采用天然制冷剂 (HCs、氨等) 是另一种替代方案。它们的 ODP 值和 GWP 值均为零或接近零, 因此在环境因素方面的优越性远远超过 HFCs 类物质, 但由于这类制冷剂的可燃性、刺激性及毒性等安全性方面的缺陷和氨与润滑油的不相溶等原因, 使得在实际使用中受到限制。

目前, HFCs 替代物方案被多数国家和企业所接受, 其中 R410A 和 R407C 等已逐步进入使用阶段。

表 1-21 示出了 R407C、R410A 和 HCFC-22 的性质和理论制冷循环特性。表 1-22 则是分别采用 R407C、R410A 和 HCFC-22 制冷剂时空调器的设计与生产工艺对比表, 供读者参考。

表 1-21 R407C、R410A 和 R22 的一般性质和理论制冷循环特性比较表^[20]

参 数	R407C	R410A	R22
成分	HFC-32/125/134a	HFC-32/125	HCFC-22
质量混合比例, %	23/25/52	50/50	100
相对分子量	86.20	72.59	86.48
标准沸点, °C	-43.77	-51.56	-40.76
凝固点, °C	-115	—	-160
临界温度, °C	86.08	70.22	96.0
临界压力, MPa	4.653	4.852	4.974

续表

参 数		R407C	R410A	R22	
临界密度, kg/m ³		506.0	547.5	525	
饱和液体密度, kg/m ³		1137.6	1060.2	1191	
饱和蒸气密度, kg/m ³		51.374	65.97	0.0225	
粘度	饱和液, mPa·s	0.164	0.178	0.178	
	常压蒸气, mPa·s	0.0128	0.0132	0.0128	
比热容	饱和液, kJ/(kg·K)	1.530	1.692	1.256	
	常压蒸气, kJ/(kg·K)	1.143	1.306	0.662	
蒸发潜热, kJ/kg		185.11	186.85	233.5	
导热系数	饱和液, W/(m·K)	0.0863	0.0801	0.0869	
	常压蒸气, W/(m·K)	0.0131	0.0128	0.0113	
允许浓度, ml/m ³		1000	1000	1000	
可燃性		不燃	不燃	不燃	
臭氧层损耗潜能 ODP		0	0	0.055	
地球变暖潜能 GWP ₁₀₀		1500	1700	1700	
理论 ^① 制冷 循环	蒸发压力, kPa	499	804	498	
	冷凝压力, kPa	2112	3061	1943	
	温度滑移, ℃	4.3	0.07	0	
特性	排气温度, ℃	67.4	72.5	70.3	
	制冷	COP	3.94	3.69	4.14
		制冷能力, kJ/m ³	2947	4190	3010
	制热	COP	5.03	4.69	5.14
		制热能力, kJ/m ³	3762	5326	3737

① 循环条件: 蒸发温度 0℃, 冷凝温度 50℃, 过冷度 0℃, 过热度 0℃。

表 1-22 设计与生产工艺对比表^[20]

制 冷 剂	R22	R407C	R410A
压缩机		1. 专用压缩机 2. 润滑油更换为 POE 或 PVE	同 R407C
冷凝器		1. 系统设计压力增大到 3.3MPa, 对铜管耐压重新校核 2. 增大换热面积, 加大风扇直径, 降低冷凝温度 3. 针对温度滑移, 采用制冷剂 and 空气逆向流动的管路方式	由于冷凝压力增大 60%, 而系统耐压设计为 4.15MPa, 为安全起见, 一般采用 $\Phi 8\text{mm}$ 和 $\Phi 7\text{mm}$ 铜管
蒸发器		1. 对铜管的耐压性能重新校核 2. 通过改变热交换器通路数、制冷剂分流、制冷剂和空气逆向流动等方法提高效率	对铜管的耐压性能重新校核
节流装置		建议采用膨胀阀或内表面加工精度高、内径大的毛细管	1. 对节流装置的耐压重新校核 2. 建议采用膨胀阀或内表面加工精度高、内径大的毛细管

续表

制冷剂	R22	R407C	R410A
四通阀		专用	专用
二、三通阀		专用	专用
铜管		1. 系统压力上升 10%, 对配管、连接管的耐压需要重新确认 2. 提高部分配管的壁厚	对铜管的耐压性能重新校核, 不能使用壁厚 0.7mm 以下的配管
干燥过滤器		因 R32 分子直径小, 建议采用分子筛牌号为 XH-10C 或 11C 的干燥过滤器	同 R407C
高分子材料	CR 合成橡胶	HNBR 合成橡胶	同 R407C
两器加工		1. 残留水分、异物要减少 2. 加工设备改用 POE 挥发油	1. 残留水分、异物要减少 2. 加工设备改用 POE 挥发油 3. 室外换热器因管径缩小, 设备需更换
焊接工艺		采用含氟离子的助焊剂	同 R407C
水分和清洁度控制指标		基本同 R134a	同 R407C
冷媒充注机		需要适用新制冷剂的充注机	需要耐压高的新设备
检漏设备		需要适用新制冷剂的检漏仪	同 R407C
商检模拟机		专用	同 R407C
抽真空工艺	真空度 100Pa 以下	同 R22	同 R22
制冷剂充注方式		1. 液态充注 2. 注入压力变更	同 R407C
外包装		增加 R407C 标识	增加 R410A 标识

1.5.3 HCFC-22 替代的研究动态

(1) 实用性质

对于封闭式电动机压缩机、某些控制机构如液位控制器或压缩机能量调节器而言, 制冷剂电气性质是非常重要的。为保证可靠运行, 要求制冷剂具有高的介电常数和较低的导电率。德国 Aachen University of Technology 的 G. Pietsch 等人对一些 CFCs 和 HCFCs 长期替代物的电气性质进行了测量, 提供了 HFC 混合物制冷剂 R404A、R407C、R410A 及 R507 等的介电常数、导电率与击穿电压测量结果, 指出了下一步测量与研究工作的内容, 即在制冷剂所用系统的广泛范围工况下建立制冷剂电器性质与工作温度、压力之间的函数关系, 以及制冷剂电阻值与含水量之间的关系式, 以获得系统在最恶劣工况下运行时制冷剂电器性质的数据。ICI 公司和开利公司研究了在 HCFC-22/矿物油的系统中改用 R407C/酯类油后的长期可靠性问题, 发现经 2000h 寿命试验后, 制冷量和 COP 的变化均在可接受的范围内。对油样及压缩机拆卸检查说明, 存在一些问题, 如黑色粉末等, 但认为尚属允许范围。替代物与润滑油和材料的相容性也是十分重要的研究内容。美国联合技术研究中心的 H.H. Michels 等人提出了基于非理想溶液的超吉布斯函数理论的制冷剂/润滑油混合物的溶解度模型, 能用于分析 R410A/酯类油与 R407C/酯类油的溶解性质, 该模型对三元制冷剂/润滑油的混合物也适用。ICI 公司的 C.L. Wellman 等通过试验研究指出了 R407C 和 R410A

与酯类油或烷基苯油所组成的混合物的溶解度及其粘度的影响。美国 Lubrizol 公司的 J.N.Vinci 等人探讨了多元醇酯类油的添加剂对轴承负载能力、热稳定性、水解性、分子筛相容性及毛细管堵塞的影响,提出了有效的防摩擦添加剂。美国特灵公司的 R.G.Doerr 等人系统地研究了在制冷空调设备改型条件下,制冷剂/润滑油对电动机材料地相容性。日本大金公司认为,必须改造原使用 HCFC-22 的涡旋压缩机以适应 R407C 的采用。改造内容包括:滑动部件的可靠性,保持原 COP 水平,以及强化醚类油的回油。为确保可靠性,轴承采用了铅-铜合金材料和十字联轴节采用富硅铝合金材料,以减少磨损。为获得较高的 COP,提高涡旋压缩机的压缩比以适应 R407C 的压力提高并改变涡旋中心的形状以减少过压缩损失。为解决回油问题,改进高压腔中除雾器的形状,提高油分离的效率^[14]。

(2) 系统性能

韩国 Inha University 的 Dongsoo Jung 等人采用改进的 Stoecker 基本方程及计算两相区粘度的 McAdams 方程、摩擦系数的 Stoecker 方程建立了毛细管压降的数学模型,利用验证的模型在不同冷凝温度、不同过冷度、不同毛细管内径和不同制冷剂质量流量下,对分别使用 R134a、R407C、R410A 的家用空调器性能进行了计算,提出了一个质量流量与冷凝温度、过冷度、毛细管长度和直径之间的实用关系式,该关系式对 HCFC-22、R134a、R407C、R410A 都适用^[21]。美国 University of Illinois at Urbana-Champaign 的 Man-Hoe Kim 和 Clark.W.Bullard 对采用 R410A 制冷剂的家用分体式空调器的开停特性进行了实验研究,分析了启动后机组的冷量、功耗、除湿能力及 COP。测试结果表明,启动后机组的冷量的 COP 可被表达为两个时间指数函数的组合(包括两个时间定值)。下一步将研究启动时蒸发器风量的减少对系统性能的影响。气液热交换器常用于制冷系统中,以保证系统正常运行和提高系统性能^[22]。美国 University of Wisconsin-Madison 的 S.A.Klein 等人开展了 R507A、R134a、R12、R404A、R290、R407C、R600、R410A 制冷系统采用气液热交换器的性能研究,提供了一种评价任何一种制冷剂时气液热交换器对系统性能影响的方法,指出当低压侧压损很小时气液热交换器对采用上述制冷剂的系统性能有益,而在采用 R22、R32 和 R717 的系统中气液热交换器则是有害的^[23]。瑞典 Chalmers Univ. of Technology 的 Cecilia Gabrielli 等人研究了用 R407C 代替 R22 时管壳式干式蒸发器与吸气热交换器之间传热面积优化问题,指出了蒸发器中 R407C 温度滑移与传热面积优化分配有关。应把一些换热面积从蒸发器移至吸气热交换器,这样可使系统 COP 提高 3.4%^[24]。他们还研究了使用 R407C 时干式蒸发器在给定面积或造价条件下管子数目的优化,结果表明,可以允许 R407C 压降稍大些,管子数目可适当减少。然而,如仍采用 R22 的优化管子数,则 R407C 的系统性能仅降低 0.5% 以内^[25]。天津大学马一太等人对替代 R22 一些新混合物制冷剂 R32/125/152a、R125/290、R32/290、R32/125/290 在多种工况下的窗式空调器性能进行了理论与实验研究,发现了 R32/125/152a 在整个运行工况范围的系统性能与 R22 接近,指出这些混合物的组分比例应按照装置运行工况范围进行优化^[26]。英国 ICI 公司通过测试与分析,比较了在制冷量为 10.5kW 集中空调系统中采用 R407C 和 R410A 两种替代物的压缩机功率、蒸发器冷量、制冷剂流量、COP 等,结果表明,采用原蒸发器时,R407C 的冷量约为 R22 的 0.94~0.96,COP 为 R22 的 0.9~0.93;但改用逆流蒸发器时,则冷量为 1.02~1.05 倍,COP 比 R22 提高 5%~6%;R410A 的冷量是 R22 的 1.0~1.07 倍,COP 为 0.93~1.0 倍^[14]。美国马里兰大学的 R.Radernacher 也进行了中、高压空调热泵系统中 R407C、R410A、HFC-32/HFC-125 (45/55) 替代 HCFC-22 的比较试验。试验结果表明,

R407C 的运行压力与 HCFC-22 的相似, 制冷时季节能效比降低 6.8%, 制热时季节能效比降低 4.7%。R410A 制冷时季节能效比较 HCFC-22 高 2.6%, 供热时相同; HFC-32/HFC-125 (45/55) 则分别比 HCFC-22 高 1.7% 与 1.8%^[14]。

(3) 表面传热系数关联式

意大利学者 A. Cavallini 等人开展了新型 HFC 制冷剂 (R134a、R125、R32、R410A、R236ea) 在水平光管内冷凝换热及压降的实验研究, 指出了干度、质量流量、饱和温度、饱和湿度与管壁温度差以及压降对表面传热系数的影响, 认为分别对环流方式和分层方式有效的 Kosky 和 Staub 模型与 Jaster 和 Kosky 方程能很好地预测 HFCs 冷凝表面传热系数^[27]。英国 University of Brighton 的 X. Boissieux 等人通过测试得到了 R407C、R404A 和 Isceon59 (R125/R134a/600, 47/50/3) 水平管内的两相冷凝表面传热系数, 将测试结果与现有的冷凝表面传热系数关联式进行了比较, 认为采用 Shah 冷凝表面传热系数关联式可得到能满足要求的结果 (整体误差为 9.1%), 而 Dobson 和 Chato 关联式对上述三种制冷剂有很好的预测能力 (平均标准误差为 7.6%)^[28]。日本 Tokyo University of Mercantile Marine 的 M. Goto 等人实验测定了 R410A 和 R22 冷凝、蒸发时的表面传热系数和压降。研究对象为常用内螺纹管 (外径 8.01mm, 内径 7.30mm) 和 V 形管 (外径 8.0mm, 内径 7.24mm)。所得传热数据表明, 冷凝时 V 形管的当地表面传热系数值是内螺纹管的 2 倍, 蒸发时前者的表面传热系数值比后者稍大。还提出了计算冷凝、蒸发过程内部压降的经验公式。Goto 指出, V 形管换热增强的原因是蒸发和冷凝过程中, 制冷剂液膜的混杂形成很薄的液膜, 有效地提高了换热过程, 然而目前这些传热管内部的液膜流动机理尚不清楚^[29]。日本 Saga University 的 Akio Miyara 等人测量了 R410A 与 R22 分别在 V 形微翅管、螺纹微翅管、光管内的冷凝换热和流型, 发现在高速范围内 V 形管内制冷剂的表面传热系数比螺纹管内的高, 在低速范围内稍低; V 形管内的压力降比螺纹管内的高。观察了 V 形管内的流型, 探讨了液体移动和聚集效应增强换热的机理。初步提出了计算 R22、R410A 在 V 形微翅管内压降和表面传热系数的关联式^[30]。加拿大 University of Moncton 的 S. M. Sami 等人实验研究了替代 R22 和 R502 的三元混合物制冷剂 (R404A, R407B, R407C, R408A) 冷凝时两相流动表面传热系数和压力降, 认为 R408A 的换热性能比比其他制冷剂都高, 而 R407C 的压降明显最大^[31]。

(4) 其他替代制冷剂

瑞典 Chalmers University of Technology 的 Cecilia Gabrielli 等人针对瑞典 25MW 大型透平压缩机驱动热泵 (原采用 HCFC-22) 区域供热系统, 依据冷凝温度、马赫数和温度滑移, 对 2000 种左右的混合物制冷剂进行了筛选, 模拟计算结果表明, 产热量比采用 HFC-134a 的大大增加, 例如 R143a/125/134a (30/25/45) 混合物作制冷剂时热泵的产热量较高^[32]。新西兰 The University of Auckland 的 B. Purkayastha 等人对作为 HCFC-22 替代物的 HC-290 和 LPG 的应用进行了实验研究。LPG 取自于当地市场, 它是 HC-290/HC-170/HC-600a (98.95/1.007/0.0397) 的混合物。发现在蒸发温度 3℃、冷凝温度 35℃ 时, HC-290 和 LPG 分别使热泵系统 COP 比 HCFC-22 高 18% 和 12%, 而冷凝器放热量下降 15% 和 10%, 制冷剂流量分别减少 50% 和 44%, 在所有运行工况下排气温度均大大低于 HCFC-22, 而在高冷凝温度时, LPG 热泵性能更好, 说明试验的 LPG 在热泵/制冷系统中是 HCFC-22 的优良替代物。更要注意的是, 各地生产的 LPG 可能有不同的组成, 且可能含有某些酸及腐蚀性成分, 应在使用前加以仔细研究^[33]。韩国 Seoul National University 的

Y.S.Chang 等实验研究了采用 HCs 制冷剂的热泵系统性能, 这些 HCs 包括 R290、R600a、R600、R1270 以及二元混合物 R290/600a、R290/600。提出了计算纯 HCs 和 HCs 混合物表面传热系数的经验关联式。与 HCFC-22 比较, R290 制冷、制热能力稍低, COP 略高。R1270 制冷、制热能力及 COP 均稍高, 说明它可能是空调与热泵中制冷剂的替代物。非共沸混合物 R290/R600a 和 R290/R600 应用时, 系统制热、制冷能力几乎随混合物中 R290 质量含量增加而线性提高, 其 COP 值均比纯工质高, 在宽混合物组成比例范围下, 冷却工况时 HC 混合物的 COP 比 HCFC-22 高。非共沸 HC 混合物传热性能下降的原因是相变时气相与液相中的组成成分不同^[34]。美国 Clemson University 的 Ismail Kul 等人研究了 HCFC-22 潜在替代物 $\text{CF}_3\text{OCF}_2\text{H}$ /氟化乙烷和 CF_3SF_5 /氟化乙烷两类混合物的气液平衡状态, 给出了混合物蒸气压随温度和浓度变化的数据。在 $\text{CF}_3\text{SF}_5/\text{CF}_3\text{CH}_3$ 、 $\text{CF}_3\text{SF}_5/\text{CF}_3\text{CF}_2\text{H}$ 、 $\text{CF}_3\text{OCF}_2\text{H}/\text{CH}_3\text{CH}_2\text{F}$ 、 $\text{CF}_3\text{OCF}_2\text{H}/\text{CH}_3\text{CF}_2\text{H}$ 、 $\text{CF}_3\text{OCF}_2\text{H}/\text{CF}_3\text{CH}_3$ 、 $\text{CF}_3\text{OCF}_2\text{H}/\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ 和 $\text{CF}_3\text{OCF}_2\text{H}/\text{CF}_3\text{CF}_2\text{H}$ 等 7 种混合物中, 确定了与 HCFC-22 的沸点、高临界温度 (96°C) 接近的一些混合物, 发现 $\text{CF}_3\text{SF}_5/\text{CF}_3\text{CH}_3$ (50/50) 和 $\text{CF}_3\text{CF}_5/\text{CF}_3\text{CF}_2\text{H}$ (50/50) 的沸点分别为 -42.4°C 和 -41.4°C , 临界温度均高于 90°C , 认为这些混合物可能比 R410A、R407C 有更好的性能^[35,36]。清华大学的朱明善等开发的清华 3 号 (THR03) 制冷剂是 HCFC-22 及 R502 的长期性替代物。其 ODP 为零, GWP_{100} 为 954。HTR03 由三种无毒物质经物理混合而成, 无毒, 不可燃。空调工况下, THR03 替代 HCFC-22 时空调器的能效比下降 7%, 制冷量提高 5%; 低温工况下, HTR03 替代 R502 时, 系统能效比和制冷量分别增加 3% 和 6%, 而且可以不用更换原系统的压缩机。HTR03 与酯类油互溶, 与原 HCFC-22 及 R502 系统的材料相容。所以采用 THR03 替代 HCFC-22 和 R502, 不必交换压缩机和主要部件, 不必改造原生产线, 仅需将润滑油更换为酯类油, 就可以实现直接充注式替代。

1.6 商业制冷、冷藏与食品加工、工业制冷、运输制冷

1.6.1 商业制冷^[18]

商业制冷装置可分为三种类型: ①压缩机位于机器间的中央系统, 包括中温系统与低温系统。中温系统的蒸发温度为 $-10\sim-20^\circ\text{C}$, 使新鲜制品的贮存温度保持在 $0\sim6^\circ\text{C}$ 范围内。低温系统的蒸发温度为 $-35\sim-40^\circ\text{C}$, 使冻结制品储存温度达到 $-20\sim-15^\circ\text{C}$ 甚至更低。在一些欧洲国家和美国, 现有的低温系统常采用 R502 作为制冷剂, 而 HCFC-22 常用于低温系统和低温系统。中央系统还被用来为小、中型冷库和冷风型冻结装置提供制冷剂。通常认为中央系统压缩机的最大轴功率为 150kW。②整体式 (单元式) 装置。该装置制冷系统包含压缩冷凝机组, 且在工厂制造过程中制冷剂已充入装置内部。③分体式小型或单元系统。该系统的压缩机和冷凝器是与制冷设备分开设置的。这类系统的输入功率为 $0.5\sim20\text{kW}$, 主要用于储存食品和饮料。大量的②、③两类采用小型封闭式压缩机和普通制冷剂, 包括 CFC-12、R502、HCFC-22 以及最近使用的、用于高温 HCFCs 与 HFC-134a 混合制冷剂。

有关 HCFC-22、CFC-12 的替代前面已有介绍。本小节主要讨论低温系统中典型制冷剂 R502 的替代。

美国环保局 SNAP 计划认可的 R502 替代物如表 1-23 所示。表中 HCFC-22 和 HCFC 混合物属于过渡性替代物, 而 HFCs 混合物与氨则是长期替代物。

表 1-23 美国 SNAP 计划认可的 R502 替代物^[14]

原制冷剂	现有设备	新设备
R502	HCFC-22	HCFC-22
	HCFC 混合物:R402A,R402B,R408A 等	HCFC 混合物:R402A,R402B,R408A 等
	HFC 混合物:R404A,R407A,R407B,R507 等	HFC 混合物:R404A,R407A,R407B,R507 等
		NH ₃

(1) 过渡性替代物

R502 是 HCFC-22 与 CFC-115 以质量比 48.8:51.2 组成的共沸混合物制冷剂,它在 1953 年得到应用,以克服当时 HCFC-22 使用中的排气温度高、回油困难等问题。与 HCFC-22 比,R502 使排气温度下降 22~33℃,低蒸发温度时压力提高,回热特性改善,因而提高了装置的可靠性和制冷性能,且扩大了使用温度范围(单级制冷时,蒸发温度最低可达 -50℃ 左右)。现在 R502 被禁用,又回过头来再把 HCFC-22 作为过渡性替代物。使用 HCFC-22 替代 R502 时,需要采取喷液冷却或二级压缩等措施,以降低过高的排气温度,但会使系统变得复杂,且可靠性降低,成本提高。采用 HCFC 混合物如 R402A、R403B、R408A 等替代 R502,一般可采用直接充注法,但需要更换润滑油。这些混合物的滑移温度一般小于 1℃,可以认为成分迁移不会对系统性能产生影响。在 R402、R403 混合物中,HC-290 的加入可以增强矿物油或烷基苯润滑油的返回能力。R403 具有较高的 HC-290 成分但不会产生可燃性,这就使 R403 比其他混合物更加易于得到应用。清华 4 号 (THR04) 也是 R502 的过渡性替代物,它的能效比和制冷量均比 R502 高,节能效果明显,制冷能力大,而且还可以不用更换原系统的压缩机。HTR04 已在商场的一些展示柜中得到使用。表 1-24 列出了 R502 的一些过渡性替代物的理论性能比较情况。

表 1-24 R502 过渡性替代物的理论性能比较

制冷剂	R502(共沸)	HCFC-22	R402A(近共沸)	R403B(近共沸)	R408A
制冷量相对值	1.00	0.95	1.08	1.07	1.01
COP 相对值	1.00	1.04	0.95	0.95	1.00
排气温度差,℃	0	+32.9	+1.0	-1.7	+2.4
润滑油	矿物油	矿物油	烷基苯油	烷基苯油	矿物油/烷基苯油
备注		需要中间冷却器			

注:计算工况为蒸发温度 -31.7℃,冷凝温度 43.3℃,吸气温度 18℃,绝热效率 1.0。

(2) 长期性替代物

一些 HFC 混合物如 R410A、R404A、R407A、R407B 和 R507,被认为是 R502 的长期替代物。它们的热工性能接近 R502,但 COP 一般比 R502 的低。氨也是 R502 的一种替代物。R502 长期性替代物的理论性能比较情况见表 1-25 所示。目前这些 HFC 混合物的产量有限,达到商业化还需几年的时间。它们的一些实用方面的问题还需进行深入的研究,如润滑油的吸水性、互溶性、水解性及稳定性,还有新润滑油和替代物与材料的相容性,以及高压高温带来的安全问题,此外,制冷剂的价格还较高。应继续开展相关的课题研究,如新型润滑油的开发,与替代物/润滑油相容的材料的选择,小型或耐高压压缩机的设计,换热强

化技术, 安全性, 以及非共沸混合物制冷剂的充灌、回收和装置维修等。对于氨, 要合理解决油难溶性、与某些材料的不相容性及排气温度高等问题, 还要寻找更好的安全方案, 如尽量减少充灌量、采用螺杆式压缩机、使用板式换热器等。

表 1-25 R502 长期性替代物的理论性能比较

制 冷 剂	R717	R502 (共沸)	R410A (近共沸)	R404A (共沸)	R507 (共沸)	R407A (近共沸)	R407B (近共沸)
制冷量相对值	0.89	1.00	1.37	0.99	1.01	0.92	0.96
COP 相对值	0.99	1.00	0.93	0.95	0.94	0.99	0.95
排气温度,℃	排气温度 150.7	0	+28.1	-6.4	-7.2	+10.2	-0.9
润滑油	矿物油	矿物油	烷基苯油	POE	POE	POE	POE
备注	需要中间冷却器		需要中间冷却器				

注: 计算工况为蒸发温度 -31.7°C , 冷凝温度 43.3°C , 吸气温度 18°C , 绝热效率 1.0。

1.6.2 冷藏与食品加工

冷藏与食品加工也是制冷应用的一个重要领域。其他如冻结干燥、巴氏灭菌法及辐照等储存技术也需要制冷以取得最好的效果。至今, 在使大量的食品保持在新鲜状态方面, 除了采用制冷外, 还没有其他实用的办法。

1992 年全世界冻结食品的年产量达 2750 万吨, 而这个数字仅仅是制冷储存食品总产量的一小部分。发达国家市场上冷却食品的供应量是冷冻食品的 10~12 倍, 先进的配送与展售方法使冷却“新鲜”食品占有越来越多的市场份额。在发展中国家, 为了尽量减少浪费, 预期冻结食品的产量会大大增加, 随着发展中国家的运输与配送系统得到充分发展, 其冷冻食品与冷却食品的供应比例将逐步稳定在与发达国家相同的比例上。

乳酪、鱼或水果等食品的储存温度在冻结点以上, 冷却肉和冷冻肉分别储存在比 0°C 稍低和 $-18\sim-30^{\circ}\text{C}$ 的环境中。食品加工, 包括冻结工艺, 制冷剂的温度需降到 -40°C 甚至更低。用于提供生吃鱼片的某些鱼产品必须存放在 -50°C 甚至更低的温度下。

在冷藏与食品加工的制冷系统中, 常采用 CFC-12、HCFC-22、R502 和氨作为制冷剂。CFC-12 用量很少, 而 HCFC-22 与 R502 的应用比 CFC-12 广泛的多。(全世界 HCFC-22 每年的耗用量达 2.5 万吨以上)。在大容量的冷库中, 大部分采用氨制冷系统(全世界 NH_3 年耗用量达 7.9 万吨左右)。

在新装置中, 过渡性替代物制冷剂 HCFC-22 被考虑为 CFC-12 或 R502 的替代制冷剂。然而, 由于 HFC-22 的排气温度较 CFC-12、R502 的都高, 其化学活性也比 CFC-12 强, 且用于低温时, 原先的单级 R502 系统一般须改为双级 HCFC-22 系统, 致使成本增加和提高了系统的复杂性, 所以 HCFC-22 作为替代物可能会使可靠性降低。HFC-134a 普遍被看做新装置中 CFC-12 的替代制冷剂, 但其沸点比 CFC-12 稍高, 在冷藏与食品加工制冷系统中它不是一种理想的替代制冷剂。HFC 混合物作为 R502 替代制冷剂得到开发, 这些混合物包含 HFC-125、HFC-134a、HFC-32 和 HFC-134a, 但目前的替代技术尚不够完善, 还需要在制冷剂价格和泄漏等方面得到进一步研究。如前所述, R502 特别适用于小型低温单级冷藏制冷系统中, 目前还未发现可能替代它的纯制冷剂。R502 可能的替代混合物制冷剂包括含有 HCFC-22 的 R402、R403 这些过渡性替代物和 ODP 为零的 R404、R407。R404、R407 含有 HFC-134a, 系统效率不如 HFC-134a 高, 且其 GWP 仍较高。只要冷凝温度能保

持在 35℃ 以下, HFC-125 是 R502 和 HCFC-22 的良好替代物。

有人建议在食品加工制冷系统中采用天然制冷剂 (HCs、CO₂、H₂O)。欧洲已对充灌量为 10~15kg 的丙烷和异丁烷系统进行测试。CO₂ 的临界温度低 (30.6℃), 在食品冷冻的复叠式系统中能有效地用作低温级制冷剂, 也可用作载冷剂 (如高压盐水或易挥发载冷剂)。CO₂ 毒性低, 所需管道尺寸很小。

氨是一种天然生产的化合物, 每年全球氨产量为 30 亿吨, 能用工业方法生产的为 1.2 亿吨, 用于制冷的仅 600 万吨, 占总量的 0.2%。氨的臭氧层损耗潜能和直接全球变暖潜能均为零。氨的主要缺点是其毒性及可燃性。氨在空气中浓度不到 5ml/m³ 就能被闻到, 其持续暴露限值 (TLV) 为 25 ml/m³。浓度超过 100 ml/m³ 时, 普通人就不能忍受, 但还不产生危害。浓度超过 1700 ml/m³ 有害, 而对 2500 ml/m³ 以上浓度即可致命。表 1-26 示出了氨的生理影响。

表 1-26 氨的生理影响^[18]

氨浓度 (百万分之一)	对未加防护人员的影响	时 间
25	大部分人能闻到气味, 在低温下尤其如此。 0℃ 下较低的浓度 (约百万分之五) 时能闻到气味	不受限制
50	气味很明显, 人有反应且想离开原地	在大部分国家允许每天 8h 工作
100	对健康人物危害影响, 不适会引起忧虑	不要停留更长时间
400~700	迅速刺激眼、鼻和呼吸器官, 即使习惯氨味的人员也不能停留	在一般情况下, 一小时内无严重损伤
1700	咳嗽, 痉挛, 强烈刺激鼻、眼和呼吸器官	半小时内可导致严重损伤
2000~5000	咳嗽, 痉挛, 强烈刺激鼻、眼和呼吸器官	半小时或更短时间内引起死亡
7000	麻痹、窒息	数分钟内致命

要强调的是, 氨的致命浓度远远小于氨的燃烧浓度下限 (约为 160000 ml/m³), 因此氨的毒性和刺激性作用对安全而言比可燃性更加受到重视。氨很难点燃, 在现有的系统中极少出现氨着火的现象。尽管如此, 氨系统的设计、安装和运行必须严格按照有关安全的国家标准进行。

设计新的氨系统时, 应尽量减少运行充灌量, 也可将整个装置分成几个部分, 以降低严重泄漏时氨的排出量, 因为不可能发生装置的几部分同时发生泄漏。减少充灌量的方法包括使用水和冷却塔排热的板式换热器, 以及低压储液器的无泵输送系统。

由于氨的传热性能优良和分子量低, 氨制冷系统的效率比卤代烃制冷系统高。但是, 氨在矿物油内的溶解度很低, 这一性质会导致传热性能降低。近来, 人们发现低流动点、高粘度指数的 PAO (poly-alfa-olefin) 油性质稳定, 且在氨存在的情况下不会形成泥状沉积物。正在进行的实验表明, PAO 油能与氨互溶, 对传热的影响比对矿物油小得多。PAO 油何时能得到应用尚不清楚, 但是 PAO 油具有较好的密封转子的能力, 因而它可能适用于螺杆式压缩机。PAG (poly-alfa-glycol) 油则适用于往复式压缩机。

扩大氨制冷机组的使用可以部分解决 CFCs 的替代问题, 但替代的经济性值得分析讨论。带载冷剂的间接冷却系统比直接蒸发系统成本高, 换热器采用不锈钢和铝使材料费用增加, 为保证安全所采取的上述措施使装置贵 15%~20%。然而, 氨的单位容积制冷量较大, 因此压缩机的尺寸较小, 价格降低。氨的价格只有 HCFC-22 的一半、仅为 HFC-134a、

R407C 价格的 (1/10) ~ (1/15)。由于氨制冷机组能效较高, 所以运行费用比 HCFC-22、HFC-134a 低 3% ~ 10%。统计资料表明, 10 年内由于泄漏修理和其他原因消耗的氨量仅为初装量的 3 倍, 可见氨的价格低是运行费用低的另一个原因。氨制冷机组的扩大使用已被近年来的市场数据所证明。

1.6.3 工业制冷

工业制冷应用范围广泛, 其运行工况也很宽。工业制冷涉及的领域有化学工业, 制药工业, 石化工业, 油气工业, 冶金工业, 土木工程, 运动与休闲设施, 工业制冰, 以及其他各种工业应用。工业制冷往往采用制冷量在 100kW 以上的大型制冷系统。最大的系统能制取数兆瓦 (MW) 的冷量, 制冷剂充灌量达数吨。通常的工作寿命为 20 ~ 30 年。系统常采用往复式压缩机、螺杆式压缩机和透平式压缩机。在往复式和螺杆式压缩机这些容积式压缩机中, 制冷剂可易于转换; 为达到同样的温升, 透平式压缩机则需作修改后才能使用其他不同的制冷剂。工业制冷装置常常位于工业生产区域, 需要运行人员加以持续的监视, 因此, 只要不被国家标准及规定限制, 工业制冷中可使用氨、碳氢化合物这些有毒、可燃性的制冷剂。据 1995 年的粗略估计, 全世界每年安装的工业制冷装置的制冷量为 5000 ~ 8000MW, 其中, 采用 CFCs 的占 15% ~ 20%, 采用 HCFC-22 的是 CFCs 的 2 倍多, 其他的则采用氨和 HCs (HCs 占 5% 左右)。

制取的低温水平是选择恰当的制冷剂的主要依据。以往工业制冷中制冷剂应用分类见表 1-27。从表中可以看出, 碳氢化合物 [甲烷、乙烷、丙烷、(异)丁烷等] 在整个制取低温范围都有应用。它们被用于油气工业和其他处理可燃性流体的工业中。

表 1-27 以往工业制冷中制冷剂应用分类^[18]

制取低温范围				
< -80℃	-80 ~ -45℃	> -45℃	> -30℃	> 0℃
HCs	CFC-13 R503 BFC-13 HCs	NH ₃ HCFC-22 R502 HCs	NH ₃ HCFC-22 CFC-12 R500 HCs	NH ₃ HCFC-22 CFC-12 R500 CFC-11 HCs

表 1-28 给出了不同温度水平范围的替代制冷剂。

表 1-28 非 CFC 制冷剂替代物^[18]

制取低温范围				
< -80℃	-80 ~ -45℃	> -45℃	> -30℃	> 0℃
HCs	HFC-23 HFC-32 ^① R404A ^① R407B ^① R507 ^① HC HCFC-22 ^②	NH ₃ HCFC-22 R404A R407A, R407B R410A R507 HC HFC134a ^②	NH ₃ HCFC-22 HFC134a R404A R407A, R407B R410A R507 HC	NH ₃ HCFC-22 HCFC-123 HFC134a HC

① -60℃ 以上;

② HCFC-22 与 HFC-134a 也用于低温多级离心式循环。

1.6.4 运输制冷

运输制冷的载体包括载重卡车、拖车、铁路车厢、船舶和集装箱，运输制冷还包括所有类型船上的制冷及空调和公共汽车及铁路客车内的空调。根据用途的不同，已使用的制冷剂有 CFC-11、CFC-12、HCFC-22、CFC-114、CFC-502、NH₃ 等。

所有的运输制冷系统都可实现采用非 CFCs 制冷剂替代。一些使用 HCFC-22 或 HFC-134a 的运输制冷装置已投入使用。也正在考虑采用如 R404A、R401B、R402A、R402B、R403B 的混合物制冷剂以及将其他一些 ODP 不为零的制冷剂作为过渡性替代物。含有 HFC-32 成分的混合物在运输制冷中的应用尚未得到考虑与评价。对于 CFC-502 的运输制冷系统，还未找到长期替代物。目前 HFC-134a 被认为是运输制冷中 CFC-12 的良好替代物，对于 HCFC-22，至今未有满足基本要求的纯替代制冷剂，无氯的 HFC 混合物（包含 HFC-134a、HFC-125、HFC134a 和 HFC-32）也许能解决这个问题。美国 ThermoKing 公司在运输制冷系统中选择 R404A 作为 R502 的替代制冷剂。几种 HFC 替代物的试验与现场使用的评价表明，R404A 无论在理论上和实用上都最接近于 R502 的性能，而且降低了压缩机排气温度，只要进行小改动或不作改动，就能在原 R502 机组中换用 R404A 且能达到相同的制冷性能。改型机组的实践表明，采用先进的工程材料和部件设计技术，可以解决 R404A 排气压力高、材料相容性及新酯类油带来的问题，修改换热器及其他部件的设计能改进制冷、制热性能和效率。在天然工质应用方面，已生产船用大型氨制冷系统，为安全起见，这些系统附有间接盐水系统，使氨充灌量降低，并将内装氨的容器存放在安全的空间内。CO₂ 是天然制冷剂，GWP 值低，不燃，无毒，不需回收。德国 Konvekta/IPEK 对运输制冷 CO₂ 系统开展了研究，并按 DIN8958 “保温车辆及容器的制冷设备的测试”对样机进行了试验。所用压缩机为 Bock 开启式活塞式压缩机，有两个气缸，缸径为 28mm，行程为 49mm，气缸容积为 60cm³，采用高粘度润滑油。节流机构采用 EGELHOF 公司的膨胀阀，蒸发器及气冷器为钢管管翅式换热器。试验在环境温度 30~47℃ 及冷室温度 -20~12℃ 的条件下进行的，试验表明在同等制冷量下 CO₂ 整体系统具有与 HFC 和 CFC 系统相似的效率。试验样机与常规的 HFC 装置具有相同的尺寸和质量。但由于 CO₂ 系统要采用超临界循环，其运行压力相对很高。

1.7 汽车空调

1995 年全世界约有 2.88 亿辆使用 CFC-12 的汽车空调系统的车辆，84% 在发达国家（美国占 50%），15% 在发展中国家。以往每辆车每年需维修用的 CFC-12 约 0.40kg，随着现场回收的普遍使用以及维修技术的进步，这个数字已降至 0.19kg。

1.7.1 SNAP 计划认可的汽车空调用制冷剂替代物

到 1997 年 6 月为止，经过 SNAP 评定的用于汽车空调的各种替代制冷剂共有 15 种，其中被认可的 10 种汽车空调中 CFC-12 的替代物列于表 1-29 中。因是可燃碳氢化合物或含 CFC-12 等，其他 5 种替代物被 SNAP 否定。

1.7.2 SNAP 认可的汽车空调替代制冷剂的评估^[14]

美国环保局所属的“国家风险管理研究室”对 SNAP 认可的汽车空调替代制冷剂的性能进行了全面的评估试验。试验是在同一试验设备上进行的，评估的性能涉及制冷量、COP、排气压力、吸气压力等热工性能。试验由位于北加利福尼亚的美国环保署 Research

表 1-29 SNAP 认可的汽车空调替代制冷剂^[14]

替代制冷剂名称	成分/%(质量分数)						
	R22	R124	R142B	R134a	R600	R600a	R227ca
R134a				100			
FRIGC FR-12		39		59	2		
Free Zone RB-276(含 2%油)			19	79			
IKON-12	未公布成分						
R406A/GHG Mc Cool ^①	55		41			4	
GHG-X4 AuTofrost chill -It ^①	51	28.5	16.5			4	
Hot shot Kar Kool ^①	50	39	9.5			1.5	
GHG-HP ^①	65		31			4	
FREEZE 12 ^①			20	80			
GHG-X5 ^①	41		15			4	40

① 由于含有 HCFC-22, 必须使用防护软管。

Triangle Park 的大气污染防治和控制研究室进行。此研究室在汽车空调系统和制冷剂的试验方面具有丰富的经验和领先的水平。试验是在三种工况条件下进行的, 见表 1-30。

表 1-30 汽车空调试验条件

条 件	1	2	3
压缩机转速, $r \cdot \min^{-1}$	1000	2000	3000
蒸发器空气进口温度, $^{\circ}\text{C}$	37.8	43.3	48.9
冷凝器空气进口温度, $^{\circ}\text{C}$	46.1	35.0	35.0
冷凝器的空气进口速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	1.02	1.78	1.78
压缩机的环境温度, $^{\circ}\text{C}$	54.4	54.4	54.4

图 1-21 (a) 示出了各种替代物与 CFC-12 制冷量的比较。与 CFC-12 相比, HFC134a 的制冷量最小, 低 8%~9%; 三种含 HFC-134a 的替代物低 3%~9%; 四种含 HCFC-22 的替代物高 0~9%; Ikon-12 低 2%~6%。显然, 较高的冷量能改善人体舒适条件。

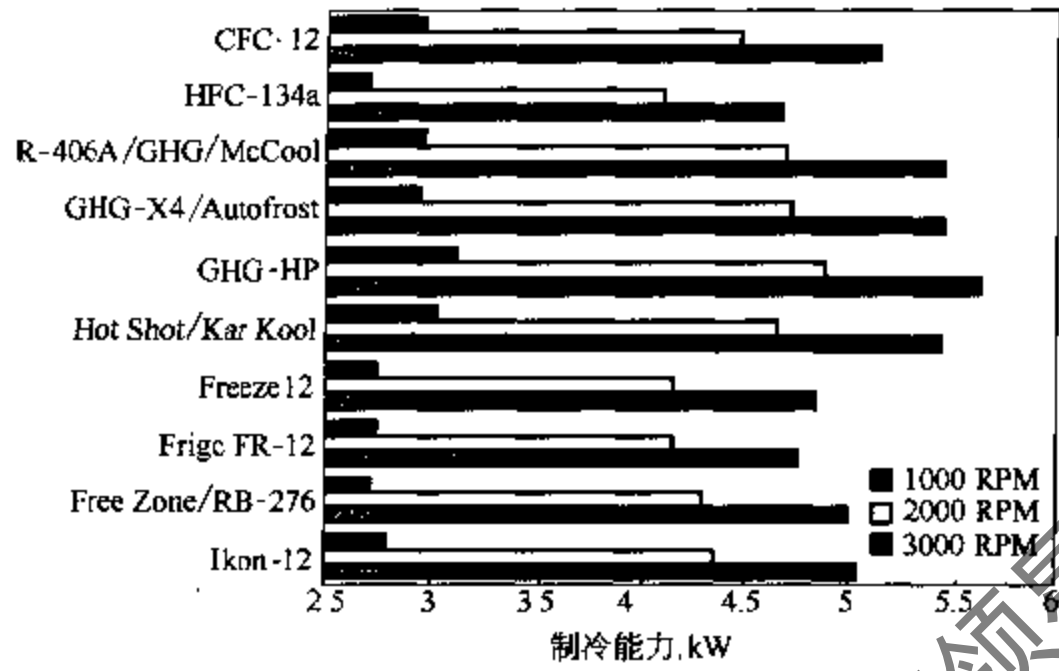
图 1-21 (b) 说明了各种替代物与 CFC-12 的 COP 的比较。HFC-134a 的 COP 比 CFC-12 低 7%~9%; HFC-134a 和四种含 HCFC-22 的替代物比 Ikon-12 和三种含 HFC-134a 替代物的低。COP 值低意味着为制取相同的冷量需增加燃料的消耗。

图 1-21 (c) 示出了蒸发器出口压力的比较。与 CFC-12 相比, HFC-134a 最为接近; 四种含 HCFC-22 的替代物高很多; Ikon-12 和三种含 HFC-134a 替代物则低些。

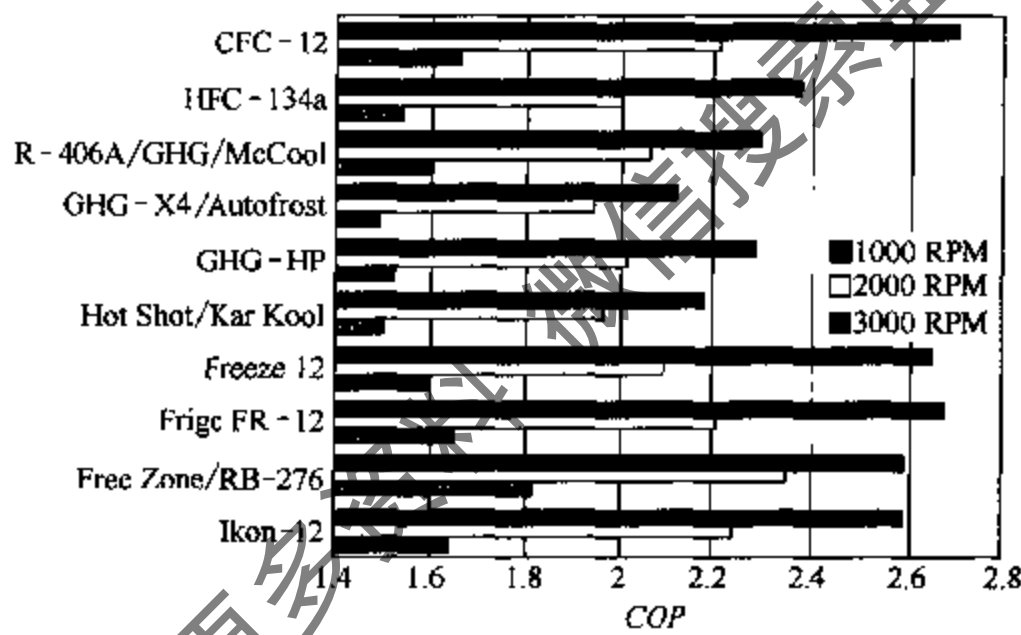
图 1-21 (d) 反映了压缩机出口压力的比较情况。与 CFC-12 相比, HFC-134a 高 4%~8%; 四种含 HCFC-22 替代物高 17%~34%; 三种含 HFC-134a 替代物和 Ikon-12 比 CFC-12 低。较高的蒸发器和压缩机出口压力将对部件提出更高要求, 并对压力传感器产生不利影响。

图 1-21 (e) 示出了压缩机排气温度的比较。HFC-134a 和两种含 HFC-134a 替代物 (FREEZE12 和 FRIGE FR-12) 比 CFC-12 低 5 $^{\circ}\text{C}$; 两种含 HCFC-22 替代物 (R406A 和 GHG-HP) 高 5 $^{\circ}\text{C}$ 。显然, 低排气温度有利于延长压缩机工作寿命, 高排气温度则会较快引起润滑油的失效。

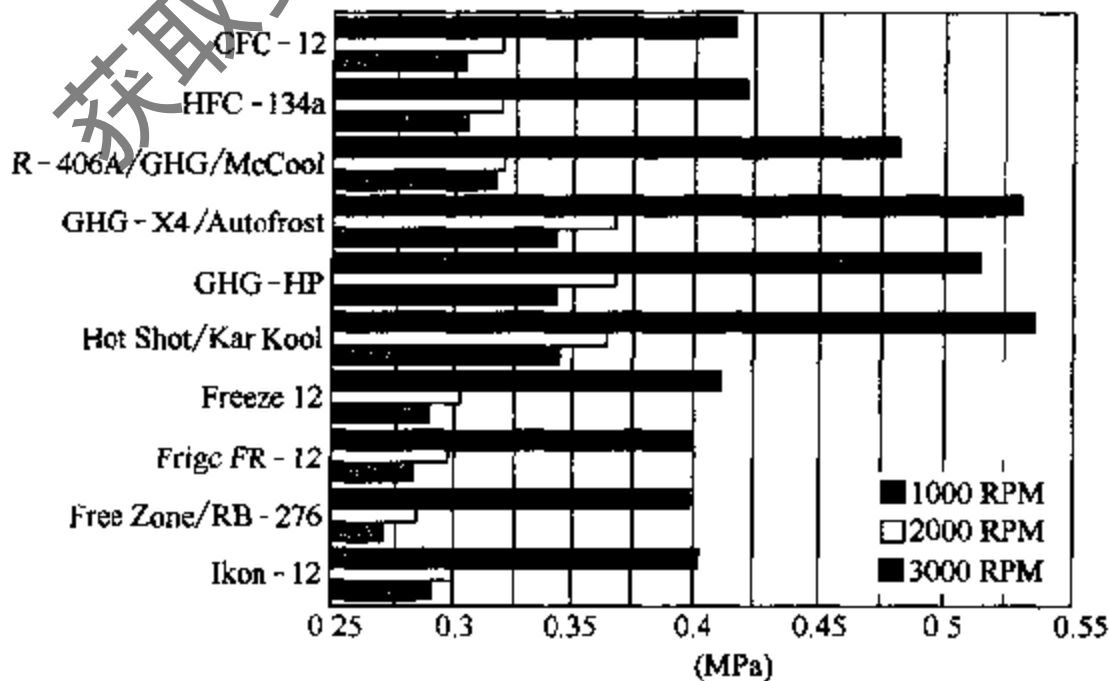
需说明的是，上述测试只在一个系统中进行，实际上不同系统会有不同测试结果；只对三种工况进行测试比较，实际上存在各种不同的工况；只在稳态下进行测试，实际上是瞬态的；实际上替代物成分的控制会有所区别；试验未涉及材料相容性、化学稳定性、成分迁移和长期可靠性等问题。基于这些理由，上述比较结果还不能用于全面筛选和评价这些替代制冷剂。



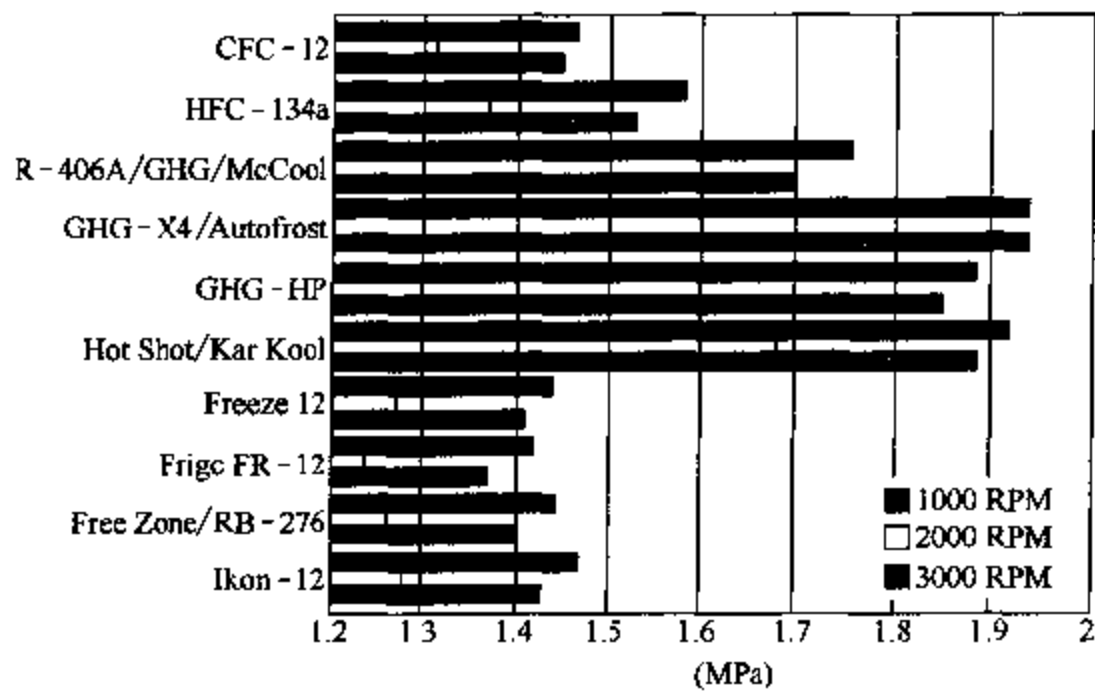
(a) 制冷量比较



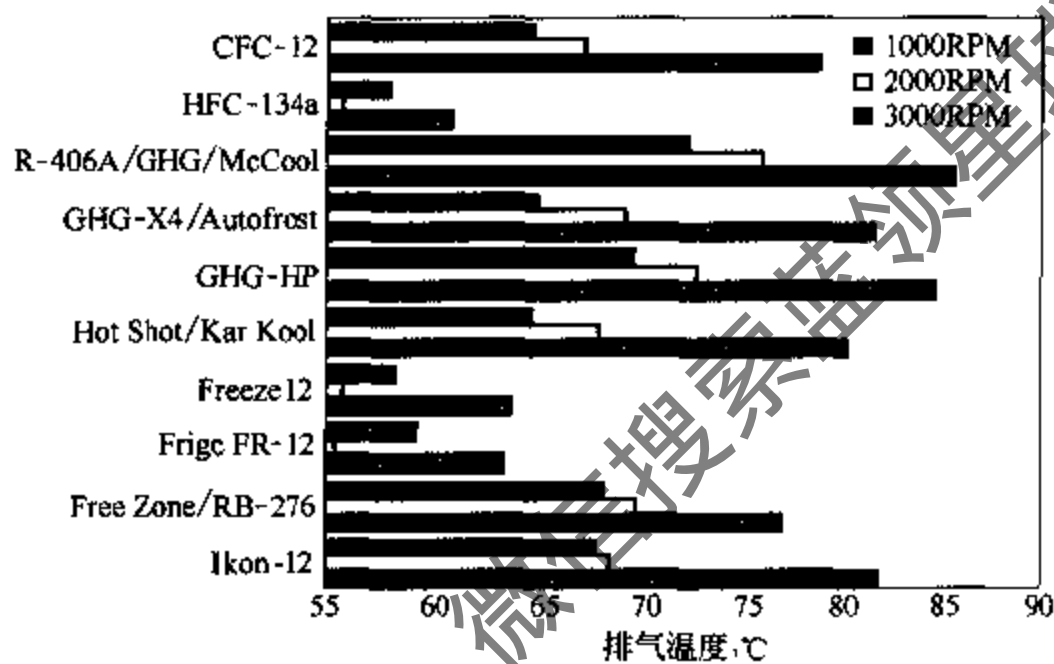
(b) COP 值比较



(c) 蒸发器压力比较



(d) 压缩机出口压力比较



(e) 压缩机排气温度比较

图 1-21 各种替代物性能及参数的比较

1.7.3 HFC-134a 及 HCFC-22/HFC-152a

随着 CFCs 的加速禁用, 在新车中改用 HFC-134a 的进程也相应加快。1994 年, 发达国家已完成了全部转换。按照“中国消耗臭氧层物质逐步淘汰国家方案”要求, 2001 年 12 月 31 日前必须全部在新车空调系统中禁用 CFC-12 制冷剂, 只允许维修使用 CFC-12 到 2010 年。汽车空调制造厂家一直选用 HFC-134a 作为替代制冷剂。为了适用 HFC-134a, 对汽车空调的压缩机和其他部件做了必要的改动, 包括采用平流式冷凝器, 以增大冷凝能力, 降低冷凝压力。HFC-134a 系统一般选用 PAG 类润滑油。考虑到 PAG 油与原来的密封材料不相容, 也有选用多元醇酯类油的。分子筛改用 XH-7 或 XH-9。软管采用带尼龙内衬的。充灌 HFC-134a 时需用快速接头, 还应对系统加贴 HFC-134a 标识。原 CFC-12 汽车空调技术更换 HFC-134a 的技术一般包括 30min 的抽真空, 排放 CFC-12 (最大残余量为 2%), 更换接头、软管、分子筛和润滑油。HFC-134a 的充灌量一般为原 CFC-12 的 90%。大多数情况制冷性能可以接受, 冷凝器尺寸也可不变。但是 HFC134a 系统的冷凝压力比 CFC-12 的高 10%~20%, 且为确保采用新润滑油后压缩机的工作寿命, 有时还包括更换压缩机、冷凝器、冷凝器风机系统控制以及添加其他部件 (如增加高压保护装置)。

HFC-134a 是当前全世界流行的汽车空调系统替代制冷剂。但近年来国际上一些环境科

学家发现，HFC-134a 除了较高的 GWP 值外，还能在大气中分解一种称为三氟乙酸 (TFA) 的物质，该物质是一种具有高吸水性、带腐蚀性的液体，对人体健康有害，而且它能够不同地点聚集。这个发现引起了人们的关注。需要继续寻找汽车空调中 HFC-134a 的长期替代物。保有汽车的空调系统大多采用 CFC-12，若改用 HFC-134a 制冷剂系统会产生许多困难。上海理工大学针对这个问题开展了混合物 HCFC-22/HFC-152a (40/60) 在汽车空调中直接替代 CFC-12 的理论研究^[37]。HCFC-22/HFC-152a (40/60) 分子量为 72.94，ODP 值为 0.014， GWP_{100} 为 872，温度滑移为 2℃ 左右，属近共沸混合物制冷剂。图 1-22 给出了混合物、HFC-134a 和 CFC-12 汽车空调制冷系统的单位制冷量、单位容积制冷量、COP、压缩机排气温度、制冷系统压力比、冷凝压力等计算对比值。计算条件是冷凝温度为 63℃，过冷度为 5℃，蒸发温度为 -1.1℃，吸气温度为 7.2℃。从图 1-22 可以看出，HCFC-22/HFC-152a (40/60) 汽车空调制冷系统在单位制冷量、单位容积制冷量、COP 方面明显优于 CFC-12，但其排气温度略高；其压比、冷凝温度与 HFC-134a 基本一致，比 CFC-12 略高。温度滑移为 2℃，发生泄漏后对组分和循环性能影响不大。具有可接受的大气环境特性，在安全性方面也满足要求。另外，它能与 CFC-12 制冷系统使用的润滑油相溶，替代时无需更换润滑油及一些相关部件。综上所述，HCFC-22/HFC-152a (40/60) 是现有汽车空调制冷系统中一种可直接替代的过渡性替代制冷剂。

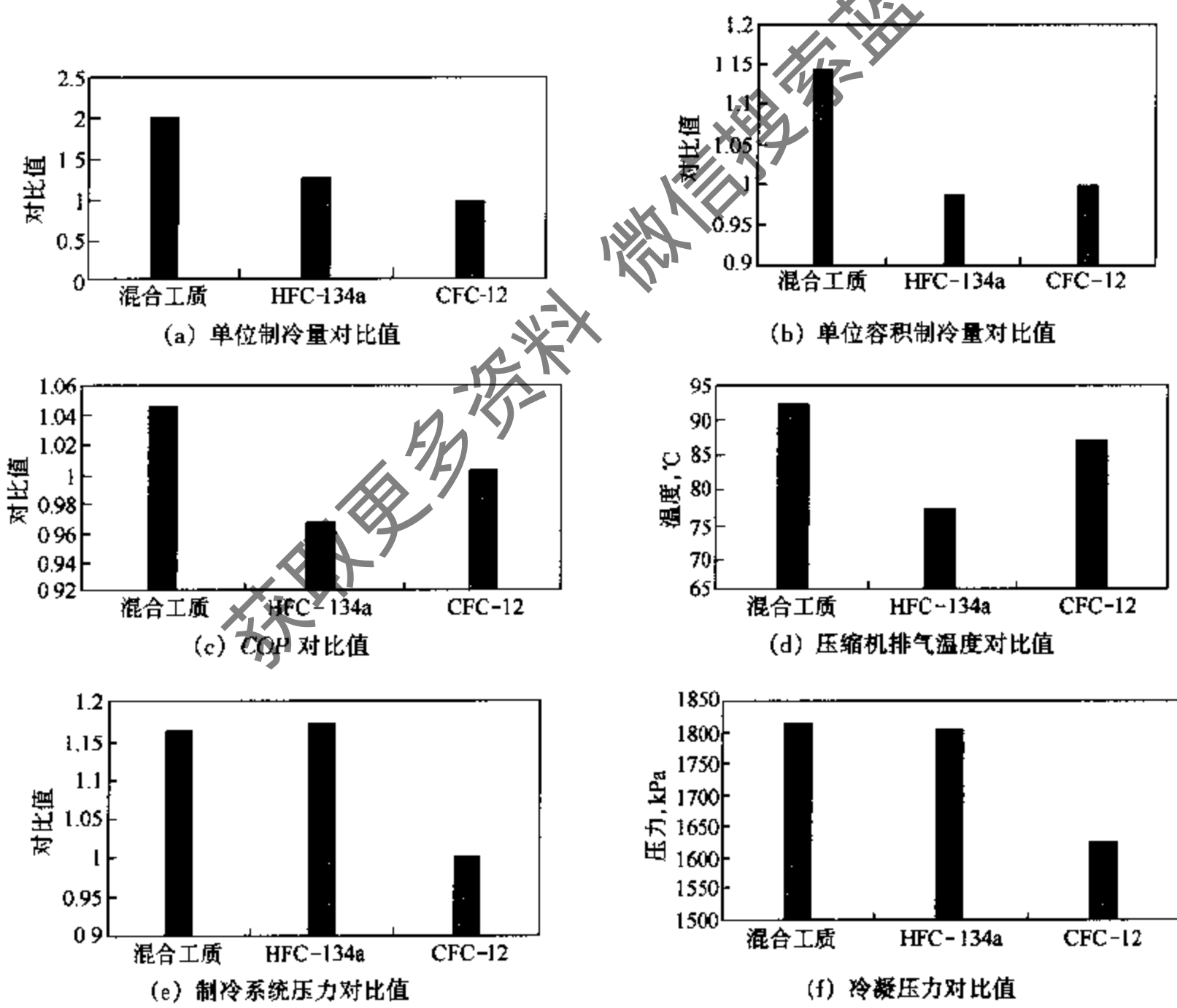


图 1-22 混合物与 R134a、R12 性能及参数的计算对比值

1.7.4 CO₂ 汽车空调系统

首台被记录的 CO₂ 制冷系统诞生于 1866 年,但直到 1886 年和 1887 年才分别在德国和英国推广使用。CO₂ 作为制冷剂曾广泛应用于制冷空调设备中。然而,由于它所要求的功耗大,环境温度高时制冷能力下降,以及其较低的临界温度限制了它的应用,因而后来逐渐被 CFCs 和 HCFCs 制冷剂替代。到 20 世纪末,CFCs 和 HCFCs 将逐步被淘汰,CO₂ 系统的研究才重新被世界各国重视,目前 CO₂ 汽车空调系统的研究正处于起步阶段。

挪威 NTH 研究所于 1993 年建造了二氧化碳汽车空调试验样机 MAC-2000,在典型运行工况下进行的试验研究说明,其运行性能和标准的 CFC-12 汽车空调相当。美国伊利诺斯大学空调制冷研究中心(ACRC)也成功研制了二氧化碳汽车空调样机,并与福特汽车的 HFC-134a 汽车空调系统进行了对比试验。ACRC 样机采用了微通道换热器,使蒸发器和气体冷却器结构更加紧凑。试验表明,CO₂ 系统一般比对比系统制冷量大,在很高的环境温度下怠速时可以通过调整使其提供近似同等的冷量,但 COP 值比对比系统低 10%。当环境温度低于 40℃ 时,CO₂ 系统的 COP 值超出对比系统 40% 甚至更多。同时 ACRC 对吸气热交换器的研究表明,吸气热交换器提高了 CO₂ 系统的 COP 和制冷量。从 1994 年起,BMW、DALMLERBENZ、VOLVO 和大众等欧洲著名公司发起了名为“RACE”的合作研究项目,联合欧洲著名高校、汽车空调制造商等研制二氧化碳汽车空调系统,并计划在 2003 年欧洲生产的汽车中一半装备二氧化碳汽车空调系统。德国 Bock 公司设计制造了巴士 CO₂ 空调用开启式往复压缩机,丹麦 Danfoss 公司推出了可通过调节斜盘角度来调制冷量的二氧化碳汽车空调斜盘压缩机。德国 Hannover 大学制冷研究所对 CO₂ 压缩机指示功率和汽缸内传热现象开展了研究,探讨了气阀与气腔的压力损失、汽缸泄漏及汽缸与制冷剂的传热对压缩机指示效率的影响。美国 Purdue 大学 Herrick 实验室对带膨胀机的 CO₂ 循环进行了理论分析,指出在超临界循环中膨胀机的膨胀比为 2~4,回收的膨胀功约占压缩功的 25%~30%,有很大的实际意义。

装有二氧化碳汽车空调系统的巴士已在德国投入公共交通营运,可见公共汽车上采用 CO₂ 超临界循环空调系统已进入样机实际试用阶段。当然,二氧化碳汽车空调的进一步应用与推广还有待于今后全面和深入的研究。可能的研究方向包括设计紧凑、有效、可靠和轻便的压缩机,换热器的结构形式、传热与流动特性、性能及优化,有效调制冷量和控制高压侧压力的新的控制系统,以及噪声、振动、可靠性等其他问题。

二氧化碳的汽车空调的详细介绍见本书第 4 章。

1.8 隔热材料发泡剂的 CFCs 替代^[38~40]

隔热材料又称保温材料,按使用环境温度的高低可分为高温隔热材料和低温隔热材料。隔热材料的主要作用是节能,另外还有其他用途:防止湿气到达表面以控制湿气的冷凝;保持工艺温度;防止装置暴露在火焰和腐蚀性气体中;使表面温度低于 60℃ 从而防止人员灼伤;降低噪声与振动。

一般低温隔热材料使用的温度范围在常温以下,普遍应用于冰箱、冷柜、冷藏库、空调系统等。隔热材料能将传热速率减缓,使制冷机的抽热率高于泄漏热的透入率,因此,隔热材料性能的优劣对制冷装置的效率和经济性有密切的关系。隔热材料的发泡剂对环境也有很大影响。除臭氧层损耗外,对环境的影响还包括温室效应和对流层臭氧的污染。有些发泡剂

或制冷剂在大气中的寿命很短，只有几小时或几天就会在对流层中分解，并在近地面处产生臭氧这一严重污染物，即“雾气”。采用化合物光化学臭氧产生潜能 POCP (Photochemical Ozone Creation Potential) 来定量描述某些发泡剂或制冷剂气体对地球表面大气产生雾的能力。POCP 越高，则化合物光化学臭氧产生潜能越大。

CFCs 常用作泡沫塑料的发泡剂，如液体 CFC-11 和 CFC-113 作为热固性泡沫塑料的发泡剂，低沸点气体的 CFC-12 和 CFC-114 用于热塑性泡沫塑料的发泡剂。为了保护臭氧层和人类所依赖的生存环境，必须努力开展替代发泡剂的应用和非 CFCs、HCFCs 隔热材料的研发工作。

按照“中国逐步淘汰消耗臭氧层物质国家方案”，我国将在 2010 年最终淘汰泡沫塑料行业中的 CFCs 发泡剂。确定的技术选择路线是：PS/PE 挤出发泡材料的替代生产将采用丁烷法、CO₂/丁烷法、CO₂ 法；聚氨酯软泡材料的替代生产将采取二氯甲烷（或二氯甲烷结合快速熟化）法、CO₂ 法；聚氨酯箱式软泡材料的替代将采取二氯甲烷、快速冷却法；控制环境发泡技术（真空发泡）；聚氨酯硬质材料的替代生产将采取戊烷法、CO₂ 法和 HCFC-141b 法；聚氨酯半硬质材料的替代生产将采用全水法、HCFC-141b 法。除上述技术外，不排除采用新的和正在研究的替代发泡剂，如 HFC-245fa 等。对于家用冰箱和冷柜，联合国工业发展组织 (UNIDO) 建议用 HCFC-141b 或环戊烷作为替代 CFC-11 的发泡剂。

本节将介绍冷冻冷藏隔热材料 CFCs 发泡剂的各类可能的替代物和替代方法，包括 HCFC、HFC、HC、真空绝热技术等，简述这些替代物和替代技术在泡沫塑料中的应用。

1.8.1 替代发泡剂的主要性质

(1) HCFC 发泡剂的主要性质

HCFC 发泡剂被称为第二代发泡剂。HCFC-141b 可替代 CFC-11，HCFC-142b 替代 CFC-12，HCFC-22 替代 CFC-12。HCFC-141b 在气相中有燃点极限，但它的起燃能量非常高，因而在实际应用中被认为是不可燃发泡剂，不加特别的防范措施。HCFC-142b 可燃，但它的起燃能量更高。以质量分数 40/60 混合的 HCFC-22/HCFC-142b 混合物则是不可燃的。HCFC 发泡剂的物理特性如表 1-31 所示。图 1-23 给出了不同发泡剂在 25℃ 气相时的热导率。

表 1-31 HCFC 发泡剂的物理参数

替代发泡剂	HCFC-141b	HCFC-142b	HCFC-22	HCFC-22/HCFC142b
分子式	CH ₃ CCl ₂ F	CH ₃ CClF ₂	CHClF ₂	—
相对分子量	116.9	100.5	86.5	—
标准沸点,℃	31.7	-9.2	-40.8	—
气体热导率(25℃),mW·(m·K) ⁻¹	10.1	12.9	10.5	—
燃烧性	基本不燃	可燃	不可燃	不可燃
ODP	0.11	0.065	0.055	0.061
GWP ₁₀₀	600	1800	1500	1680

从图 1-23 可以看出，HCFC-141b 的导热性与 CFC-11 的接近，但明显优于正戊烷和水发泡法。还需说明的是 HCFC-141b 在降低 TEWI 方面有优势。

常见发泡剂、制冷剂的 POCP 值示于表 1-32 中。

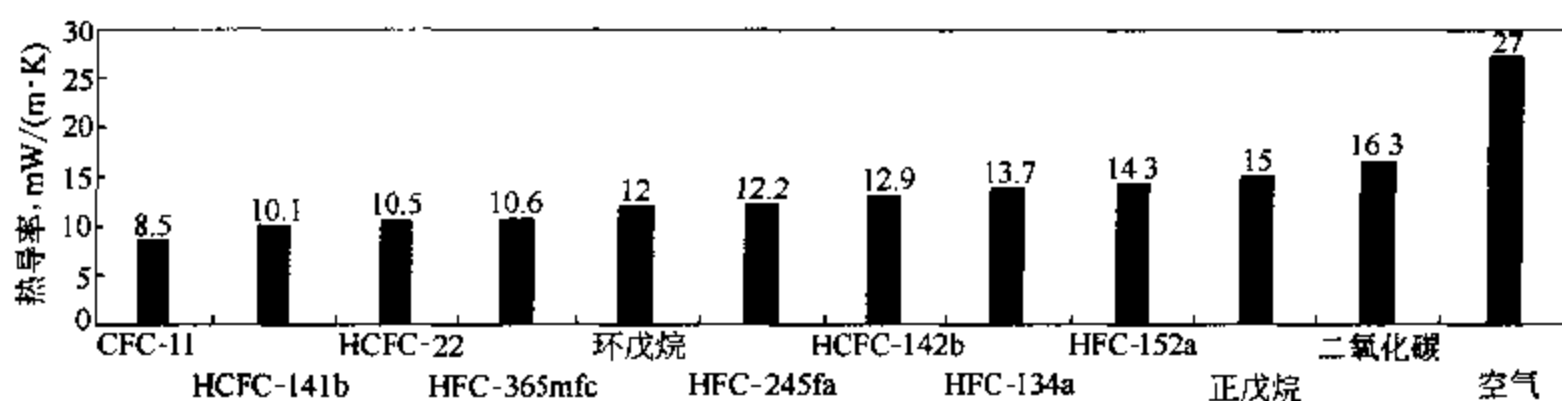


图 1-23 不同发泡剂在 25°C 时的气体热导率

表 1-32 常见发泡剂、制冷剂的 POCP 值

名称	正戊烷	异戊烷	正丁烷	异丁烷	HFC-152a	HCFC-141b	HFC-134a	CFC-11	HFC-245fa
POCP	62.4	59.8	59.9	42.6	1	0.1	0.1	<0.1	<0.1

(2) HFC 发泡剂的主要性质

HFC 发泡剂已商业化的产品有 HFC-134a 和 HFC-152a。另外, HFC-365mfc 和 HFC-245fa 这两种发泡剂正处于试验阶段。它们是由于替代 HCFC-141b 的液态 HFC 化合物, 主要适用于硬质泡沫塑料的生产, 被认为是第三代发泡剂。

表 1-33 列出了 HFC 发泡剂的主要特性。图 1-24 示出了 HFC-245fa、HFC-365mfc 和 HCFC-141b 三种发泡剂的热导率 λ 随温度变化的曲线。

表 1-33 HFC 发泡剂的主要特性

替代发泡剂	HFC-152a	HFC-134a	HFC-365mfc	HFC-245fa
化学分子式	CH_3CHF_2	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CF}_2\text{CH}_3$	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$
相对分子量	66.05	102.0	148	134
标准沸点, °C	-24.7	-26.3	40.2	15.3
液体密度(25°C), kg/m ³			1250	1320
蒸汽压力(20°C), (10 ⁵ Pa)	5.15	5.72	0.47	1.24
气体热导率(25°C), mW/(m·K)	14.3	13.7	10.6	12.2
燃烧极限(体积分数), %	3.8~21.8	无	3.5~9	无
ODP	0	0	0	0
GWP ₁₀₀	140	1300	840	820
大气中寿命, a	1.5	14	10.8	7.4

毒性是选择替代物时考虑的一个关键因素。HCFC-142b、HFC-152a、HCFC-22、HFC-134a、HCFC-141b 无毒。HCFC-141b 的暴露限值为百万分之五百 (8h 周期平均值)。HFC-365mfc 和 HFC-245fa 的全面毒性测试正在进行之中。表 1-34 比较三种发泡剂的阶段性测试毒性数据。

(3) HC 发泡剂的主要性质

硬质聚氨酯 (PU) 泡沫材料发泡用的 HC

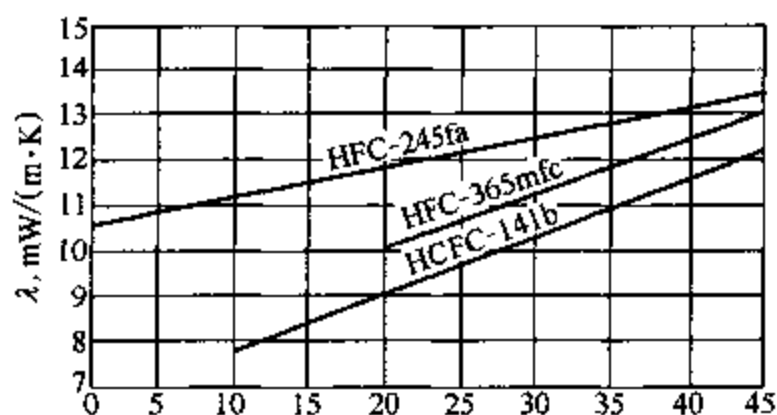


图 1-24 三种发泡剂的热导率随温度变化的曲线

表 1-34 毒性数据比较

发泡剂	HFC-245fa	HFC-365mfc	HCFC-141b
对皮肤毒性	LD>2000mg/kg	—	LD>2000mg/kg
心脏刺激性	>2%	—	从1%起
人体淋巴腺	不含s9, 30%时低活性	—	35%以下无活性
老鼠微核	在100000mg/kg时无活性	—	36000mg/kg以下无活性
埃姆斯鉴定	不反应	不反应	不反应
吸入14天豚鼠	—	NOEL500000mg/kg	NOEL200000mg/kg
吸入毒性(4h)	LC ₅₀ >200000mg/kg	LC ₅₀ >100000mg/kg	LC ₅₀ >62000mg/kg

化合物，基于沸点及易于使用等因素的考虑被限定在碳数5的戊烷类。1993年起德国采用环戊烷(C₅H₁₀)作为冰箱隔热材料的发泡剂以来，日本、中国(包括台湾省)的数家冰箱公司也采用环戊烷作为发泡剂。表1-35列出了戊烷类发泡剂的性质。由表1-35可知，其POCP值要比HFC类和HCFC类发泡剂的高。戊烷类发泡剂具有可燃性、低沸点及低起火点，在空气中即使达到低浓度也容易形成爆炸混合气体，所以操作时要特别注意防火、防爆等安全问题。以气体的热导率而言，戊烷类尚不及CFC-11或HCFC-141b，但与HFC类发泡剂比较，约在同一水平。如再与单独水发泡时CO₂相比则低得多。环戊烷与HCFC-141b相比，不只环境性质好，对于ABS等材料的冲击性也低，只要稍微牺牲隔热性能可当作发泡剂使用。尤其在冰箱制造中，只要采取防爆措施，是可以被广泛采用的。还要提到的是，环戊烷的沸点比CFC-11的高，其饱和蒸气压较低，因此必须考虑环戊烷发泡的泡沫材料的低温尺寸稳定性和低温时的热导率(因气泡内的气体分压力变低)。

表 1-35 戊烷类发泡剂的性质

发泡剂性质	CFC-11	戊 烷 类		
		异戊烷	正戊烷	环戊烷
相对分子量	137.4	72.0	72.0	70.1
标准沸点,℃	-24	28	36	49
液体密度(20℃),g/ml	1.493	0.620	0.626	0.746
饱和蒸气压(30℃),10 ⁵ Pa	1.26	1.10	0.82	0.53
气体热导率(20℃),W/(m·K)	0.008	0.013	0.013	0.011
起火点,℃		220	235	385
爆炸浓度(体积分数),%	无	1.3~7.6	1.4~7.8	1.4~8.0
ODP	1	0	0	0
GWP ₁₀₀	4000	3	3	3
大气中寿命	60年	几天	几天	几天

1.8.2 替代发泡剂在泡沫材料中的应用

目前替代CFC的发泡方法依发泡剂的状态可区分为：①常温条件下为气体的发泡剂，如HCFC-22/HCFC-142b、HFC-134a等；②常温条件下为液态的发泡剂，如HFC-365mfc

等；③单独使用水（水/CO₂）为发泡剂和真空绝热片并用的方法。也可按硬质 PU 的用途和生产方式对替代发泡方法进行分类（冰箱隔热，组合式冷库板，喷涂法，冷库建材）。对隔热性能要求严格者，如冰箱、冷柜和冷藏库的隔热材料可使用 HCFC-141b 发泡、环戊烷发泡及应用真空绝热片等；对于隔热性能要求不严格的建材，如汽车隔热材料可使用单独水发泡或 HCFC-22/HCFC-142b 混合气体发泡方法。

(1) 替代发泡方法的比较

① HCFC-141b 发泡 HCFC-141b 替代发泡技术可使用现有发泡设备发泡生产，如冰箱、冷柜和冷藏库等较注重隔热性能的应用都可采用这一发泡方法。日本自 1993 年始陆续推出使用 HCFC-141b 发泡的各类电冰箱。组合式冷库夹层隔热板、积层隔热板、现场喷涂等正在越来越多地采用此发泡方法。

② 环戊烷发泡 绿色环保冰箱的 PU 隔热泡沫材料采用环戊烷发泡剂，很多国家采用了这项替代技术。目前开发重点是如何使环戊烷发泡材料的热导率接近 CFC-11 的水平。此外，环戊烷发泡技术比起原来使用 CFC-11 或 HCFC-141b 在原料、配方、生产设备及泡沫材料的物性等方面都有所不同。设备和操作的安全性应引起格外重视。

③ 单独水发泡 硬质 PU 泡沫材料的 CFC 替代发泡方法的最后目标之一是单独水发泡。目前它在对于较不注重隔热性能的建筑材料中的应用已有相当的进展。单独水发泡泡沫材料可分为独立气泡泡沫材料、开孔气泡泡沫材料与半独立气泡泡沫材料三种。独立气泡泡沫材料利用水作为发泡剂将气泡内气体转换为 CO₂，在改用多元醇配方后改善了泡沫材料表面的强度与接着性。目前已应用在积层夹板、现场喷涂发泡和汽车高密度芯板等用途上。开孔气泡可降低泡沫材料的密度且不会产生收缩现象，现已开发出稳定的开孔气泡泡沫材料的制造技术。在此基础上，通过控制密度、气泡微细化和应用真空技术，可开发新一代的真空绝热片。半独立气泡泡沫材料具有独立气泡和开孔气泡的中间性质，即强度较开孔气泡泡沫材料的高，水蒸气透过率低，初期热导率较大，但不会有常温收缩的特点。

④ 其他发泡剂发泡 HCFC-22/HCFC-142b 和 HFC-134a 均属低沸点发泡剂，故必须通过改造现有设备使其能耐高压，它们是中期替代发泡剂。在长期替代发泡方面，如 HFC-365mfc、HFC-245fa 为常温发泡剂，缺点是价格太昂贵。至于真空绝热片，其隔热性能最好，耐久性也远远超过硬质 PU，但目前的生产成本很高，只有在降低成本后才能普及。

(2) 替代发泡剂的具体应用在具体应用中，选用可行的发泡剂替代物时应考虑工艺原材料及添加剂、生长参数和最终产品需求的性能。

① 聚氨酯软质泡沫材料 作为 CFC-11 的替代物，HCFC-141b 能用于软质泡沫材料的连续生产。由于 HCFC-141b 有较高的摩尔气体流量，较少的发泡剂就可获得一个可比密度。因为 HCFC-141b 在聚氨酯基体中有较高的溶解性，所以能得到较低的抗压强度（软效果）。

② 硬质聚氨酯泡沫材料（板材生产）为保持 HCFC-141b 和 CFC-11 泡沫材料的同样性质，必须在配方上作一些修正。根据 HCFC-141b 的性质可知板材的热导率较高，但为了兼顾绝热性能和环境保护两方面的要求，这一差别已被板材生产商接受。

③ 聚氨酯喷泡 对 CFC-11 发泡剂进行整体替代中使用原来的异氰酸酯-水反应生成 CO₂ 作为一个解决的方案。但要注意的是：容积泵混合比需要调整，含水量的提高会导致泡沫中异氰酸酯的指数降低，且该方法发泡的泡沫材料的热导率比 CFC-11 发泡的泡沫塑料高 20%~25%。对聚氨酯喷泡来说，HCFC-141b 是性能合适、对环境影响较小的、有价值的

一种替代选择。

④ 家用电器绝热泡沫材料 HCFC-141b 能有效地用于家用电器的绝热中。因其发泡泡沫材料的热导率与 CFC-11 发泡泡沫材料处在同一水平, 因而具有相同的性能, 能符合能耗要求。然而, 必须强调的是, HCFC-141b 具有较高的溶解能力, 用作内胆的材料需要更改。建议使用特殊聚苯乙烯及改进 ABS 塑料。

⑤ 泡沫材料的可燃性 发泡剂会影响泡沫材料的燃烧性能。添加的阻燃剂对聚氨酯基体有致软的影响, 除非采用活性阻燃剂, 如溴化聚醚多元醇 IXOL。碳氢化合物需要额外的阻燃剂。

⑥ 尺寸稳定性 聚氨酯泡沫材料的抗压强度的影响因素是密度、阻燃剂的数量及发泡剂本身性质。如 HCFC-141b 在聚氨酯基体产生软的效果。图 1-25 给出了 HCFC-141b 及 HFC-365mfc 的比较数据。以 HFC-365mfc 发泡的发泡材料达到与 HCFC-141b 相同抗压强度时, 其密度可减少 10%~20%, 即由 $35\text{kg}/\text{m}^3$ 降为 $30\text{kg}/\text{m}^3$ 。

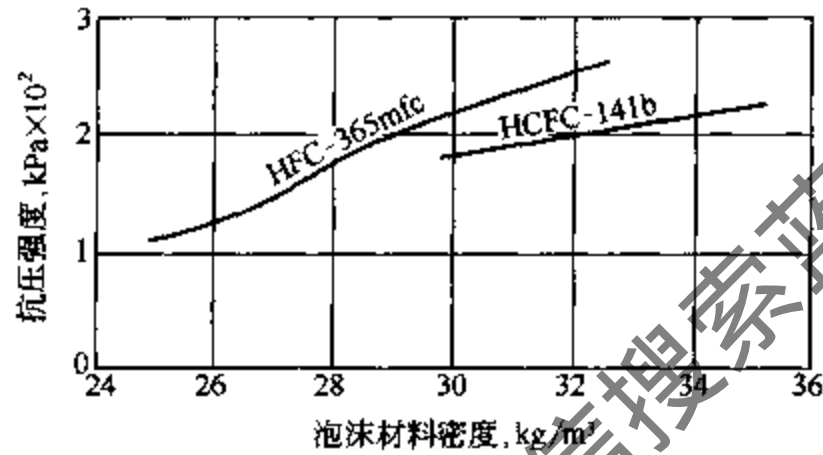


图 1-25 液态 HFC 发泡泡沫材料的抗压强度

⑦ 热导率评估 优化配方的硬质泡沫材料所得到的热导率, 最起码要比发泡剂气相的热导率高 $6\sim 8\text{mW}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。HFC、HCFC-141b 及正戊烷发泡泡沫材料的热导率比较情况见图 1-26。

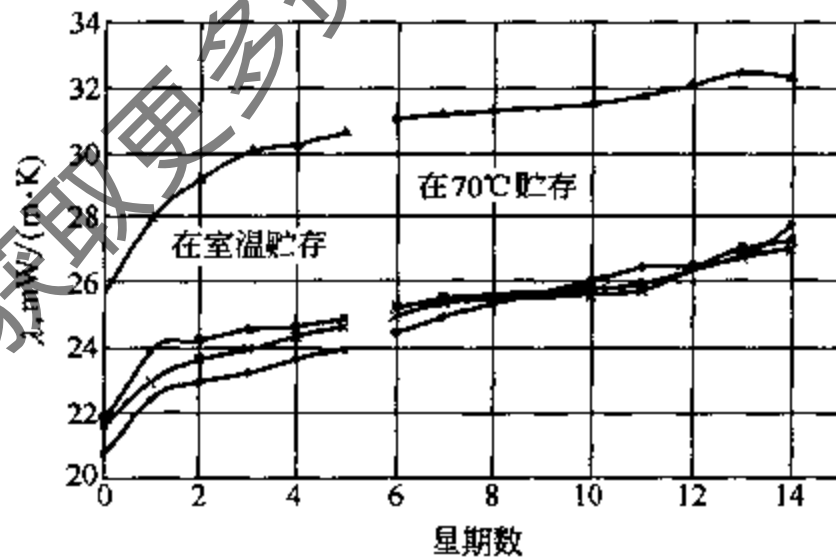


图 1-26 HFC、HCFC-141b、正戊烷发泡泡沫材料的热导率
●—HCFC-141b; ■—HFC-365mfc; ▲—n-pentane; +—HFC-245t₂

1.8.3 真空隔热技术

(1) 真空隔热的原理

泡沫材料的传热是由微气泡气体的导热、微气泡气体的对流聚合物基体的导热和热辐射联合作用产生。由于其内部保持真空状态, 所以真空绝热片的传热就只剩下后两部分, 隔热

材料内部气体的导热和对流换热大大减少。如果与 CFC 发泡的隔热泡沫材料相比,真空绝热片的热导率仅为原来 CFC 发泡的硬质 PU 泡沫塑料的四分之一左右。在相同的隔热性能下,使用真空绝热片所需的厚度仅为硬质 PU 泡沫塑料的 24% 即可,从所谓“确保有效利用空间”和“节省能源以减少 CO₂ 排放量”的观点看是十分有利的。

(2) 真空隔热材料的种类与现状

真空绝热片 (Vacuum Insulation Panel, 简称 VIP) 依填充物的不同可分为以下四种: ①超微粒真空绝热片 (Ultrafine Powders VIP), 如硅微粒真空绝热片 (Silica VIP), 中空微粒真空绝热片 (Hollow Micro-spheres VIP) 等; ②气凝胶真空绝热片 (Aerogel VIP); ③密集式真空绝热板 (Compact Hard-Vacuum Panel with Spacers); ④开孔微气泡硬质聚氨酯真空绝热片 (Micro-Open Cellular Foamer VIP)。

真空微粒绝热技术是最早的真空绝热技术。最近利用真空硅微粒绝热片制成的家用冰箱已上市 (如日本 Sharp 公司和德国 AEG 公司的产品)。真空微粒绝热片的内部是无数超细微粒,外部再由可抽真空的材料包裹起来。无数微粒间的点接触大大降低导热,微粒本身的不透明也减少了辐射热。一个大气压下,其热导率约为 $0.02\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; 当气压降至 1mmHg (133.32Pa) 时,热导率降到 $0.006\sim 0.007\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。包裹微粒的塑膜的使用寿命最好在 20 年以上。该技术的缺点是材料质量较大,其密度约为 $192\text{kg}/\text{m}^3$,是硬质泡沫塑料的 6 倍左右。

真空气凝胶绝热片由轻质、多孔 (孔隙度约为 90%~95%) 气凝胶和外部包裹抽真空的隔离物组成。在大气环境下其热导率约为 $0.02\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; 当抽至轻度真空 (10.13kPa) 时,热导率可降低到 $0.007\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。它的密度约为 $96\text{kg}/\text{m}^3$ 。

密集式真空绝热板利用双层不锈钢薄片制成,内部抽真空并放置玻璃或陶瓷球粒以防止因抽真空凹陷。绝热板厚度为 2.5mm 左右。氦气的测漏试验证实,这种绝热板在大气中可使用 200 年以上,可应用在需长久使用之处,如用作冷冻货柜、冷冻车的隔热板。

开孔微气泡硬质 PU 真空绝热片利用单独水发泡的开孔气泡泡沫塑料作为填充材料,外部再加可抽真空的高阻气性积层膜材料。在大气环境下,其热导率约为 $0.03\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; 当气压降低到 0.01mmHg (1.33Pa) 时,热导率最低可降 $0.007\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。该绝热片优点是质量轻,密度约为 $30\sim 60\text{kg}/\text{m}^3$,且价格低廉。缺点是真空度较高不易维持,加工也比较困难。基于经济方面和技术方面的综合考量,开孔微气泡硬质 PU 真空绝热技术在未来泡沫塑料替代技术中是有相当潜力的。

(3) 真空绝热技术应用在冰箱中的实例

据报道,在环境 30°C 下对一台冷冻室温度为 -18°C 、冷藏室温度为 3°C 的电冰箱进行了测试。该冰箱采用了 12 块开孔微气泡硬质 PU 真空绝热片,其布置见图 1-27 所示。测试结果见表 1-36。

从表 1-36 可以看出,在相同的尺寸或内容积条件下,采用开孔微气孔硬质 PU 真空绝热片的冰箱总热损失比采用原有 PU 绝热材料的冰箱平均减少了 32% 如保持相同的能耗,则冰箱的内容积可增大。

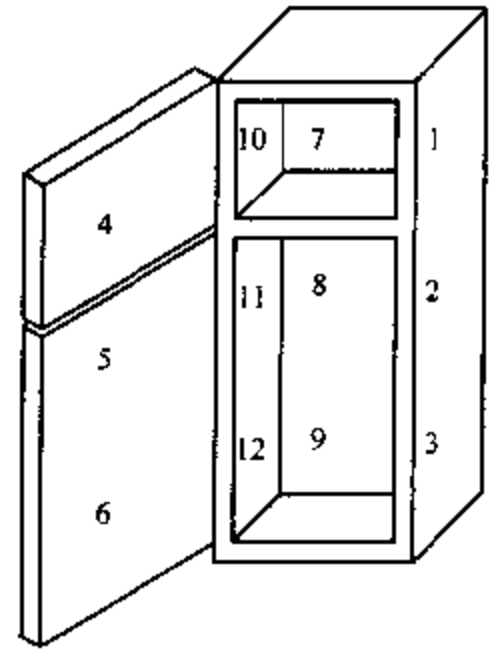


图 1-27 真空绝热片在冰箱中分布的简图

表 1-36 冰箱热损失结果简表

W/m²

隔热技术	位 置											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
VIP	9.0	8.9	5.9	10.6	6.4	13.8	14.0	6.1	8.1	8.0	6.1	5.3
PU	16.1	11.1	12.4	12.4	9.2	17.4	17.4	11.7	10.6	14.3	9.8	7.4

1.9 可替换的制冷技术^[18]

本节简要介绍可替代的制冷技术，包括它们的特点、预期可达到的能量效率、可能的商业化前景等。

1.9.1 蒸汽压缩及所用的制冷剂

蒸汽压缩是制冷与空调中最广泛使用的技术。蒸汽压缩系统由压缩机、蒸发器和冷凝器以及膨胀装置（如毛细管、节流孔板、热力膨胀阀）组成，制冷剂作为工质在系统内循环流动。通过采用各种驱动装置、制冷剂混合物、高效换热器及风机，仍可使蒸汽压缩循环具有进一步提高效率的潜力。制冷在开始阶段采用乙醚、CO₂、碳氢化合物、氯甲烷、氨、SO₂ 这些制冷剂，但是它们都存在缺陷，且当时可利用的设备有限。虽然 20 世纪中氨与碳氢化合物在某些领域内受到限制，但是它们作为制冷剂一直在得到使用。

(1) 碳氟化合物蒸汽压缩制冷

自 20 世纪 30 年代开始使用的 CFCs 和 HCFCs 制冷剂将被分期淘汰。HFCs 作为 CFCs 和 HCFCs 的替代制冷剂可以用于冷水机组、单元式机组、汽车空调、运输制冷和商用制冷中。在某些设计条件下，它们的应用目前面临着效率下降的问题。除此之外，还要解决的问题包括润滑油、工程塑料及电机绕组绝缘的相容性，传热表面的优化，尽量减少 HFCs 的泄漏，以及改进 HFCs 的热物理性质等，已在大部分的制冷空调应用中得到解决。而最新设计的设备也可实现高效运行。能量效率是选择替代制冷技术的重要因素，必须加以认真考虑。

(2) 非碳氟化合物蒸汽压缩制冷

① 碳氢化合物 (HCs) HCs 作为制冷剂早已成功地应用于工业中。欧洲，主要是德国的公司在数年前已生产了采用异丁烷制冷剂的家用电冰箱，在欧洲和美国已经开始了单元式空调系统中使用丙烷制冷剂的研究。然而 HCs 制冷剂的应用与研究还落后于 HFCs。估计采用 HCs 的单元式空调器的价格会比 HCFC-22 空调器的高 30%。保证安全和提高能效始终是 HCs 制冷剂应用中的根本要求。

② 氨 氨是生产量大、价格低廉的化合物。由于它短期内受到关注且欧洲等地对规定的修改，因而氨有广泛应用的潜力。推广中需要解决的问题是开发适用的封闭式压缩机、部分溶解的新润滑油和高效的换热器。还要修订有关规定和建筑物标准，以便更多的人愿意使用氨作为制冷剂的制冷空调产品。

③ 二氧化碳 CO₂ 作为制冷剂的蒸汽压缩系统正在得到开发。CO₂ 系统的高压侧压力超过了 CO₂ 的临界压力，所以在气高压侧换热器中不出现凝结现象。CO₂ 系统可用于固定式空调系统和汽车空调系统，目前已有 CO₂ 汽车空调在实际使用。应进一步提高其系统效率，系统内压力很高也值得注意。

④ 水 水作为制冷剂的蒸汽压缩系统可用于冷水机组以制取 0℃ 以上的低温。该系统的

特点是体积流量大，吸气压力非常低而压缩比非常高，能量效率高（采用把“冰”溶液泵送到空调区域的方法可进一步提高效率），压缩机的价格是一般压缩机的3~8倍。水蒸气压缩系统已在需要大冷量的工业应用中商业化。开式的系统还可以在冷凝器侧提供软化除盐水。对用于建筑物空调的小型系统的研究结果说明压缩机对于系统运行成本是至关重要的。水蒸气压缩系统的大规模商业化取决于对系统的进一步研究与开发，特别在降低成本和尺寸方面。

1.9.2 吸收（附）、气体循环和其他冷却技术

(1) 蒸发冷却

通过喷溅或多孔介质使水蒸发，蒸发冷却器可直接或间接地降低空调房间内空气的干球温度。空气中的显热被用来使水蒸发，因而降低了空气的温度，提供了令人舒服的空气。蒸发冷却器可用于干燥气候条件下的家庭和一些工业之中，它也可与蒸汽压缩式空调或干燥剂联合使用。直接式系统的成本比蒸汽压缩空调器的低，但对于风管式系统，由于需要的风管较大，所以所需附加费用较大。而间接式或联合式系统的成本很高。然而，蒸发冷却器在比较潮湿的地区不被接受。今后应加强其在空气湿度较大地区使用和提供高舒适程度方向的研究。

(2) 吸收制冷

吸收制冷系统由一对化合物（吸收剂与制冷剂）、热交换器、膨胀装置、吸收器、发生器组成。工质对采用氨/水或溴化锂/水，它们对臭氧层无破坏作用，也不是温室效应气体，但是对材料有腐蚀性。商业化的吸收式冰箱效率较低，可采用矿物燃料（天然气）或太阳能来作为吸收式冰箱的加热源，能满足尚未通电地区的需要。空调用的单效、双效冷水机组也已商业化，三效冷水机组正在开发之中，相信最终能在提高效率方面取得进步。一些制造厂家正在生产吸收式热泵。高效的GAX吸收式热泵正在被现场测试，不久将投向市场。与蒸气压缩系统相比，吸收式系统的设备价格较高。与蒸汽压缩式冷水机组和热泵相比，则吸收式系统要排放更多的热量，所以需要更大、价格更高的热交换器。天然气供应商售价方面的鼓励措施可能会部分或全部地补偿较高的设备投资，因而能使吸收式冷水机组或热泵具有更好的吸引力。

(3) 吸附制冷

吸附制冷系统类似于吸收式系统，不同点是吸收式系统中制冷剂被液体（吸收剂）吸收，而吸附式系统中用固体（吸附剂）来吸附制冷剂。利用热源使制冷剂在高温高压下脱附。吸附式制冷系统被推荐用于家用热泵和汽车空调，但还需要进行较长时期的研究。只有在吸附式系统的尺寸与成本大大降低、效率与长期运行性能得到保证的前提下，吸附式系统才能得到广泛应用。

(4) 斯特林循环

斯特林制冷循环的原理是加热一受限在固定容积内的气体，会使其压力升高。斯特林循环的制冷系统采用氢或氦作为工质，斯特林循环已成功地应用于低温系统中。据报道，样机的测试结果表明，在某些温差条件下其效率可与蒸汽压缩式系统的相当。在家用制冷或房间空调应用中，如果采用碳氟化合物或碳氢化合物作制冷剂，那么样机斯特林制冷循环系统的效率通常较低。一个重要的问题是要解决斯特林循环系统长期使用过程中的可靠性（家用制冷中要求运行100000h）。斯特林循环制冷系统的商业化需要大量的投入和长期的开发，而且由泵、风扇的辅助用电引起的低效率以及装置的高成本是其推向市场的障碍。热量从冰箱

内或空调房间内传向斯特林装置的方法（如热管）也值得研究。

(5) 空气循环

焦耳循环是一种压缩/膨胀气体循环，在该循环系统的换热器内存在温度滑移。任何制冷剂都可以作为该循环系统的工质。空气的性质较好，且可实现开式循环，因而得到应用。为使空气循环达到与具有蒸发与冷凝过程的压缩循环的相同效果，其压缩机和膨胀机要有很高的等熵效率。简单空气循环的效率相当低，需要采取一些技术措施来提高其效率（如高效换热器，两级循环）。空气循环的直接变暖效应为零，被认为是仅次于蒸气压缩的恰当替代技术。但其实用性受到限制，在载重汽车与铁路车辆的制冷与空调中应用空气循环的实验研究正在进行。透平机/压缩机的制造成本与效率还需大大改进。欧盟早已资助一个为期3年的科研项目以开发特定用途中的空气循环热泵、空调与制冷系统。

(6) 热电制冷和磁制冷

热电制冷和磁制冷是完全不同的技术。热电制冷是基于帕尔帖效应的一种制冷方法，即当电流通过半导体时，一个接头变热，另一个接头变冷。而磁制冷利用熵变的磁热效应，即当对某些磁性材料交替施加很高的磁场时，磁性材料在变化的磁场中升温或降温。这两种技术均需要在材料的研究上取得重大突破，才能在消费产品上得到应用。这一过程可能需要很长的时间。由于要采用超导磁体和稀有金属（如钷），因此磁制冷的成本非常高。磁制冷还要求在高温超导材料方面取得实质性进展。热电制冷的效率很低，要使其达到与蒸气压缩系统相当的效率水平，也需要开展不懈的研究。据最新报道，2001年9月美国宇航公司联合Ames实验室开发成功了首台采用永磁体提供磁场的回转式室温磁制冷机，磁场由定制的永磁体提供，磁场大小是常规永磁体磁场强度的近2倍，金属钷粉末被填充入与CD尺寸相当的环形蓄冷器内，蓄冷器作回转运动。

(7) 液体CO₂和N₂

在运输易腐品（如冻结食品）中，有时采用液氮或二氧化碳液体的直接气体膨胀制冷技术。其方法是：把液氮或二氧化碳液体喷淋到负载拖车或铁路货车车厢内部，温度很低的喷雾在膨胀和蒸发时吸收大量的热，达到冷却货品的目的。这种技术不需在拖车或货车车厢内加装机械制冷系统，不存在因增加额外的质量而多消耗能量的问题，也不会出现由高速公路或铁路上车辆振动所导致的制冷系统制冷剂泄漏和机械故障。该制冷技术早已被一些公司采用，但其用途有限，且其效率比蒸气压缩制冷低得多。综合考虑制冷能耗、运输能耗及维修成本这些因素，可以发现直接气体膨胀在某些情况是适用的。虽然该技术的应用没有多大的技术难点，但是由于CO₂直接气体膨胀制冷中会有特别多的CO₂排放出来，所以不提倡使用。

(8) 热声制冷

热声制冷利用声波产生温度升降，以提供有用的冷却。几个世纪前玻璃吹制工已观察到急剧的温度变化能产生声波。尽管一些热声制冷样机已被制造出来，但该技术仍处于早期阶段，不会在近期内商业化。热声制冷可采用HFCs或HCs、氮作为制冷剂。因为只有产生声波的“扬声器”是与制冷剂接触的运动部件，所以不需要润滑油。热声制冷技术进入商业化之前还必须进一步开展以下研究工作：换热器的独特几何结构，消除冲击波的共振腔设计，家用制冷中的声功率水平，增强电声转换效率，以及冷负荷在100W以上的第二热交换回路的性能。

表1-37给出了ODP为零的制冷剂的优缺点。可替代制冷与空调技术的优缺点列于表

1-38 中。

表 1-37 ODP 为零的制冷剂的优缺点

制冷剂	优点	缺点
HFCs	系统效率高, GWP 值适中, 无毒, 不燃, 热力性质优良(系统已商业化)	大部分还有中等 GWP 值
HCs	GWP 值很低, 系统效率高, 热力性质优良(系统已商业化)	易燃, 混合物很难优化
NH ₃	GWP 值为零, 热力性能优良(系统已商业化)	有毒, 某些条件下可燃, 材料不相容
CO ₂	GWP 等于 1, 无毒, 不燃, 性质众所周知	工作压力非常高, 系统效率低, 装置成本高
H ₂ O	GWP 可忽略不计, 无毒, 不燃, 系统效率高(已商业化)	吸气压力低, 容积流量大(需大容量压缩机)压缩机成本高

表 1-38 可替代制冷与空调技术的优缺点

替代技术	用于新装置中的优点	缺点
蒸发冷却	GWP 可忽略不计, 干燥气候条件下系统效率高(耗电量小)(已商业化)	限在干燥气候条件使用, 空气流量大, 装置成本和维修要求较高, 舒适控制程度可能差
吸收	GWP 值为零, 可利用废热, 在某些公用事业价格结构下费用较小, 有提高效率的潜力, 可靠(运动部件极少)(已商业化)	效率低, 初期投入高, 所需机房大, 溴化锂有毒, 氨有毒且在某些条件下可燃, 利用废热时才可能延长使用寿命
吸附	GWP 为零, 加热效率可能较高, 可利用废热	冷却效率低, 体积很大, 成本高, 短期内还不能商业化
液氮和 CO ₂ 液体	N ₂ 的 GWP 最小, 适用时维修工作量小	应用有限, 效率特别低
斯特林循环	GWP 为零, 理论效率高, 可用于宽广的温度范围	实际效率低, 长期可靠性未得到证实短期内不能商业化
空气循环	GWP 为零, 无毒, 维修费用低	效率低, 在很多方面经济上不可行
热电	GWP 为零, 已有产品, 可靠性高	效率很低, 要成为实用替代技术还需长期开发
热声	GWP 为零	效率低, 要成为实用替代技术还需长期开发
环境冷却(表面水或地下水, 环境空气)	GWP 为零	应用有限
磁制冷	GWP 为零	成本很高, 效率低, 需要超导材料和特别高的磁场, 是非常长远的替代技术

参考文献

- 1 Yu B F, Wu Y Z, Wang Z G. Phase-out and Replacement of CFCs in China. Bulletin of the International Institute of Refrigeration. 2000, LXXX: 2~11
- 2 Reiner G. Environmentally compatible and economical refrigeration system: report of FOEFL, Berne: FOEFL, 1996
- 3 AFEAS Administrative Organization. Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study. Washington: AFEAS Program Office, 1997
- 4 国家环保总局等. 中国消耗臭氧层物质逐步淘汰国家方案. 北京: 国家环保局, 2000
- 5 朱明善. CFCs 和 HCFCs 替代制冷剂的趋势与展望. 制冷学报. 2000, (1): 2~9
- 6 朱明善. 绿色环保制冷工质的热物性研究工作蓬勃展开. 制冷与空调. 2000, (3): 19~21

- 7 朱明善. 21 世纪制冷空调行业绿色环保制冷剂的趋势和展望. 见: 中国制冷学会编. 第 20 届国际制冷大会总结. 悉尼: 1999
- 8 朱明善. CFC 和 HCFC 替代物制冷剂的研究现状和动向. 制冷与空调. 1998, (1): 55~57
- 9 UNEP. OzonAction. 1992~2001, (4~39)
- 10 国家环境保护总局保护臭氧层领导小组. 中国保护臭氧层行动. 1999, (12): 30
- 11 蒋能照, 王春燕. HCFC22 替代技术的进展. 制冷空调, 1998, (1): 58~62
- 12 谢飞. 欧盟国家实行新的限制实用氟氯烃类制冷剂的政策及其对我国制冷行业的影响. 电器制造商, 2001, (11): 22~23
- 13 EN378-1999. Refrigerating systems and heat Pumps - Safety and environmental requirements
- 14 朱明善. 制冷空调行业的 CFC 和 HCFC 制冷剂替代物: 制冷空调的 CFCs 替代技术高研班讲稿. 北京: 中国制冷学会. 1999
- 15 黄小池, 吴世庆等. 异丁烷 (R600a) 制冷剂在无霜电冰箱上的应用. 制冷学报, 1999, (3): 5~11
- 16 刘志刚, 阴建民等. 混合工质 (JC-1) HFC-152a/HCFC-22 电冰箱产业化关键技术研究报告. 西安: 西安交通大学, 1996
- 17 Calm J M. 冷水机组制冷剂的选择和展望. 制冷与空调, 2001, (2): 59~67
- 18 Kuijpers L. 1994 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Opinions Committee (1995 Assessment). Kenya: UNEP, 1994
- 19 Akira Sekiya, Susumu Misaki. The potential of hydrofluoroethers to replace CFCs, HCFCs and PFCs. Journal of Fluorine chemistry. 2000, (101): 215~221
- 20 刘忠民. R22 制冷剂的替代技术. 制冷与空调. 2001, 1 (3): 47~53, 27
- 21 Jung D S, Park C K, et al. Capillary tube selection for HCFC-22 alternatives. Int J. Refrig.. 1999, 22: 604~614
- 22 Kim M H, Bullard C W. Dynamic characteristics of a R410A split air-conditioning system. Int J. Refrig.. 2001, 24: 652~659
- 23 Klein S A, Reindl D T, et al.. Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers. Int J. Refrig.. 2000, 23: 588~596
- 24 Gabrielli C and Vamling L. Changes in optimal distribution of heat exchanger area between the evaporator and suction gas heat exchanger when replacing R22 with R407C. Int J. Refrig.. 1998, 21 (6): 44~451
- 25 Gabrielli C and Vamling L. Changes in optimal design of a dry-expansion evaporator when replacing R22 with R407C. Int J. Refrig.. 1998, 21 (7): 518~534
- 26 Zhao Y, Ma Y T, et al.. The performance of some substitutes for HCFC22 under varying operating conditions. Applied Thermal Engineering. 1999, 19: 801~806
- 27 Cavallini A, Censi G, et al.. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. Int J. Refrig.. 2001, 24: 73~81
- 28 Boissieux X, Heikal M R, Johns R A. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation. Int J. Refrig.. 2000, 23: 345~352
- 29 Goto M, Inoue N, Ishiwatari N. Condensation and evaporation heat-transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes. Int J. Refrig.. 2001, 24: 628~638
- 30 Akio Miyara, Kengo Nonaka, et al.. Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone-type micro-fin tube. Int J. Refrig.. 2000, 23: 141~152
- 31 Sami S M, Desjardins D E. Heat transfer of Ternary mixtures inside enhanced surface tubing. Int. Comm. Heat Mass Transfer.. 2000. 27 (6): 855~864
- 32 Gabrielli C and Vamling L. Drop-in replacement of R22 in heat Pumps used for district heating - influence of equipment and property limitations. Int J. Refrig.. 2001, 24: 660~675
- 33 Purkayastha B and Bansal P K. An experimental study on HC290 and a commercial liquefied petroleum gas (LPG) mix as suitable replacements for HCFC-22. Int J. Refrig.. 1998, 21 (1): 3~17
- 34 Chang Y S, Kim M S, et al.. Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system. Int J. Refrig.. 2000, 23: 232~242

- 35 Kui I, DesMarteau D D, et al. Vapor-liquid equilibria of novel chemicals and their mixtures as R22 alternatives. Fluid Phase Equilibria. 2000, 173: 263~276
- 36 Kul Ismail, DesMarteau D D, Beyerlein A L. Vapor-liquid equilibria for $\text{CF}_3\text{OCF}_2\text{H}$ /fluorinated ethane and CF_3SF_5 /fluorinated ethane mixtures as potential R22 alternatives. Fluid Phase Equilibria. 2001, 185: 241~253
- 37 张华, 刘训海等. 替代工质 HCFC-22/HFC-152a 汽车空调系统的特性研究. 制冷与空调. 2001, 1 (2): 68~70
- 38 俞炳丰. 冷冻冷藏隔热材料发泡剂的 CFCs 替代: 制冷空调的 CFCs 替代技术高研班讲稿. 北京: 中国制冷学会 1999
- 39 Zipfel L, Krucke W. 塑料泡沫发泡剂 - 氟氟碳化合物 (CFC) 的替代. 见: 中国家用电器协会编. 中国家用制冷 CFC 替代及节能技术研讨会资料汇编. 广州: 1998
- 40 中国制冷学会. 制冷空调业 CFCs 替换技术与对策 (专辑). 北京: 中国制冷学会秘书处. 1996

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

2 制冷与空调系统的智能控制

2.1 智能控制

2.1.1 智能控制系统的发展概况

控制科学的发展,同其他科学的发展一样,都主要由人类的生产发展需求和人类当时的知识和技术水平决定。

瓦特(J. Watt)的用来调节蒸汽机运行的飞球调节器,1892年李雅普诺夫(A. M. Lyapunov)的《论运动稳定性的一般问题》的博士论文,建立了从概念到方法的关于稳定性理论的完整体系。尼奎斯特(H. Nyquist)、博德(H. W. Bode)关于反馈放大器的研究,奠定了自动控制理论的基础,并在此基础上逐步发展形成了经典控制理论,其主要研究对象是单变量常系数线性系统,其分析和综合的方法主要是基于根轨迹法和频率法。

20世纪60年代后,由于卫星及宇宙飞船控制的需要及计算机的发展,以多输入多输出变量控制为特征的现代控制理论得到了重大发展,主要发展有美国的卡尔曼(Kalman)的滤波理论和能控性,能观性理论,前苏联的庞特里亚金(Pontryagin)的极大值原理;贝尔曼(Bellman)的动态规划等,形成了以最优控制,系统辨识和最优估计,自适应控制等为代表的现代控制理论分析和设计方法。系统分析的数学模型主要是状态空间描述法。

由于以上两种控制方法都是基于数学模型的控制,因此对于具有以下特征的系统却难以解决:①控制对象难以精确建模,或所建模型过于复杂,或建模代价太高。②控制对象的模型具有高度非线性。③复杂的任务要求,例如智能机器人系统、复杂工业控制过程、能源系统等。

采用传统控制理论已经无法解决此类的控制问题。然而,我们在生产实践中看到,许多复杂的生产过程难以实现的目标控制,可以通过熟练的操作人员获得满意的控制效果。那么,如何有效地将熟练的操作人员的经验知识和控制理论结合起来去解决复杂系统的控制问题就是智能控制理论研究的目标所在。

智能控制的概念主要是针对控制对象及其环境、目标和任务的不确定性和复杂性而提出来的。它是一门新兴学科,它的发展与人工智能、认知科学、现代自适应控制,最优控制、神经网络、模糊逻辑、学习理论、生物控制和激励学习等的发展是分不开的。

1966年,门德尔(J. M. Mendel)提出将人工智能用于飞船控制系统的设计,1971年,傅京逊(K. S. Fu)提出智能控制是自动控制与人工智能的交集,而萨里迪斯(G. N. Saridis)等人提出的智能控制三元交集的概念则对傅的二元交集论进行了扩展,认为智能控制是人工智能,运筹学和控制理论三者的结合。阿斯特罗姆(K. J. Astrom)则将专家系统引入控制系统,组成另一类的智能控制系统。

1985年8月,IEEE在美国召开第一届智能控制学术讨论会,成立了IEEE智能控制专业委员会,1995年8月我国在天津召开了智能自动化专业委员会成立大会及首届中国智能自动化学术会议,1997年在西安召开了第二届全球华人智能控制与智能自动化大会。近年

来，智能控制在国内外已有较大发展，但作为一门新兴的学科，还处在一个发展时期，可以预见，随着人工智能技术，计算机技术的迅速发展，智能控制必将迎来它的发展的新时期。目前，智能控制已在智能机器人，智能温度控制，智能家电等方面获得了广泛的应用^[1]。

(1) 智能控制的定义

“智能控制”这个术语早在1967年由利奥德斯 (Leondes) 等人提出，定性说，智能控制系统应具有仿人的功能 (学习，推理)；能不断适应变化的环境，能处理多种信息以减少不确定性；能以安全和可靠的方式进行规划，产生和执行控制的动作，以获得系统总体上最优或次优的性能指标。按照 Saridis 提出的观点，可以把智能控制看做是人工智能、自动控制和运筹学三个学科的交集，如图 2-1 所示，称为智能控制的三元结构。

智能控制的三元结构可定义为：

$$IC = AI \cap AC \cap OR$$

IC—智能控制 (Intelligence Control)

AI—人工智能 (Artificial Intelligence)

AC—自动控制 (Automatic Control)

OR—运筹学 (Operations research)

如上所述，智能控制是一个多学科互相渗透和交叉的领域，因而它所包含的智能控制系统的类型很多，主要可以分为以下几类：

- ① 多级递阶智能控制
- ② 基于知识的专家控制
- ③ 基于模糊逻辑的智能控制——模糊控制
- ④ 基于神经网络的智能控制——神经网络控制
- ⑤ 基于规则的仿人智能控制
- ⑥ 基于模式识别的智能控制
- ⑦ 多模变结构智能控制
- ⑧ 学习控制和自学习控制
- ⑨ 基于可拓逻辑的智能控制——可拓控制
- ⑩ 基于混沌理论的智能控制——混沌控制

以上这些控制方法又可与其他传统的控制方法，如 PID 控制，Smith 控制，预测控制等多种形式相结合，从而形成各种新的控制方法^[2~4]。

(2) 制冷技术中应用的几种智能控制

① 模糊控制 我们知道，无论采用经典控制理论还是现代控制理论设计一个控制系统都需要知道被控对象 (或过程) 的精确的数学描述，整体控制规律的设计，都是根据被控对象的数学模型和要求的性能指标来进行的。对于许多情况下的被控对象 (或过程) 而言，要获得其精确的数学模型是十分困难的。例如，一些化工生产过程，它的特性很难用一个精确的数学解析式来表达，而且影响因素很多，相互交叉耦合，使其模型极其复杂，难于求解以至于没有实用价值。诸如此类的过程的变量多，各种参数又存在不同程度的时变性，且过程具有非线性、强耦合等特点，因此建立这一类过程的精确数学模型困难很大，甚至是办不到的。这样一来，对于这类对象或过程就难以进行自动控制。

与此相反，对于上述难以自动控制的一些生产过程，有经验的操作人员进行手动控制却可以收到令人满意的效果。既然存在大量的模糊问题难以用传统的精确数学进行解决，在这

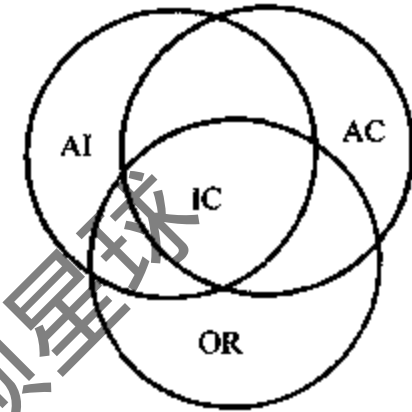


图 2-1 智能控制的三元结构

样的事实面前，人们就不得不寻找新的出路，开始重新研究和考虑人的控制行为有什么特点，能否对于无法构造数学模型的对象让计算机来模拟人的思维方式，进行控制与决策，希望用一种全新的数学去求解模糊问题。在这种背景下，就产生了和精确数学有巨大区别的数学——模糊数学。模糊数学，是解决模糊问题的钥匙和有效工具。

人通过感觉器官感知周围世界，在脑和神经系统中调整获得的信息，经过适当的存储、校正、归纳和选择等过程而进行决策并反作用于外部世界，从而达到预期目标。实际上遵循了反馈和反馈控制的思想。人的手动控制可以用语言来描述，总结成一系列的条件语句，即控制规则。运用计算机程序来实现这些规则，微机就起到了控制器的作用。于是，利用微机取代人可以对被控对象进行自动控制，在描述控制规则的条件语中的一些词，如“较大”、“偏差”等都属于模糊概念，因此采用模糊集合来描述这些模糊条件语句，即组成了所谓的模糊控制器。

1974年英国的马达尼(E. H. Mamdani)首次用模糊逻辑和模糊推理实现了第一个实验性的蒸汽机控制，并取得了比传统的直接数字控制(DDC)控制更好的效果。1975年荷兰的莱姆基(V. N. Lemke)和基克特(W. Kickert)研究了热水站的模糊控制，使这个传统方法难以进行控制的多变量非线性对象实现了稳定可靠的控制。1976年丹麦的拉森(R. M. Larson)和奥斯特加德(J. J. Ostergaard)进行了双输入双输出且具有很强的耦合作用和非线性特性对象的模糊控制，控制效果良好。1977年帕皮斯(C. Pappis)和马达尼(E. H. Mamdani)等人用模糊控制的方法很好地实现了十字路口的交通管理。1979年中国的李宝绶、刘志俊等人开始了模糊控制器的研究工作。用连续数字仿真的方法研究了模糊控制器的性能，并与传统PI控制器进行了性能比较。1981年王以治等人对模糊语言和模糊文法进行了研究。龙升照等人对人机系统中模糊变量的隶属函数和模糊控制的自调整形式也进行了探讨。1983年日本的安信等人用预测模糊控制方法对电气化铁路列车的运行和停止进行了控制，并达到了节能11%~14%的效果。邓聚龙对模糊控制过程的稳定性问题进行了研究，并给出了有关模糊控制的稳定条件。1984年涂象初提出了把模糊控制和常规调节器相结合组成混合型的调节器。1988年邓聚龙提出了最小信息量的最优模糊控制。1990年陈常祥应用了自寻优模糊控制。在电气传动方面模糊控制理论也有相当多的应用，如异步电机的直接转矩控制，逆变器供电电机控制，矢量控制以及伺服系统控制。近年来，日本兴起了模糊控制热，目前模糊控制已渗透到冰箱、空调器、微波炉等行业，据统计，日本的采用模糊控制的变频冰箱、变频空调器已占到市场的80%以上。随着科学技术的发展，模糊逻辑和模糊控制的应用越来越多，越来越广泛^[5,6]。

在制冷领域，模糊控制已经成功地用于变频冰箱、变频空调器等家用电器中。例如，根据冰箱内的温度传感器测得多室温度值和得出相应的温度变化率，运用模糊神经推理确定冰箱内食品温度，进而控制变频压缩机的转速、风扇运转和风门的开闭，达到最佳的运行状况和最佳的保鲜效果。神经网络通过不断地学习和记忆用户的调节要求、环境温度、门开启次数和取放食品等使用情况，预置于控制程序中，然后自动地借助专家系统选择最佳控制方案。空调器的模糊控制就是通过传感器获得室温变化、室内外温度、房间情况等大量数据，将这些实测数据与大量经验数据相比较，应用模糊理论使变频压缩机、电子膨胀阀和风机转速及风门这些执行机构做出相应的快速调节^[7]。

尽管当前模糊控制应用已经很多，但其实现仍主要是基于已有的专家经验知识和规则，通过增加一些规则调整方法，来改善系统控制的性能。而控制规则的获取和调整是模糊控制

应用的难点，这主要是因为模糊控制所具有的学习能力较弱。因此将模糊控制与其他优化理论、方法和控制技术相结合，提高模糊控制系统的性能，成为当前模糊控制领域研究者们关注的问题。随着模糊控制技术在家用电器中应用研究的不断深入，在控制策略方面从基于查询表方法的简单模糊控制发展到与其他人工智能领域相结合的智能模糊控制；如传统控制方法与模糊控制构成复合控制，利用神经网络来实现模糊控制，采用非线性优化算法、遗传算法和进化算法对模糊控制的规则进行优化等等。因此如何实现模糊控制规则的获取和调整将是今后模糊控制发展的一个研究方向。

② 神经网络控制 神经网络是模仿人脑神经的活动，建立脑神经活动的一种数学模型。实际上早在 20 世纪 40 年代人们已对脑和计算机交叉科学进行研究，试图解决智能信息处理机理。维纳 (N. Wiener) 在《控制论》一书中已经提出了反馈控制、信息和能的一些关系。当时在《控制论》的引导下，很多学者把这些内容当作一个统一的主题进行研究。但此后控制学科、计算机学科和神经生物学各按自己独立的道路发展，相互之间缺乏沟通，给学科之间的有效交流带来了障碍，直到近年来，智能控制才作为一个新的交叉学科蓬勃发展，人们开始在更高的水平上寻求控制、计算机和神经生物学新的结合，要以此来解决现实世界中用常规控制理论和方法所难以解决的一些问题。

神经网络的研究已有 30 多年的历史。40 年代初，心理学家麦克洛克 (W. S. McCulloch) 和数学家皮茨 (W. Pitts) 给出了神经元的数学模型，并研究了基于神经元模型几个基本元件互相连接的潜在功能。1949 年赫布 (D. O. Hebb) 和其他学者研究神经系统中的自适应定律，并提出了改变神经元连接强度的 Hebb 规则。1958 年罗森布拉特 (F. Rosenblatt) 首先引入了感知器 (Perceptron) 概念，并提出了构造感知器的结构，对以后的研究起了很大的作用。1962 年威德罗 (B. Widrow) 提出了线性自适应元件 (Adline)，它是连续取值的线性网络，主要用于自适应系统，与当时占主导地位的以顺序离散符号推理为基本特性的 AI 方法完全不同。在此之后，明斯基 (M. Minsky) 和帕佩特 (S. Papert) 对感知器为代表的网络作了严格的数学分析，证明了许多性质，指出几个模型的局限性。格罗斯伯格 (S. Grossberg) 在 70 年代的工作使神经网络的研究重新有了突破性的进展，他提出了具有新特征的几种非线性动态系统的结构。1982 年霍普菲尔德 (J. J. Hopfield) 在网络的研究中引入“能量函数”概念，把特殊的非线性动态系统结构用于解决优化之类的问题，引起工程界巨大兴趣。1985 年欣顿 (G. E. Hinton) 借用统计物理学的概念和方法，提出了 Boltzman 机模型，在学习过程中采用了模拟退火技术。保证了系统全局最优。1986 年以拉梅尔哈特 (D. E. Rumelhart) 和麦克莱兰 (J. L. McClelland) 为首的 PDP (Parallel Distributed Processing) 小组提出了 BP 反向误差传播模型，把学习的结果反馈到中间层次的隐单元，改变他们的权系数，从而达到预期的学习目的。BP 模型实现了明斯基认为不可能实现的多层网络的学习算法，使得神经网络研究和应用再次进入了全盛期。以后科斯基 (B. Kosko) 提出了双向联想存储器 and 自适应双向联想存储器，为在有噪声环境下的学习提供了有力的方法。至今神经网络方面的研究一直在广泛地进行着，特别是其应用方面的研究，取得了大量的应用成果。将极具潜力的神经网络连接主义模型用于复杂系统的建模、辨识与控制，迄今已取得了很多成果。如系统的建模与辨识、PID 参数的设定、极点配置、内模控制、优化设计、预测控制、最优控制、专家控制、自适应控制、滤波与预测、容错控制、模糊控制、学习控制，甚至还应用于与控制有关的其他问题，如 A/D、D/A 转换，矩阵求逆，Jacobian 阵计算、Lyapunov 方程和 Riccati 方程求解等。

将神经网络应用于控制领域，是因为与传统的控制技术相比，它具有以下重要的特征和性质：

a. 非线性 神经网络在理论上能够以任意精度逼近任意非线性映射，这就给控制理论中困难的非线性问题带来了新的希望。

b. 分布式存储信息 所有定量或定性的信息都等势分布储存于网络的各神经元，神经元间广泛连接，这样即使网络中部分单元损坏，也不影响整体的性能，网络本身具有良好的可靠性、鲁棒性和容错性。

c. 并行处理方式 使其有实现大量复杂的控制算法的潜力。

d. 学习和自适应性 利用系统过去的的数据记录，可对网络进行训练，受适当训练的网络有能力泛化，即当输入出现训练中未提供的的数据时，网络也有能力进行辨识。

e. 数据融合 网络能够同时融合定量或定性数据，使其能够利用连接主义的结构，将传统控制方法与符号数据的人工智能相结合。

f. 多变量系统 神经元网络的多输入多输出模型可方便地应用于多变量控制系统。

很明显，复杂控制的建模问题，具有以上所需的特征。从控制理论观点来看，神经网络处理非线性的能力是最有意义的。非线性系统的多种性与复杂性，使得至今还没有建立起系统的和通用的非线性控制系统设计的理论。因此，将神经网络引入控制理论是控制学科特别是非线性控制的必然趋势和根本方向。

目前，神经网络控制系统的应用可分为以下几种类型：

a. 神经网络专家系统控制 专家系统是一种知识表达，适于逻辑推理。神经网络则反映的是一种输入输出的数学映射关系，属于直觉推理。把两者结合起来，发挥各自的作用，可能产生更好的控制效果。

b. 神经网络模糊控制 现实世界中大量存在的是不确定性和难以分类界定的事物，模糊系统是仿效人的模糊逻辑思维方法设计的一类系统。系统在工作中允许数值型量的不精确型存在。另一方面，神经网络在计算处理信息过程中所表示出来的容错性来自于其网络自身的结构特点，而人脑思维的容错能力正是源于这两个方面的综合——思维方法上的模糊性及大脑本身的结构特点。所以，将神经网络与模糊系统相结合便成为一种很自然的趋势。

一般来说，利用神经网络表达的模糊逻辑控制器，必然引入学习机制，同时也给神经网络带来诸多结合的优点，如存储容量的减小，泛化能力的增加，特别是模糊逻辑处理时间动态系统的能力，可能为动态神经网络的研究带来根本出路。因此，无论从模糊逻辑，还是从神经网络控制研究的角度来讲，将神经元、模糊逻辑、专家系统结合起来将代表这一领域的主要发展方向。在此研究方向上，有代表性的结果主要有美国加利福尼亚大学伯克利分校以扎德 (L. A. Zadeh) 为首的“Fuzzy Group”作出的。

c. 神经网络滑模控制 这种方法将系统的控制或状态分类，根据系统和环境的变化进行切换和选择，这样可以在不确定的环境下通过自学来改进滑模开关曲线，进而改善控制效果。

d. BTT 控制 (Backpropagation Through Time) 它先利用神经网络来构造一个模拟器以模拟系统的动态特性，进而再对系统进行在线控制。

e. 神经网络自适应评判控制 这种方法与自适应评判法在平面上是一样的，作用网络产生控制指令，评价网络通过对本系统状态进行评估，通过奖励学习来实时对作用网络本身的状态变量 (即权重) 进行修正。

f. 容错控制 这种方法由神经网络对系统装置进行故障诊断,一旦发现错误,即通知容错控制系统来及时调整其结构,以保证系统正常运行。

g. 神经网络与常规控制方法结合

① 神经网络 PID 控制。利用神经网络在线整定 PID 调节器的参数,可以提高控制器对系统和环境的适应能力和控制效果。

② 神经网络自校正控制。传统控制中自校正调节器的目的是在被控系统参数变化的情况下,自动调整控制器的参数,消除扰动的影响,以保证系统的性能指标。此法依赖于对系统参数的辨识,本质上以线性模型来描述实际系统,因而其算法复杂,应用受到了极大的限制。神经网络具有良好的逼近能力,不仅可以避免参数辨识,简化算法,而且可以延拓到非线性系统。

h. 神经网络模型参考自适应控制。

i. 完全神经网络控制 也称直接神经网络控制。这包括神经网络反馈控制、神经网络自适应控制、神经网络非线性控制等。它的特点是其辨识、估计、计算、控制等都是由神经网络完成的。

总之,在短短的几年内,神经网络控制的发展,无论在理论上还是在实践上都取得了可喜的进展,但我们必须看到,由于人们对生物神经系统的研究与了解还很少,所以使用的形式神经网络模型无论从结构还是网络规模,都是真实神经网络的极简单的模拟,因此神经网络控制的研究还非常原始,目前结果大都停留在仿真与实验室阶段。对于完整的、系统的网络体系,还有大量艰难而富有挑战性的理论问题尚未解决,真正成功的在线应用实例也有待于进一步发展。

目前,从总体上来看,今后的研究应致力于以下几个方面。

① 神经元网络逼近非线性函数方面

a. 现有的学习算法收敛速度太慢,而且在许多情况下存在局部最优解,因此如何提高学习速度就特别迫切。这一问题的解决有待于多变量非线性方法和理论的进展。若能用某种智能搜索方法,能快速求得次最优解或可行解也有重大意义。

b. 在逼近非线性函数的问题上,现有的理论只解决了存在性问题。对不同的被控对象,如何选择合适的神经元网络结构,目前还缺乏理论来指导,仅仅停留在经验上和启发式规则上。当采用多层前馈网络时,这一问题就是网络的层数、隐节点数的选择问题。这一直是神经元网络研究的热点问题,但至今仍未解决,还需要从理论上做深入的研究。

c. 对神经元网络的应用不应仅停留在学习方法的改进上,应该对网络的映射机理进行深入的研究,找出现有的网络模型逼近复杂非线性关系速度慢的症结所在,研究它易于实现的映射所具有的特点,研究如何通过设计或者至少是在设计与学习相结合的基础上构成对非线性关系的逼近。

d. 探索能更好地实现非线性对象逼近的新的网络结构形式。

② 控制系统应用方面

a. 目前研究证明神经网络可以实现对任意的非线性函数逼近,但要满足什么条件,才能实现这种逼近,则讨论很少。

b. 将神经元网络作为模型或控制器加入控制回路中,通过网络的学习,实现对非线性系统的自适应控制,这是目前神经元网络控制的基本应用模式。对于这种模式,控制系统的稳定性、可控性等理论问题还需进一步研究解决。由于非线性本身的多样性、复杂性,使这

一问题具有相当大的难度。

c. 在复杂非线性系统中，噪声是普遍存在的。因此如何提高神经网络控制器的鲁棒性是一个有待解决的关键性问题。

d. 目前神经网络模型的使用通常采用“离线学习、在线修正”的方法，如何能够直接在线建立对象的模型一直是神经网络控制的一个热点问题，但一直没有找到一种可以实际应用的具有实时性的神经网络在线辨识算法。

e. 神经网络最终是要以大规模并行计算的思想通过硬件来实现，这样才能体现出神经网络的巨大威力。

需要说明的是，许多基于神经网络的控制方法中存在的问题，是非线性系统理论本身所固有的，并非采用神经网络模型所引起的。对这些问题研究解决还要靠非线性系统理论的进一步发展^[8,9]。

目前，神经网络在制冷系统中已经得到应用。以神经网络在空调中的控制为例，影响人体热舒适性的因素有以下六个：房间内的温度、湿度、气流速度、辐射热、人的活动量与衣着量。人工神经网络控制按照舒适度指标进行空调器运行状态的控制。空调器的传感器探测到回风温度、回风湿度随时间的变化率，室内外空气温度、风量、设定温度和方向等参数，在人工神经网络中进行学习，得出舒适度值。另一方面，空调器从室内探测到室温、辐射量、气流速度、湿度、衣着量和人的活动量等参数，算出舒适度值。这两个值在电脑中的空调环境模拟程序中进行运算、对比，然后对空调器发出最佳运转的指令。上述人工神经网络的模型由输入层、两个中间层和输出层组成，从输入层到输出层向一个方向传递信息。这种多层仿脑功能的神经网络控制，需要在微电脑中通过软件去实现。为了获得高效率的仿真，需要反复计算，因此要求运算速度快、内存容量较大而体积小的微电脑去实现^[10]。有的文献提出，采用红外传感器成像技术判定房间内人员的位置，通过人工神经网络方法进行图像处理，以判定人员在房间内的位置、状态或判定室内是否有人，根据判定结果计算出舒适度值。由于房间内各处的舒适度值不同，于是调整压缩机转速和室内风向及风量，改善室内不舒适区的舒适度，从而扩大房间的舒适性区域^[11]。

2.1.2 模糊控制

模糊控制的基本原理如图 2-2 所示，其核心部分是模糊控制器。模糊控制器是模糊控制系统和其他控制系统区别最大的环节。模糊控制器由于是采用数字计算机实现的，所以它具有下面三个重要的功能：① 系统的误差从数字量转化为模糊量。② 模糊量按一定的方法给出规则进行推理。③ 推理的结果从模糊量转化为可用于实际控制的数字量。

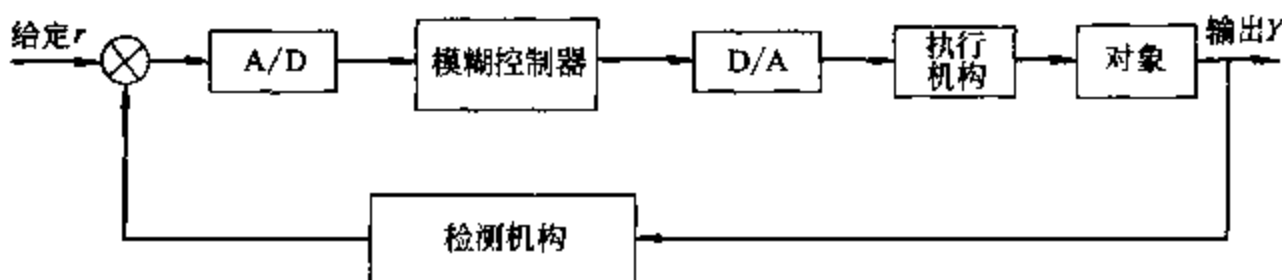


图 2-2 模糊控制的基本原理框图

模糊控制器的主要功能如图 2-3 所示。图中表示的是最简单的一种模糊控制器，其他复杂结构的模糊控制器是在它的基础上改进或加上其他环节组成的。

$\{-u_n, u_n\}$ 控制量的实际变化范围, k_3 为输出比例因子, 有时也与前面两个因子统一称为量化因子, 则

$$k_3 = \frac{u_n}{u_m} \quad (2-3)$$

(2) 模糊控制器的隶属函数

各个模糊变量的隶属函数的形状和参数选择是否符合实际, 将直接影响控制效果。一般常用的隶属函数有对称三角形、对称梯形、正态形隶属函数等。在定义各模糊变量的隶属函数时, 要考虑到它对论域的覆盖程度。论域中任何一个等级的最大隶属度均不能过小, 否则在这一等级上会出现“空档”, 从而导致失控。通常, 当论域中元素的个数为模糊变量总数的 2 倍左右时, 模糊变量对论域的覆盖度比较好。在定义各模糊变量的隶属函数时, 还要考虑各模糊集合相互间的相互影响, 即两个模糊集合之间的交集大小。二者交集大时控制器鲁棒性强, 交集小时控制灵敏度高, 所以应适当选择交集的大小, 即模糊集合的重叠度。

(3) 模糊控制器的控制规则及推理

模糊控制规则是对系统控制经验的总结, 这些经验用模糊条件语句来表述, 模糊控制规则生成基本有四种方法:

- ① 根据专家经验或过程控制知识生成控制规则。
- ② 根据过程的模糊模型生成控制规则。
- ③ 根据对手动控制操作的系统观察和测量生成控制规则。
- ④ 根据学习算法生成控制规则。

这四种方法并不互相排斥, 综合这几种方法可以构成有效的方法去生成规则基。

控制规则一般用 IF...THEN...语句描述。当模糊控制器有多个输入量和多个输出变量时, 可以用 IF...AND...AND...THEN...AND...AND...来描述。

模糊控制规则一般以规则表或推理关系矩阵的形式存储。在实际控制系统运行中, 可以采用实时查表或模糊集合的模糊运算 (如模糊直积加模糊并运算等), 得到控制器输出的模糊变量。比较典型的方法有 Zadeh 方法、Baldwin 方法、Mizumoto 方法、Takagi 和 Sugeuo 的后件函数法、Mamdani 方法等。其中目前在实时控制中应用较广的是 Mamdani 方法^[12]。

(4) 模糊量的非模糊化方法

在模糊控制中, 对经过模糊推理决策出的控制变量的一个模糊子集, 由于它是一个模糊量而不能直接作用于控制对象, 还需要采取合理的方法将模糊量转换成精确量, 以便最好地发挥出模糊推理的决策结果。把模糊量转换为精确量的过程称为清晰化, 或非模糊化。模糊推理及其模糊量的非模糊化过程有多种方法, 主要有以下几种:

- ① 重心法 (Centroid) 就是取模糊隶属函数曲线与横坐标围成的面积的重心为代表点。
- ② 最大隶属度法 (MAX) 在推理结论的模糊集合中取隶属度最大的元素作为输出量。但这时要求在这种情况下起隶属函数曲线一定是正规凸模糊集合, 即曲线只能是单峰曲线。
- ③ 中位数法 (Bisector) 计算模糊隶属函数曲线与横坐标围成的面积, 取 1/2 面积处横坐标为决策值。

- ④ 系数加权平均法。

(5) 模糊控制器设计中的问题

模糊控制器的设计主要是以下三个部分:

- ① 语言控制规则。

- ② 模糊量的隶属函数。
- ③ 模糊控制器的输入输出量化因子。

这三部分的设计工作一般都是由专家根据自身的经验来进行。

在设计模糊控制器的语言规则时，必须考虑它的完整性、交叉性和一致性。所谓完整性，是指对于任意的给定输入，必有相应的控制规则起作用。要求控制规则的完整性是保证系统能被控制的必要条件。如果控制器的输出值由数条控制规则来决定，说明控制规则之间是有相互联系、相互影响的，这就是控制规则之间的交叉性。利用控制规则之间的交叉性，可以产生复杂的控制曲面，得到更好的控制性能，但也会增加设计的难度。控制规则的一致性是指控制规则中不存在相互矛盾的规则。如果两条规则的条件部分相同，但结论部分相差很大，则称两条规则相互矛盾。

模糊变量的隶属函数可以取不同的形状。其中因为三角形的隶属函数，形状简单，计算简易，并且和其他较复杂的隶属函数得出的控制效果差别很小，因此被广泛应用。经证明，隶属函数的曲线形状较尖的模糊子集其分辨率较高，控制灵敏度也较高；相反，隶属函数的曲线形状较缓，控制特性也较平缓，系统的稳定性较好。因此一般在误差大的区域选择低分辨率的模糊子集，在误差小的区域选择较高分辨率的模糊子集。

从自动控制的角度，希望一个控制系统在要求的范围内都能很好地实现控制。因此在选择描述某一个模糊变量的各个模糊子集时，要使它们在论域上的分布合理，即它们应该较好地覆盖整个论域。一般论域中的元素个数的选择均不低于13个，而模糊子集的总数通常选7个。当论域中的元素个数为模糊子集总数的2~3倍时，模糊子集对论域的覆盖程度较好。与此同时，还应考虑各模糊子集之间的相互影响，即两个模糊子集的重叠程度。两者重叠越小，控制的灵敏度越高。实际系统设计中应合理地选择模糊子集的重叠程度，一般取40%~80%左右。

当计算机在进行模糊控制时，必须进行模糊化和反模糊化，这就必须使用到量化因子。大量的实验结果表明量化因子的大小及其不同量化因子之间大小的相互关系，对模糊控制器的控制性能影响极大，因此在实际使用当中，量化因子的确定是经过反复实验加以确定的^[13]。

2.1.3 神经网络控制

(1) 多层前馈学习算法的描述

在神经网络的研究和应用中，人们已经提出了很多神经元网络结构模型，而多层前馈网络是最常用的形式。多层前馈人工神经网络（Multi-Layer Feedforward Neural Networks，简称MFNN）提供了一种非线性静态映射关系，MFNN在许多领域中的各种各样的应用，都是以这一映射关系为基础的。

在MFNN的应用中，首先亟待解决的就是网络的训练问题。这不仅仅是如何缩短训练时间的问题，更重要的是在稍微复杂一些的应用中，MFNN学习的收敛性、成功性都是无法保障的。所以在研究MFNN训练问题时，一方面要努力提高学习速度，另一方面是要研究如何提高网络逼近精度、改善逼近效果。

神经网络是由大量处理单元（神经元、处理元件、电子元件、光电元件等）广泛互连而成的网络，它是在现代神经科学研究成果的基础上提出的，反映了人脑的基本性能，但它并不是人脑的真实描写，而只是它的某种抽象、简化与模拟。网络的信息处理由神经元之间的相互作用来实现；网络的学习和识别决定于各神经元连接权系数的动态演化过程。

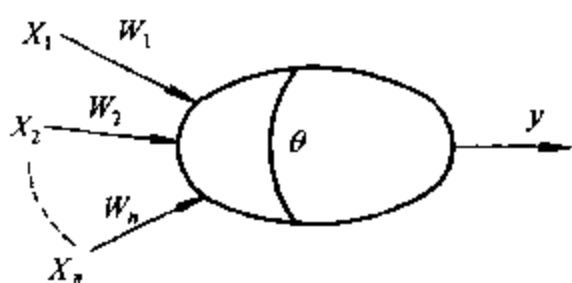


图 2-4 神经元模型

神经元是神经网络的基本处理单元，它一般是一多输入/单输出的非线性器件，其结构模型如图 2-4 所示。

$$\sigma = \sum_{j=1}^N w_j^* x_j - \theta \quad (2-4)$$

$$y = f(\sigma) \quad (2-5)$$

其中， θ 是神经元的阈值， x 为输入信号，权系数 w_j 代表了连接的强度。

从神经网络逼近性理论可知，线性输出三层前馈神经网络（简称 MFNN），构成了 $R^n \rightarrow R^m$ 的一个连续映射，它可以任意逼近一个紧集上的任意连续函数。这些特点是使 MFNN 得到广泛应用的理论基础。目前尚未找到较好的直接构造方法，来确定 MFNN 的结构和权值参数，表达给定的映射或逼近一个未知的映射，只能通过网络训练的方式来得到满足要求的 MFNN。

MFNN 的训练问题可描述如下：

给定一个样本集合 $\{(x_p, t_p), x_p \in R^n, t_p \in R^m, p = 1, 2, \dots, P\}$ ，它通过输入-输出对，以隐含形式定义了某种 $R^n \rightarrow R^m$ 的函数关系，函数的具体表达式形式可能是未知的。我们期望能利用 MFNN 所具有的任意逼近能力来表示这一未知的函数关系。即寻找一组适当的权值 $\{w^{ij}, \theta^{ij}\}$ 构成网络 $y = NN(x)$ ，使得如下的指标函数最小：

$$E = \frac{1}{2} \sum_{p=1}^P \|t_p - y\|^2 \quad (2-6)$$

通常找到最优的权值 $\{w^{ij}, \theta^{ij}\}$ 是非常困难的甚至是不可能的。在实际使用时，样本集中的样本输出或多或少地被噪声所污染，所以即使侥幸得到了最优解也只能是对真实函数关系的一个近似。因此，人们一般仅希望得到一个满意解。为此给定一个误差精度要求 $\epsilon > 0$ ，只要能找到一组权值 $\{w^{ij}, \theta^{ij}\}$ 能够满足条件 $E < \epsilon$ ，则我们就说找到了对未知函数的一个逼近。

为实际应用的需要，不仅是希望得到一个样本集的逼近，更重要的是逼近样本集所隐含的函数关系。因此，还要求对样本集之外的某一测试集中的点 $\{(x_q, t_q), q = 1, 2, \dots, Q\}$ ，也满足条件 $E < \epsilon_1$ 。只有这样才认为它确实反映了期望得到的函数关系。后一项要求通常称为“网络泛化能力”，是神经元网络实现中的一个极为关键的问题。要保证所得到的 MFNN 具有泛化能力是非常困难的。考虑到 MFNN 逼近相当于一种插值方法，因此为使 MFNN 在某一区域中具有泛化能力，通常首先要求样本集能充分反映出隐含函数的真实特性，其次要求 MFNN 在样本点之间实现良好的光滑过渡。

在智能控制中最常用的是前馈网络，其基本算法是（Back-Propagation Algorithm）BP 算法。下面着重介绍这一种网络的原理和算法。

图 2-5 给出了一个典型的 MFNN 网络。它是一个多层的网络，有一个输入层，一个输出层，多个隐层，每层都有多个节点。

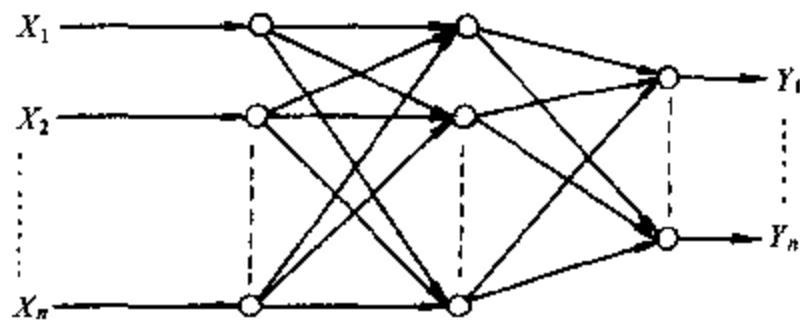


图 2-5 前馈神经网络

MFNN 网络是正向、多层相互全连接的网络。对于输入信号，要经过输入层，向前传递到隐层节点。经过作用函数后，再把隐层节点的输出送到输出层节点，最后给出输出结果。在 MFNN 网络中，作用函数选用 Sigmoid 函

数。这个网络的算法（学习过程）由正向传播和反向传播两部分组成。在正向传播过程中，输入信息从输入层经隐层逐层处理，并传向输出层，每一层神经元状态只影响下一层神经元状态。在输出层，输出信号与期望值进行比较，如果存在误差，则将误差沿原来连接的路径返回，通过修改层间各节点的连接强度（权值），使误差信号减少，直至把误差限定在预先规定的范围内。

对于前馈神经网络，当采用 BP 算法时，不管输出函数的形式是什么，输出层权值的更新方程为

$$w_{kj}^o(t+1) = w_{kj}^o(t) + \eta \delta_{pk}^o O_{pj}^h \quad (2-7)$$

隐层数值的更新方程与输出层相似：

$$w_{ji}^h(t+1) = w_{ji}^h(t) + \eta \delta_{pj}^h x_i \quad (2-8)$$

这就是广义的 δ 学习规则。

BP 的算法是一种非常耗时的算法，对于共有 N 个连接权的网络，学习时间在串行机上约为 $O(N^3)$ 运算量，在一般并行机上做约需 $O(N^2)$ 运算量，而且学习样本函数为 $O(N)$ 的数量级。这就是说， N 越大，就要搜集更多的训练样本，给估计权系数提供充分的数据。

还应注意，不允许网络中各初始化权值完全相等。拉梅尔哈特等人已经证明，网络不可能从这样的结构运行到一种非等权值结构。即使后者对应较小的系统误差。

BP 模型虽然从各个方面都有其重要的意义，但它存在有以下问题：

① 从数学上看它是一个非线性优化问题，这就不可避免存在着局部极小值问题，这使学习的成功无法保证。且存在一些区域，梯度向量接近于零，但又不是指标函数的驻点，这使得学习变得更加困难。

② 学习算法的收敛速度很慢，通常需要几千或更多次迭代；因为 BP 算法是以梯度法为基础的，仅具有线性收敛速度。

③ 对初始权值的敏感性。不同的初始权值使学习过程大相径庭，如果在极小点附近则会很快收敛，如果远离极值点则收敛非常缓慢。

④ 学习因子 η 、记忆因子 α 、衰减因子 β 均没有一种恰当的选择办法。如学习因子 η 太大会产生振荡，甚至使学习过程分散；太小又会使学习过程变得非常缓慢。通常要在这些因子的试凑过程中浪费大量的时间。

⑤ 学习最终的成功与否是没有保障的。学习失败的原因可能是网络隐节点数目不够多，使网络映射能力不能达到要求；也可能是缘于算法本身的问题。因为没有采用一维搜索算法，且更新方向不保证是下降的，所以训练是否会得到一个满意的解，甚至训练最终是否会收敛都是不确定的^[14]。

人们对 BP 算法从各个方面进行了大量的改进研究。有关 MFNN 的文献中，有相当大的一部分是关于这一主题的，研究目的都是如何能更快、更好地得到一个满意的网络模型。这些研究主要包含两个方面：

① 自适应调整学习率的方法 [Dahl (1987), Jacobs (1988), Schmidhuber (1989), Lengelle etc. (1989), Silva etc. (1990), Tullenaere (1990) 等]。根据学习进展情况在训练过程中动态修正学习因子，采用这种方法改进 BP 算法，其好处是不增加额外的计算量，保持并行分布式计算的特点，且通过调整学习率因子基本上可以保证算法是收敛的。学习效率虽有所提高，但还是不能令人满意。

② 利用目标函数的二阶导数信息。采用这一方法的研究者也很多 [Battiti 和 Masulli

(1990), Becker (1988), Kramer etc. (1989), Ricotti etc (1988), Watrous (1987), Patrick etc. (1994) 等]。利用二阶信息,也就是利用指标函数的二阶导数阵(Hessian 阵)或是对二阶导数阵的近似。这样可以构成一些具有超线性收敛的算法。这一方面的研究是以非线性优化理论为基础的,是将 MFNN 的训练问题归结为一个非线性规划问题来求解。因此,优化理论中的各种优化算法,如 Newton 法、共轭梯度法、变尺度法以及对这些算法的各种改进算法,都是大有用武之地。

但是这些算法的应用带来了一个问题,就是 MFNN 本身是一种并行处理的结构,要采用这些算法,则需要将网络的权值展开构成一个权值向量来进行各种向量、矩阵运算。或者要求构成一个矩阵近似指标函数关于权值向量的 Hessian 阵。这对 MFNN 的并行处理能力有很大的影响。有一些研究者将二阶信息的利用局限于某一层或某一节点,甚至将对 Hessian 阵的近似限制到每一个权值,这在一定程度上保证了并行的性质,但又影响了算法的效率。然而,二阶算法的有效性是不可忽视的,虽然使计算复杂性增加,但网络学习的有效性可提高一、两个数量级以上。所以在任务比较复杂而且对并行处理要求不太高的场合,网络的规模不是很大时,二阶方法是实际可行的。且进一步加强对并行算法的研究,可以为二阶方法的应用带来更广阔的前景。

(2) 神经网络权值的初始化方法

MFNN 中权值的初始值,对应于网络训练算法的搜索起点,对优化进行过程有很大的影响。好的初始值可以使网络很快收敛到最优值,甚至可以避免一些局部极值点的影响。研究网络初始化方法的目的就是希望能在一开始就将网络置于一个有利于收敛的位置。

① 基于启发式方法的神经网络权值的初始化方法 总的来说,目前尚没有一个好的权值初始化方法。一般的网络训练算法通常都是以小的随机数作为网络的初始权值。其目的是破坏网络的“对称性”,防止在优化过程中各隐节点形成相类似的特性。用前面的几何观点来看,小的权值使各隐节点的敏感区保持相当宽度,且具有随机的延伸方向。这样为向各种不同的性态的函数过渡提供了一个共同的基础。但是这使得网络输出在相当的范围内变化平缓,必须经过若干次迭代之后才能表现出一些期望的函数性态来。当样本点分布不是在原点附近,且各输入分量具有不同数量级时,这样初始化的网络与最终目标函数距离很远。在过去的研究中,有的学者在采用 BP 算法之前对输入值进行归一化,其目的就是希望避免这种情况。

D. Nguyen 等从 MFNN 在频域中的特性出发,提出了一种初始化方法,其目的仍是使初始网络具有逼近任意函数关系的合理结构。T. Denoeux 等提出了一种基于典型值的初始化方法,考虑了利用样本集中的一些典型值,但该方法对输入做了一种变换,使得样本输入落在了一个球而上,这样网络的整体性态与 RBF 网络具有相似的局部作用的特点。韦塞尔(L. F. Wessels)和巴纳德(E. Barnard)以模式分类问题为背景专门讨论了如何通过初始化来避免极小点的问题。其基本思想是使:各隐节点的中小超平而穿过样本所在区域,且各隐节点的方向应有尽量大的差异。他们还建议输出层权值取一个相同的值,这样开始时对各隐节点平等地看待。从这些方法的研究中可以看出,大多数的方法都是启发式的方法,是基于目前对网络逼近的经验提出的。

② 基于典型样本值的初始化算法 在上而算法中,没有利用任何反映当前要逼近的函数的特性,只能说是一种通用的初始化方法,对当前的具体问题来说是一种盲目的方法。如何将一些有关当前要逼近的函数的先验知识,加入到网络结构中也是一个很重要的研究课题。这一方面可使寻优参数数量减少,另一方面由于加入了先验信息,使构成的网络更接近

期望函数,可使收敛过程加速,且不会产生出与事实不符的奇怪的结果。乔尔丁(W. H. Joerding)等就如何将排他性分类、单调性、凸性、拟凸性,以及如何做到函数及其导数的同时逼近等几个不同方面的先验信息加入到网络结构中,进行了讨论。他们采用的方法是对网络结构加以限制,如选定某些权值的取值方法,或在指标函数中加入惩罚项来使条件强制满足。C. L. Chen等提出了一种基于最优估计的方法,通过解方程组、计算伪逆等方法来初始化权值,他们利用了样本的输入输出特性,但需要经过反复迭代才能找到一组比较合适的值。这一方法可以说已经是网络参数寻优的一部分。

先验信息的加入方法,对于具体问题是各不相同的。对一维函数,可以在函数的每一个上升段和下降段都设置一个隐节点,隐节点的中心可以是这一段的中心,隐节点的方向上升段取为1,下降段取为-1,隐节点敏感区宽度取为这一段的宽度。经过这样的设置可以使网络在初始时刻就与要逼近的函数具有大致的相同的变化趋势。

我们认为一种理想的初始化方法,应该是充分利用已知的先验信息,使网络初始就能具有大致的期望特性,再经过进一步的优化过程,最终可以很快地得到一个比较理想的逼近结果^[9,14]。

(3) 神经网络在压缩机变频控制系统中的应用

人们一直希望包括电机、逆变器、控制器在内的交流驱动系统能有一个好的性能比和可靠性,并在这方面尽了很大的努力。但是,随着性能的提高,电力驱动系统的结构越来越复杂,可靠性就随之降低。

通常控制器的基础是控制系统的精确的数学模型,由于驱动系统是一个时变的、强耦合的、多变量的、复杂的非线性系统,因此构造一个既能很精确又能使控制器的控制任务完成不很复杂的数学模型是不可能的。结果就是常规根据精确数学模型的控制系统不很满意,可靠性随着性能的改进而降低,即使系统的数学模型能够得到而且是可控制的,但由于一些不确定性及许多不可知条件,如压缩机、电子膨胀阀、磁电路饱和及噪声等原因,也得不到精确的数学模型。

因此,为了进一步提高电力驱动的性能,需要控制技术不依赖于系统精确的数学模型。自适应控制,例如模型参考自适应、变结构及自调节控制是这类控制技术中的一类。

在自适应控制中,由某些确定模型的预定参数来辨识在控制中的系统参数,从而使不确定及不清楚条件得到补偿。虽然这些控制技术在很多情况下被认为是有效的,但当应用到电力驱动时,不能保证得到精确的功能表达式而且系统可能会发生不稳定,原因是大多数常规辨识是线性的,而电力驱动的特性是非线性的;另一方面,常规自适应控制计算不可知参数十分复杂,它们的硬件结构也较复杂。

由于神经网络具有进行输入输出训练,以使它能学习复杂映射的能力,而不用知道输入/输出之间精确的数学模型。一旦训练好,输入输出之间的非线性就会蕴藏在神经网络自身,所以就可以避免求解数学模型的困难。因此,神经网络是带有不确定及不可知条件的非线性系统的最合适的控制方法。已经有神经网络系统应用于复杂非线性系统如电力驱动等的控制和辨识的许多成功的例子。可以预料,将神经网络系统应用于控制和辨识,能改进系统的性能,使控制器结构简单,提高系统的可靠性。

神经网络应用于电机驱动系统主要可分为以下几类:

① 监控 监控把专家的实践经验转移到神经网络中。对于监控,首先需要有一个相应输入及输出的一个数据库。与专家系统的不同之处在于:专家系统从条件映射到动作空间,

学习一个专家怎么做，而神经网络则映射一个输入输出集合，学习一个专家做什么。当人们知道怎样适当地控制一个系统但人工处理太慢时，可用神经网络监控方法。在电力驱动中，监控用来产生变频器中的逆变器开关模式。这些监控问题虽然可用常规控制器来解决，但用神经网络，一个优越性就是处理速度快，容错性好。如神经网络用来产生一个三相的 PWM 逆变器的开关模式。在这里，神经网络用来代替滞后控制系统中的滞后比较器。网络的输入是三相电流实际值与参考量的差，网络的输出是 PWM 逆变器的开关模式，网络的输出取 1 或 0，网络的三个输出信号提供了逆变器的 8 种可能的状态。网络的训练是当一相电流误差达到阈值后，相应的网络输出端为 1，这将相应逆变器的上部分接通。当低于阈值时，将那一支路的下一单元接通。仿真证明，采用神经网络后，控制系统的容错性提高，逆变器输出电流波动下降。

② 逆控制 在逆控制中，神经网络用来学习非线性系统的逆动态模型特性，当非线性系统的希望输出当作神经网络输入时，网络输出应是非线性系统产生希望输出的输入^[15]。

如神经网络用来实现 $[w(t), W(T), W(t)]$ 与无刷直流电机 $u(t)$ 的逆非线性关系，然后使用该训练好的神经网络，采用逆模型控制策略用来控制无刷直流电机的轨迹。

③ 自适应控制 在神经网络自适应控制中，神经网络用来实现如辨识系统参数、调节根据传统自适应结构方法来实现的控制器等功能。在电力驱动中，神经自适应控制应用大部分均是基于神经间接模型参考自适应控制。如训练神经网络用来模拟 DC 电机及负载的非线性性能。将训练好的神经网络和一个希望的参考模型连在一起，控制电机电压，以便能准确控制 DC 速度，实验证明，速度准确性是满意的，系统鲁棒性即使在有随机产生扰动情况下，也非常好。还有使用神经网络构成矢量控制中的磁通观测器，以提高系统的性能^[16]。

④ 神经网络应用于电气系统故障诊断和分析 神经网络在电力驱动上的另一个重要应用领域是故障分析和检测。适当的故障分析及检测可以显著地增加可靠性和降低驱动的维修费用。常用的故障分析及检测方法有两种：一种是有经验的工程师和专家系统，另一种是参数评估系统。有经验的工程师通常费用很高且较难培养，专家系统的处理速度使其较难应用于实时电力驱动系统中的应用。参数评估的主要缺点是它需要对系统动态性能与参数的关系有清楚的了解。对于神经网络来说，当神经网络用来完成故障诊断与分析时，数学模型的困难可被避免。神经网络也可用于第一种情况，因为人类专家的经验可通过监督学习传送给神经网络。

⑤ 神经网络和模糊控制 虽然电机是一个高度非线性，不确定性的系统，但它们已都工作了许多年，人们已得到了许多理论模型及先验知识，因此人们希望能将理论模型及先验知识蕴藏在神经网络中，当网络应用于电力驱动时，这时神经网络的输出也不会和先验知识矛盾，推断时也会更安全。

另一方面，神经网络的训练也是一个很费时间的工作，为了使训练过程收敛，通常需要上千次的循环。在某些情况下，训练算法也不收敛。当神经网络应用于电力驱动时，人们希望网络结构能够分解为如基于知识子系统、学习子系统或者分解为各自完成任务的独立于系统，每个子系统都可以被单独训练，这将提高学习速度和神经网络解题速度。

尽管神经网络证明在电力驱动方面存在着较大的应用前景，但它们有一个主要缺陷，即它们被认为是一个黑盒子，结构被看做是一个整体。神经网络从输入输出训练中得到的映射模式是不可见的，而且很难懂。

为了克服这个缺点，研究者们已经开始将先验知识及模块结构结合进神经网络。能克服

这个缺点的一个最有前途的方法或许就是将神经网络与模糊逻辑结合在一起，组成模糊神经网络。

模糊逻辑被看做是二位布尔逻辑的延伸，在布尔逻辑中，一个变量或者是 1 或者是 0。在模糊逻辑中，一个变量值由一个变化的函数而得，使得模糊系统能处理不确定性和含混。

模糊控制和神经网络都能从典型数据中评估系统功能，它们都是无模型评估器。和专家系统相比二者都是数字的，利于硬件完成。但是在构造神经网络时需要获得一系列足够多的训练数据，那些训练数据将会通过反复学习融入神经网络之中，这是神经网络的优越性，它使神经网络有学习及自适应功能；同时它也是神经网络的一个缺点，由专家提供的规则不能直接接在神经网络中。但模糊系统的建立，需要获得结构数据，即由专家给的规则，这些规则将被直接填充在规则矩阵。这个特性的优越性就是使一个模糊系统的结构明显比训练一个神经网络简单，缺点就是它使模糊系统无学习和自适应能力。

因此，人们很自然地想把神经网络和模糊系统混合起来。例如用专家提供的规则初始化控制器，用神经网络去调节改进系统实时性能；再如用模糊逻辑作为上层监控，以使神经网络的学习收敛性提高^[9]。

2.2 电力电子技术在制冷技术上的应用和发展

2.2.1 数字处理芯片 DSP 的发展及应用^[17]

DSP 的英文名称是 Digital Signal Processor，意为数字信号处理器。1982 年 TI 公司成功研制了世界上第一片 DSP (TMS32010)。当年年底，TMS32010 就被杂志评为“年度最佳产品”(Product of the Year)。DSP 发展至今已经有十多年的历史了。综观 DSP 的发展，大致可分为三个阶段：

第一阶段：以 TMS320C10/C2X 为代表的 16 位定点 DSP；

第二阶段：以 ADSP21020 和 TMS320C3X 为代表的 32 位浮点 DSP；

第三阶段：最近几年才出现的性能更高的 DSP，包括并行 DSP 和超高性能 DSP，例如 TMS320C67X 和 ADSP21160 等型号。

DSP 除了具备普通微处理器的高速运算和控制功能外，还具有以下一些特点：

① DSP 一般都采用哈佛结构和改进的哈佛结构，这是一种数据总线和程序总线分离的结构，在指令执行速度上优于传统的冯·诺依曼结构。

② DSP 内部一般都有专用的硬件乘法器，这是针对 DSP 要处理滤波、相关、矩阵、FFT 等运算需要大量的乘法累加预算。

③ DSP 大多采用流水线技术，在每个时钟周期都完成取指、译码、取数、执行等多个步骤，实现了并行处理，提高了执行效率。

④ 与单片机相比，DSP 片内存储器容量大，类型多，而且可以很方便地用片外存储器进行扩充。

⑤ DSP 片内有多条总线可以同时进行取指令和多个数据的存取操作，许多 DSP 内部带有 DMA 通道控制器和串行通信口等，提高了数据块的传送速度。

⑥ DSP 有中断处理器和定时控制器，具有软硬件等待功能，自己有独立的指令系统。

DSP 的以上特点决定了它的主要应用领域。随着 DSP 性能的迅速提高和成本价格的大幅下降，它的应用范围也不断扩大。发展到现在 DSP 的应用几乎遍及整个电子领域。主要

有以下几个应用方面：

- ① 通用数字信号处理：包括 FFT 数字滤波 卷积 希耳伯特变换 波形发生等。
- ② 通信：在通信领域 DSP 也有很广泛的应用，例如高速调制解调器、编码/译码器、传真、程控交换机、移动电话、卫星电视、IP 电话等。
- ③ 语音处理：主要有语音识别、合成、矢量编码、语音信箱等。
- ④ 自动控制：可以用 DSP 完成对电动机、打印机伺服电机等的自动控制。
- ⑤ 图形/图像处理：可用于模式识别、三维图像变换、动画、电子出版物等。
- ⑥ 仪器仪表：它可用于测量数据分析、自动监测及分析、暂态分析等。
- ⑦ 医学电子：助听器、CT 扫描、超声波、心电图等。
- ⑧ 军事：它可用于雷达声纳信号处理、雷达成像、导弹制导、全球定位 GPS、侦察卫星等。
- ⑨ 消费电子：数字电视、VCD/DVD/CD 播放机、变频冰箱、变频电冰箱、洗衣机等。

下面以在制冷压缩机驱动领域有广泛应用前景的 TMS320C240 为例介绍 DSP 的大致结构。TMS320C240 是 TI 公司的 TMS320 系列 DSP 中的一种。TMS320 系列中同一代的 DSP 所采用的 CPU 都是相同的，不同的只是存储器和外围接口电路。TMS320 系列包括 'C1x, 'C2x, 'C3x, 'C4x, 'C24x, 'C5x, 'C54x 等。在 TMS320C240 的外围配置了一整套的电机控制外设单元，使 DSP 控制器的价格大大降低，结构紧凑，使用方便，可靠性高，适用于空调、冰箱、洗衣机等家用电器的控制，以及交流感应电机、永磁同步电机、无刷直流电机和开关磁阻电机等的变频控制。

TMS320C240 是一种 16 位的定点 DSP，时钟周期是 20M，主要用于自动控制方面。它的管脚图如图 2-6 所示。

TMS320C240 的管脚按功能可大致分为如下几大类：

- ① 并行地址线，包括 A0~A15；并行数据线，包括 D0~D15；
- ② 接口控制信号，包括 \overline{DS} 、 \overline{PS} 、 \overline{IS} 、READY、 R/\overline{W} 、 \overline{STRB} 、 \overline{WE} 、 W/\overline{R} 、 \overline{BR} 、 V_{CCP}/\overline{WDDIS} ；
- ③ ADC 输入信号，包括 ADCIN2~ADCIN15；
- ④ I/O 和共用功能引脚，包括 ADCIN0/IOPA0、PWM8/CMP8/IOPB1、CLKOUT/IOPC1 等，这一部分的引脚都具有多重功能，用相应的控制信号决定其为何种功能；
- ⑤ 串行通信和 I/O 引脚，包括 SCITXD/IO、SCIRXD/IO、SPISIMO/IO、SPISOMI/IO、SPICLK/IO、SPISTE/IO 等，也是用控制信号决定引脚是串行通信还是 I/O 功能；
- ⑥ 比较信号线，包括 PWM1/CMP1~PWM6/CMP6；
- ⑦ 中断和辅助信号线，包括 \overline{RS} 、 MP/\overline{MC} 、NMI、 $\overline{PORESET}$ 、XINT1、XINT2/IO、XINT3/IO、 \overline{PDPINT} ；
- ⑧ 时钟信号线，包括 XTAL2、XTAL1/CLKIN、 \overline{OSCBYP} ；
- ⑨ 电源线，包括 CV_{SS} 、 V_{SS} 、 V_{SSA} 、 DV_{DD} 、 CV_{DD} 、 V_{CCA} 、 V_{refHi} 、 V_{refLo} ；
- ⑩ 测试信号线，包括 TCK、TDI、TDO、TMS、 \overline{TRST} 、EMU0、EMU1/OFF。

TMS320C240 的结构框图如图 2-7 所示。

由图 2-7 可见，TMS320C240 采用了程序总线和数据总线分离的哈佛结构。一些外围设备还有外设总线。C24x 主要由三部分组成：CPU、内部存储器和外围接口电路。

TMS320C/F240 的 CPU 包括：一个 32 位中央算术逻辑单元 (CALU)，一个 32 位累加器，输入输出数据移位定标器，一个 16 位 x16 位乘法器，一个输出结果移位定标器，数

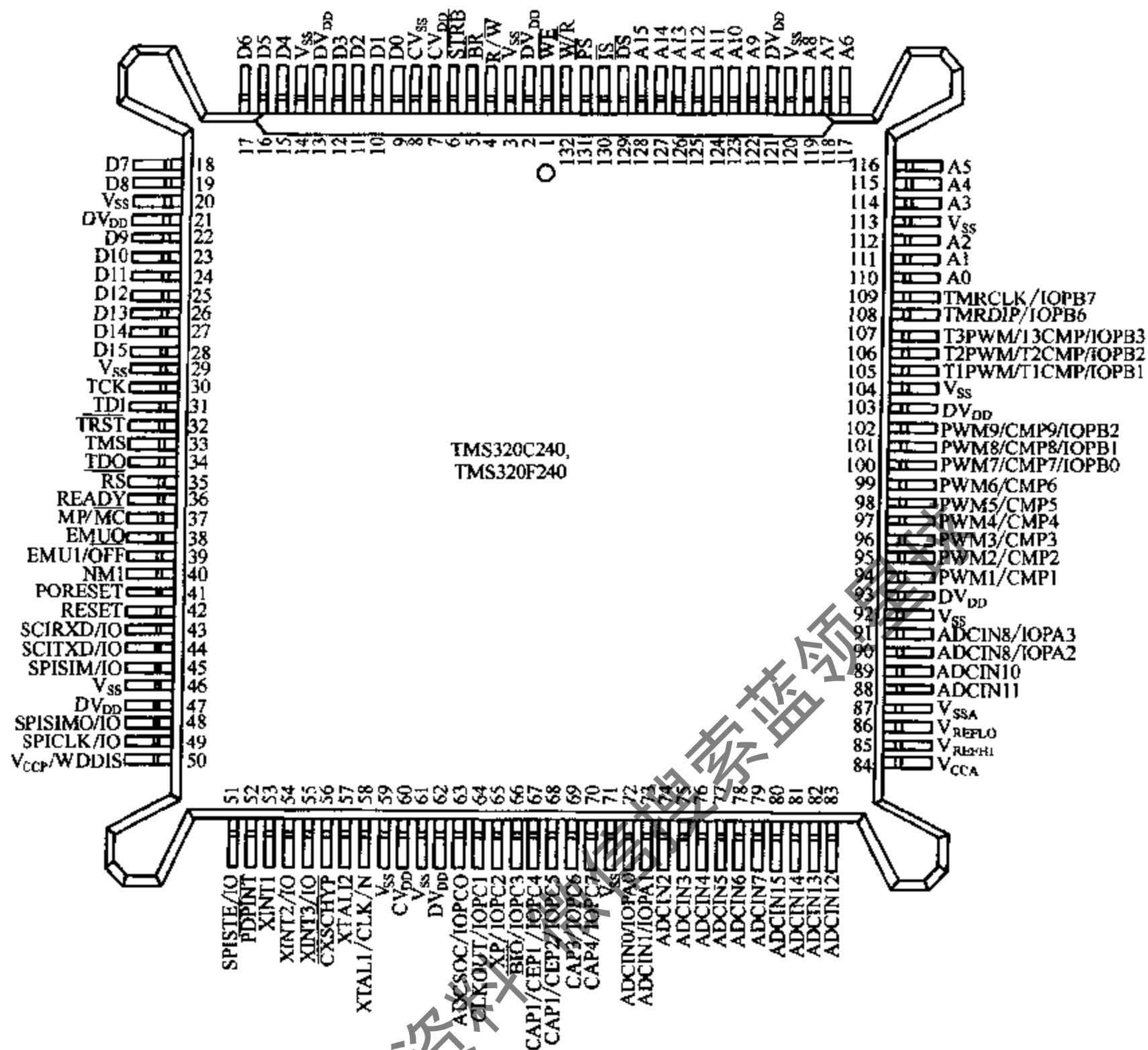


图 2-6 TMS320C240 管脚图

据地址产生逻辑，程序地址产生逻辑。

C24x 包括以下两种类型的存储器：双口 ROM 和闪存 EEPROM 或 ROM。C24x 的存储区共有 224K 字，被划分为以下独立的四部分：程序存储区（64K 字）；局部数据区（64K 字）；全局数据区（32K 字）；输入/输出区（64K 字）。

TMS320C240 可同时产生多达 12 路的比较和/或 PWM 波形输出：由三个具有可编程死区控制的全比较单元产生独立的三对（六个输出），由简单比较单元产生独立的三个比较或 PWM（三个输出），以及由 GP 定时器比较单元产生独立的三个比较或 PWM（三个输出），使其可以轻易产生控制电机的各种 SPWM 波形。

CMP/PWM 的特性如下所示：

- ① 16 位，50ns 分辨率；
- ② PWM 输出对的可编程死区从 0~102.4 μ s；
- ③ 允许用于 PWM 频率不等速运动的 PWM 载频的高速改变；
- ④ 允许在每一 PWM 周期内和其后 PWM 脉冲宽度的高速改变；

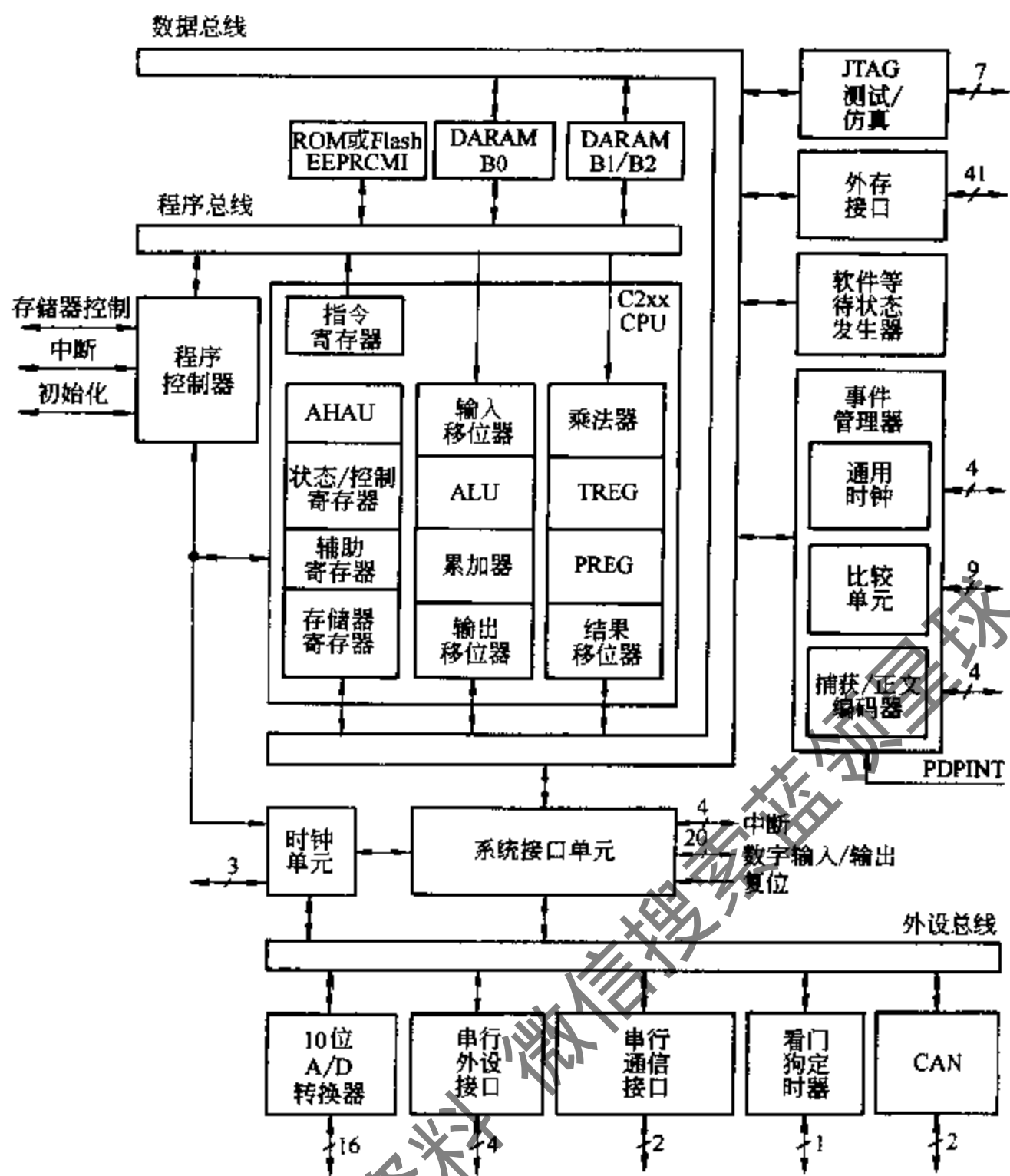


图 2-7 TMS320C240 结构框图

- ⑤ 外部可屏蔽的电源和驱动保护中断；
- ⑥ 脉冲模式产生器电路，用于异步、同步以及四空间矢量 PWM 波形的可编程产生；
- ⑦ 自动重新装载比较和周期寄存器，降低 CPU 的负担。

由介绍可知，TMS320C240 非常适合完成整个电机方案的开发。目前，在高档制冷系统中，DSP 正在以其卓越的性能得到越来越广泛的使用。

2.2.2 智能功率模块 IPM 的应用

智能功率模块 (IPM) 是一种把功率开关器件的驱动、过电压、过电流、短路、过热、欠电压等保护和功率开关器件封装在一起的模块，具有自我检测、控制和保护的功能。这种 IPM 的出现无论在经济上还是在技术上都有明显的优势，它能使电控装置体积缩小、质量减轻、可靠性提高、成本下降，也是目前功率电子学发展的最新方向。目前，世界上很多大公司都在生产 IPM，如三菱、西门子、IR、富士通等。

下面就以在制冷领域有可能得到广泛应用的两种 IPM 为例说明其功能特点。

(1) PM20CSJ060

PM20CSJ060 是日本三菱公司生产的一种不带制动斩波回路的智能电力模块，工作电压

是 600V，电流是 20A。它内部的控制电路提供了最优的门极驱动和对 IGBT 和二极管的保护。PM20CSJ060 内部包括完整的输出功率电路、门极驱动电路和保护电路。保护电路主要有短路保护、过电流保护、过热保护和欠电压保护。PM20CSJ060 主要用于变换器、UPS、电动机/伺服电机控制系统和各种电源。图 2-8 是 PM20CSJ060 的外形三视图。图 2-9 是

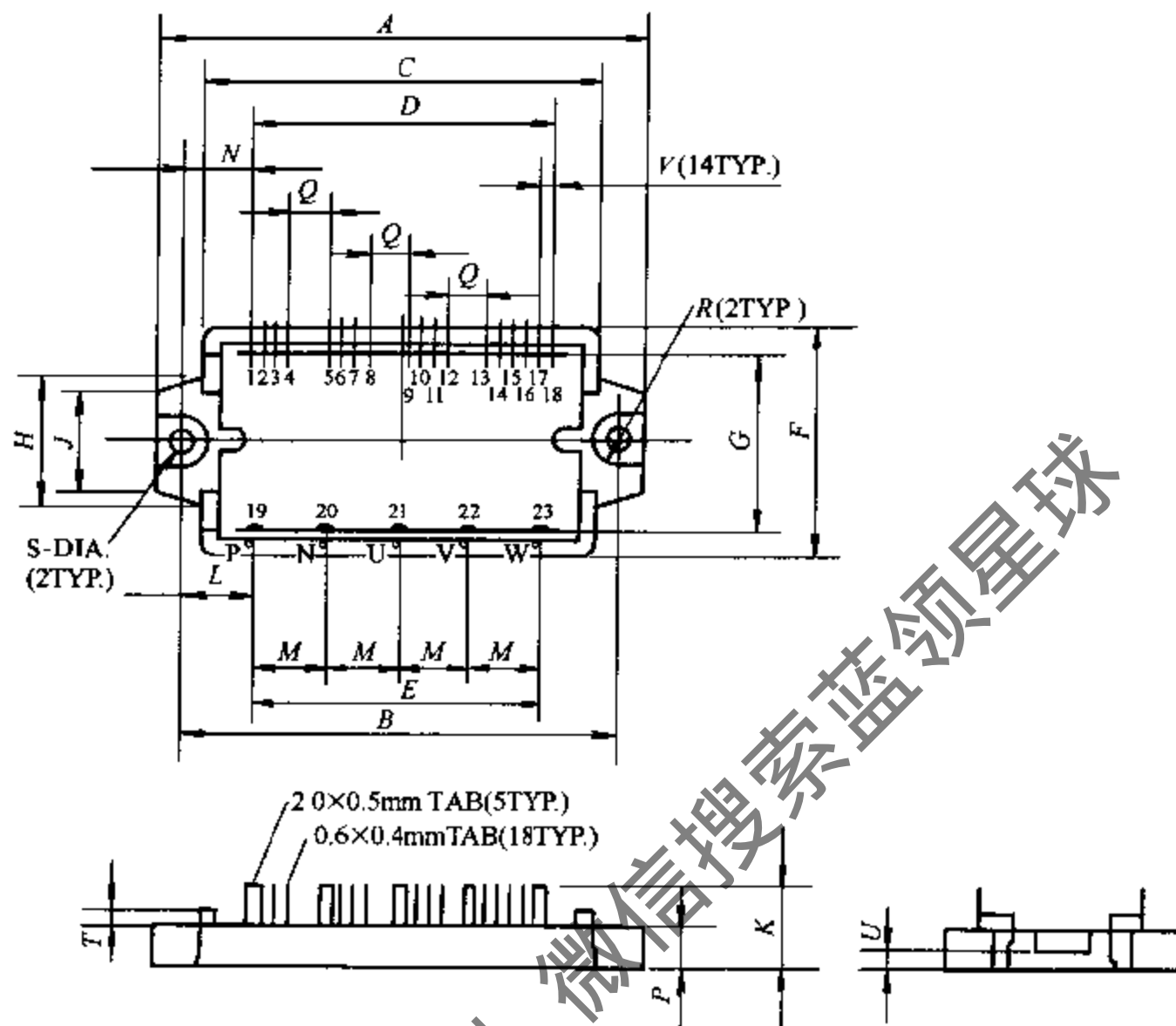


图 2-8 PM20CSJ060 外形三视图

- 1— V_{UPC} ; 2— UF_O ; 3— U_P ; 4— V_{UPI} ; 5— V_{VPC} ; 6— VF_O ; 7— V_P ; 8— V_{VPI} ; 9— V_{WPC} ;
 10— WF_O ; 11— W_P ; 12— V_{WPI} ; 13— V_{NC} ; 14— V_{N1} , 15— U_N ; 16— V_N ; 17— W_N ;
 18— F_O ; 19— P ; 20— N ; 21— U ; 22— V ; 23— W

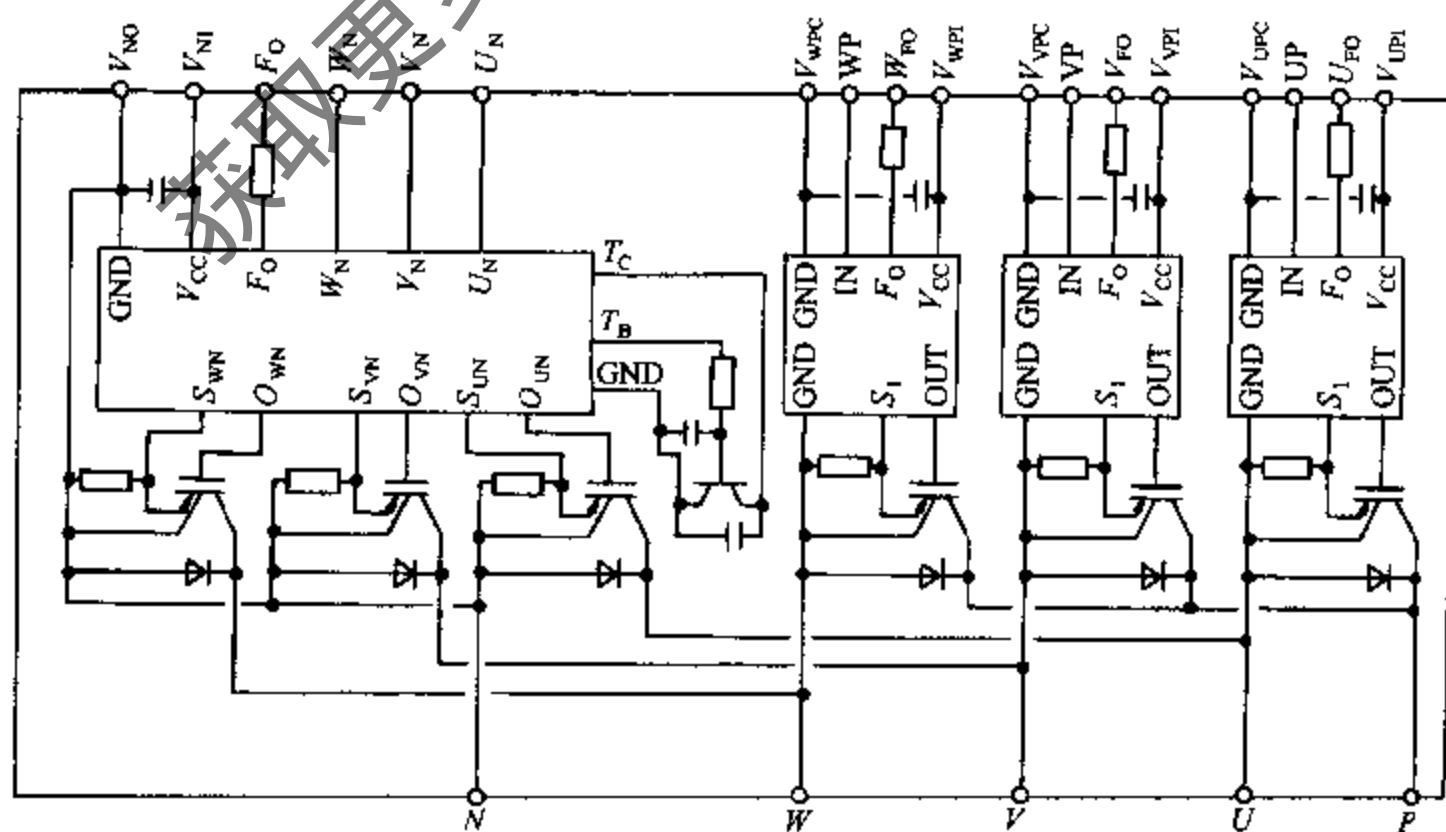


图 2-9 PM20CSJ060 的内部等效电路图

PM20CSJ060 的内部等效电路图。图中各字母所代表的尺寸如表 2-1 所示。PM20CSJ060 的额定参数指标如表 2-2 所示。

表 2-1 PM20CSJ060 外形尺寸

尺寸	in ^①	mm	尺寸	in ^①	mm
A	3.72±0.04	94.5±1.0	L	0.561	14.25
B	3.33±0.02	84.5±0.5	M	0.55±0.01	14.0±0.25
C	2.99	76.0	N	0.513	13.04
D	2.300±0.02	58.42±0.5	P	0.31±0.02	8.0±0.5
E	2.20±0.02	56.0±0.5	Q	0.300	7.62
F	1.73±0.04	44.0±1.0	R	0.20	5.0
G	1.32±0.03	33.6±0.8	S	0.18	4.5
H	1.01	25.7	T	0.14	3.5
J	0.75	19.0	U	0.13±0.02	3.2±0.5
K	0.71±0.04	18.0±1.0	V	0.100±0.01	2.54±0.25

① 1in = 25.4mm。

表 2-2 PM20CSJ060 的额定参数指标 (T_j = 25℃)

额定值	符号	PM20CSJ060
功率器件结温度,℃	T _j	-20~150
保存温度,℃	T _{stg}	-40~125
工作温度,℃	T _c	-20~100
固定力矩,M4 固定螺钉,N·m	—	0.98~1.47
模块质量(典型),g	—	60
受 OC 和 SC 保护的工作电压(V _d = 13.5~16.5, 变换器部分),V	V _{cc(prot)}	400
绝缘电压(主终端到底板,AC1min),V	V _{iso}	2500
控制部分:		
工作电压(加在 V _{UPI} - V _{UPC} , V _{WPI} - V _{WPC} , V _{WPI} - V _{WPC} , V _{NI} - V _{NC}),V	V _D	20
输入电压(加在 U _P - V _{UPC} , V _P - V _{WPC} , W _P - V _{WPC} , U _N - V _{NC} , V _N - V _{NC}),V	V _{CIN}	20
故障输出电压(加在 U _{FO} - V _{UPC} , V _{FO} - V _{WPC} , W _{FO} - V _{WPC} , F _O - V _{NC}),V	V _{FO}	20
故障输出电流(U _{FO} , V _{FO} , W _{FO} 和 F _O 终端的汇点电流),mA	I _{FO}	20
IGBT 逆变器部分:		
集电极-射极电压(V _D = 15V, V _{CIN} = 15V),V	V _{CES}	600
集电极电流(T _c = 25℃),A	I _c	20
集电极峰值电流(T _c = 25℃),A	I _{CP}	40
工作电压(加在 P-N),V	V _{CC}	450
工作电压,浪涌(加在 P-N),V	V _{CC(surge)}	500
集电极功耗,W	P _c	56

(2) 新型智能功率模块 IMDS

新型智能功率模块 IMDS 由 IR 公司于 2001 年 5 月 16 日推出,它是全球率先采用 System-on-Module 概念的功率电子模块。它将整流、逆变、驱动、系统保护及控制程序集于单一器件,简化了系统设计,缩短了新产品开发周期,降低了生产成本。与传统的 IPM 相比,不需要外接整流器、控制器及专门的控制/驱动电源,而且可以实现静音运行。

PM20CSJ060 的电气和机械特性如表 2-3 所示。($T_j = 25^\circ\text{C}$)

表 2-3 PM20CSJ060 的电气和机械特性

控制部分:

特性	符号	测试条件	最小	典型	最大
逆变器部分过电流断路等级, A	OC	$-20^\circ\text{C} \leq T \leq 125^\circ\text{C}$, $V_D = 15\text{V}$	28	38	—
逆变器部分短路断路等级, A	SC	$-20^\circ\text{C} \leq T \leq 125^\circ\text{C}$, $V_D = 15\text{V}$	—	57	—
过电流延迟时间, ms	$t_{\text{off(OC)}}$	$V_D = 15\text{V}$	—	10	—
过热保护, $^\circ\text{C}$	OT	断路等级	100	110	120
	OTr	复位等级	—	90	—
工作电路欠电压保护, V	UV	断路等级	11.5	12.0	12.5
	UVr	复位等级	—	12.5	—
工作电压, V	V_D	$V_{\text{UPI}} - V_{\text{UPC}}$, $V_{\text{VPI}} - V_{\text{VPC}}$, $V_{\text{WPI}} - V_{\text{WPC}}$, $V_{\text{NI}} - V_{\text{NC}}$	13.5	15	16.5
工作电流, mA	I_D	$V_D = 15\text{V}$, $V_{\text{CIN}} = 15\text{V}$, $V_{\text{NI}} - V_{\text{NC}}$	—	18	25
		$V_D = 15\text{V}$, $V_{\text{CIN}} = 15\text{V}$, $V_{\text{XPI}} - V_{\text{XPC}}$	—	7	10
输入 ON 门槛电压, V	$V_{\text{th(on)}}$	加在 $U_P - V_{\text{UPC}}$, $V_P - V_{\text{VPC}}$,	1.2	1.5	1.8
输入 OFF 门槛电压, V	$V_{\text{th(off)}}$	$W_P - V_{\text{WPC}}$, $U_N - V_{\text{N}} - V_{\text{NC}}$	1.7	2.0	2.3
PWM 输入频率, kHz	f_{PWM}	三相正弦	—	15	20
故障输出电流, mA	$I_{\text{FO(H)}}$	$V_D = 15\text{V}$, $V_{\text{OF}} = 15\text{V}$	—	—	0.01
	$I_{\text{FO(L)}}$	$V_D = 15\text{V}$, $V_{\text{OF}} = 15\text{V}$	—	10	15
故障输出最小脉冲宽度, ms	t_{FO}	$V_D = 15\text{V}$	1.0	1.8	—

IGBT 逆变器部分:

特性	符号	测试条件	最小	典型	最大
集电极截止电流, mA	I_{CES}	$V_{\text{CIN}} = 15\text{V}$, $V_{\text{CE}} = V_{\text{CES}}$, $T_j = 25^\circ\text{C}$	—	—	1.0
		$V_{\text{CIN}} = 15\text{V}$, $V_{\text{CE}} = V_{\text{CES}}$, $T_j = 125^\circ\text{C}$	—	—	10
二极管正向电压, V	V_{EC}	$-I_C = 20\text{A}$, $V_D = 15\text{V}$, $V_{\text{CIN}} = 15\text{V}$	—	2.5	3.5
集电极-射极饱和电压, V	$V_{\text{CE(sat)}}$	$V_D = 15\text{V}$, $V_{\text{CIN}} = 0\text{V}$, $I_C = 20\text{A}$	—	1.8	2.5
		$V_D = 15\text{V}$, $V_{\text{CIN}} = 0\text{V}$, $I_C = 20\text{A}$, $T_j = 125$	—	1.9	2.6
感性负载开关时间, μs	t_{on}	$V_D = 15\text{V}$, $V_{\text{CIN}} = 0 \sim 15\text{V}$, $V_{\text{CC}} = 300\text{V}$, $I_C = 20\text{A}$, $T_j = 125^\circ\text{C}$	0.3	0.6	1.5
	t_{rr}		—	0.12	0.3
	$t_{\text{C(on)}}$		—	0.2	0.8
	t_{off}		—	1.5	2.3
	$t_{\text{C(off)}}$		—	0.5	1.5

PM20CSJ060 的热特性:

特性	符号	测试条件	最小	典型	最大
节点到外壳抗热性, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$	$R_{\text{th}(j-c)Q}$	每一个 IGBT	—	—	2.2
	$R_{\text{th}(j-c)F}$	每一个 FWD _i	—	—	4.5
接触抗热性, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$	$R_{\text{th}(e-f)}$	每个单元的外壳到散热片, 使用导热硅脂	—	—	0.083

PM20CSJ060 的推荐工作环境:

参数	符号	测试条件	数值
工作电压, V	V_{CC}	加在 P-N 终端上	0~400
	V_{D}	加在 $V_{\text{UPI}} - V_{\text{UPC}}, V_{\text{NI}} - V_{\text{NC}}, V_{\text{VPI}} - V_{\text{VPC}}, V_{\text{WPI}} - V_{\text{WPC}}$	15 ± 1.5
输入 ON 电压, V	$V_{\text{CIN(on)}}$	加在 $U_{\text{P}} - V_{\text{UPC}}, V_{\text{P}} - V_{\text{VPC}}, W_{\text{P}} - V_{\text{WPC}},$	0~0.8
输入 OFF 电压, V	$V_{\text{CIN(off)}}$	$U_{\text{N}}, V_{\text{N}}, W_{\text{N}} - V_{\text{NC}}$	$4.0 \sim V_{\text{D}}$
PWM 输入频率, kHz	f_{PWM}	使用工作电路	5~20
最小死区时间, μs	t_{dead}	输入信号	≥ 2.0

IR 公司应用该模块开发的 GreenDrive1.3 变频空调方案可以让设计人员从复杂的功率变换设计中解放出来, 使其有时间考虑系统的最优化设计, 以最快的速度将产品投放市场。

该方案采用单电源驱动, 简化开关电源设计。其集成整流桥结构简化了控制板的连线方式。开关频率高达 20kHz, 可满足高频化要求。采用 HVIC 驱动, 省掉了光电隔离。该方案内置优化调速算法, 可提高母线电压利用率, 降低了压缩机电流谐波。该方案支持空调系统的各项操作模式, 还具有完善的保护检测、处理和报警显示。

有理由相信, 这种全新的设计理念的功率模块将主导未来功率电子市场, 成为发展调速技术和变频家电重要的元素。

2.2.3 变频调速技术理论的发展及应用

随着电力电子技术在家用电器领域的广泛应用, 在变频控制理论方面, 人们也取得了很大的成绩, 这些控制理论为研制高性能的变频电器提供了相关的理论基础。目前变频调速技术理论工作, 按控制策略分类, 大致可分为以下几个方面的工作。

(1) 基于磁场理论的控制策略研究^[18]

1971 年, 德国工程师布拉什 (F. Blasche) 提出了交流电机的矢量控制技术, 为高性能的交流传动奠定了理论基础。矢量变换是以交流电机的双轴理论为依据, 在同步旋转坐标系中把定于电流矢量分解为两个分量: 一个分量与转子磁链矢量重合, 称为励磁电流分量; 另一个分量与转子磁链垂直, 称为转矩电流分量。通过控制定于电流矢量在同步旋转坐标系的位置与大小, 即可控制励磁电流分量和转矩电流分量的大小, 实现像直流电机那样对磁场和转矩的解耦控制。这掀起了研究变频控制的第一个高潮。

1977 年, 德国工程师普隆克特 (A. B. Plunkett) 又提出了直接转矩控制法, 利用观测器观测电机的电磁转矩和定子磁链, 采用闭环控制直接控制电磁转矩和定子磁链, 不需要进行复杂的坐标变换, 系统更加简单, 控制更加直接。这又掀起了研究变频控制的一个高潮。

以后人们又在这些研究的基础上, 提出了无速度传感器矢量控制技术。在进行矢量控制时, 如何获得速度信号是无速度传感器矢量控制技术的关键。目前采用的方法有直接计算、

参数辨识、状态估计、间接测量等。

但是基于磁场理论的控制策略研究也有其要解决的问题：由于电机运行时的磁饱和和温度变化引起的内部参数变化，难以保证实现完全解耦，运算繁琐。

(2) 基于现代控制理论的控制策略研究^[9]

这方面的工作涉及范围很广，主要集中在电机的模型非线性、强耦合方面。已使用的理论有：滑模变结构技术，模型参考自适应控制技术，采用微分几何理论的非线性解耦控制技术，非线性观测技术，在某种指标下的最优控制策略，逆 Nyquist 阵列设计法等。

滑模变结构控制实质是根据输出偏差及变化率的变化以极高的频率不断改变控制器的结构，使系统趋向稳定。滑模变结构系统的运动特征与对象无关，仅取决于滑模线，故系统的鲁棒性极强。

模型参考自适应控制技术是利用参考模型和实际对象的输出偏差，形成模型跟随自适应，以提高系统的鲁棒性。

(3) 基于智能控制思想的控制策略

该控制策略主要有三个方面：基于人工智能（专家系统）的专家控制；基于模糊理论集合的模糊控制；基于人工神经网络 ANN 的神经控制。

专家控制善于使用逻辑性知识，模糊控制能处理和决策模糊信息，神经控制更符合人们直觉式思维过程，而且还能实现前两者的部分功能。由神经网络理论可知，通过合理选择神经网络的输入/输出节点数和层数，能够实现任意精度的逼近，甚至可模拟出混沌行为。特别是由于电机的重复性较好，这对神经网络的反复学习带来了极大的有利条件。

目前，将神经网络、模糊控制和专家系统结合起来以得到功能更强的智能控制系统，代表了这一领域的主要发展方向。

由于智能控制使用的主要是定性的、模糊的、逻辑性知识，而常规控制策略使用的重要是定量的确定性信息，因此如能把它们结合起来使用，必会收到相得益彰的效果，而且同时兼顾使用有关对象的已有白化信息和其他经验性知识，原理上也会更合理、更完美。

行之有效的一个方法就是将传统的 PI 调节和智能控制结合起来，取长补短，既可利用 PI 调节器来保证系统的控制精度，又可利用智能控制系统的自学习能力，及时修改 PI 调节器参数，以形成智能型调节器^[13,19]。

(4) 变频调速技术中的环保技术^[20]

从环保的角度看，未来的变频技术应着重考虑：降低能耗，变频器适应 EMI（电磁兼容）和对电源的干扰，变频器的长寿命。

变频器节约能源，除了变频调速本身节能和使用 IPM 代替 IGBT、永磁电机替代交流电机等硬件方法外，应着重考虑如何使得系统高效运行，例如采用软开关技术或功率因数近似为 1 的矩阵式变流电路等，使得系统的开关损耗降低，或能使多余的能量反馈回电网。

由于越来越多的电力电子装置投入运行，噪声问题和电源谐波问题日益严重，严重影响供电电源的质量，因此可以采用多重化 PWM 技术、软开关技术、PFC（有源滤波）技术来降低谐波，以适应现代社会对电子产品低 EMI 的要求。

变频器的长寿命可以大大减少工业废弃物对环境的污染，例如人们正在研究无滤波电容电压型 PWM 逆变器。

2.2.4 逆变器脉宽调制（PWM）控制方法

随着电压型高性能电力电子装置在交流传动、不间断电源和有源滤波器中的应用越来越

广泛，PWM 控制技术作为这些系统的核心技术，引起人们的高度重视，并得到深入的研究。所谓 PWM 技术就是利用半导体器件的开通和关断把电流电压变成一定形状的电压脉冲序列，以实现变频、变压及控制和消除谐波的目标的一门技术。目前已经提出并得到应用的 PWM 控制方案就有数十种。关于 PWM 控制技术的文章在很多著名的电力电子国际会议上，如 PESC、IECON、EPE 年会上已形成专题。尤其是微处理器应用于 PWM 技术数字化以后，花样更是不断翻新，从最初追求电压波形的正弦，到电流波形的正弦，再到磁通的正弦；从效率最优，转矩脉动最少，再到消除噪声等。PWM 控制技术的发展经历了一个不断创新和完善的过程，目前仍有新的方案不断提出。

1964 年舍依 (A. Schonung) 和施泰姆勒 (H. Stemmler) 在《BBC 评论》上发表的文章，把通讯系统的调制技术应用到交流传动中，产生了正弦脉宽调制 (SPWM)。变频变压的思想从而为交流传动的推广应用开辟了新的领域。毫无疑问，这种脉宽调制技术使交流传动在大功率 (电力机车)、高精度 (数控机床)、高动态响应 (轧机) 等工业领域的应用成为可能。到目前为止，SPWM 在各种应用场合仍占主导地位，并一直是人们研究的热点。从最初采用模拟电路完成三角调制波和参考正弦波的比较，产生 PWM 信号以控制功率器件的开关，到目前采用全数字化的方案，完成实时在线的 PWM 信号的输出，英国布里斯托尔大学的鲍斯 (S. R. Bowes) 做了大量的工作，提出了规则采样数字化 PWM 方案，对自然采样规律作了简单的近似，为 PWM 控制信号的实时计算提供了理论依据。在此基础上，Bowes 等人又提出了准优化 PWM (Suboptimal PWM) 技术及用于高压高频的准优化 PWM 技术，以提高电压利用率，其实质是在基波上叠加一个幅值为基波 $1/4$ 的三次谐波。在这一点上，准优化 PWM 和电压空间矢量 PWM (SVPWM) 具有某种异曲同工之处。但 SVPWM 是从磁通幅值不变 (在 α 、 β 坐标系的磁通轨迹为恒值圆，在时域为正弦波形) 得到的，其等效调制波形含有一定的三次谐波。由于具有控制简单、数字化实现方便的特点，目前已有替代传统 SPWM 的趋势。虽然准优化及空间矢量 PWM 技术已经具有优化 PWM 的某些特征，但是，它们毕竟还不是真正意义上的优化。

事实上，优化 PWM 的方法提出的时间更早。1962 年，凯米特 (A. Kemick) 等人在 AIEE 杂志发表的“消除谐波静止逆变器”的文章中，已经看到了后来被图姆布尔 (F. G. Tumbull) 推广了的消除低次谐波 PWM 的踪迹。这种优化 (即求极大或极小) PWM 的概念进一步被坦尼古切 (K. Taniguchi) 所采纳，并用于实现电流谐波畸变率最小和实现效率最优及转矩脉动最小。尽管最优化 PWM 具有计算复杂、实时控制较难等缺点，但由于它有一般 PWM 方法所不具备的特殊优点，如电压利用率高、开关次数少及可实现特定优化目标等，因此，人们一直没有放弃这方面的研究。目前，随着微处理器运算速度的不断提高，已提出实时完成优化 PWM 的方案。

另外值得一提的是普隆克特在 1980 年提出的电流滞环比较 PWM 技术及在此基础上发展起来的全数字化方案无差拍控制 (dead-beat control) PWM 技术。这两种方法均具有实现简单的特点。第一种方案采用模拟技术，当功率器件开关频率足够高时，可得到非常接近理想正弦的电流波形。第二种方案考虑了数字化采样时间的影响，以电流误差等于零为目标，通过电流电压反馈，可以达到很好的效果，并成为一种较简单实用的数字化 PWM 方案，在逆变器及有源滤波器中得到越来越广泛的应用。

从 20 世纪 80 年代中期以来，人们对 PWM 逆变器产生的噪声和电磁噪声给予了越来越多的关注，普通 PWM 逆变器的电压、电流中含有不少谐波成分，这些谐波产生的转矩脉

法, 第一级先将采样信号加以预调制, 使其分布向边缘移动, 结果导致在半个基波周期的中间范围内将没有调制, 而在边缘的调制规律仍采用准优化 PWM 技术。最后得到的波形非常接近优化 PWM 的波形, 这就近似实现了优化 PWM 法的实时控制。在实际应用中, 可将准优化 PWM 和 HVSOPWM 混合使用, 在低频、低压时采用准优化 PWM, 在高频、高压时切换到 HVSOPWM 方案。

电压正弦 PWM 技术还有其他实现方法, 如等面积法、大规模 IC 芯片和连续移相法等等。

② 磁通正弦 PWM 技术 磁通正弦 PWM (即空间电压矢量 SVPWM 法) 和电压正弦 PWM 不同, 它是从电机的角度出发, 着眼于如何使电机获得幅值恒定的圆形磁场, 即正弦磁通。它以三相对称正弦波电压供电时交流电机的理想磁通圆为基准, 用逆变器不同的开关模式所产生的实际磁通去逼近基准圆形磁通, 由它们比较的结果决定逆变器的开关, 形成 PWM 波形。由于它们把逆变器和电机看成一个整体来处理, 所得的模型简单, 便于微机实时控制, 而且有转矩脉动小、噪声低、电压利用率高等优点, 因此, 无论在开环调速系统还是闭环控制系统中均得到广泛应用。

在 SVPWM 中, 首先定义合成电压矢量为:

$$U = u_a + u_b \cdot a + u_c \cdot a^2 \quad a = e^{j\frac{2\pi}{3}} \quad (2-10)$$

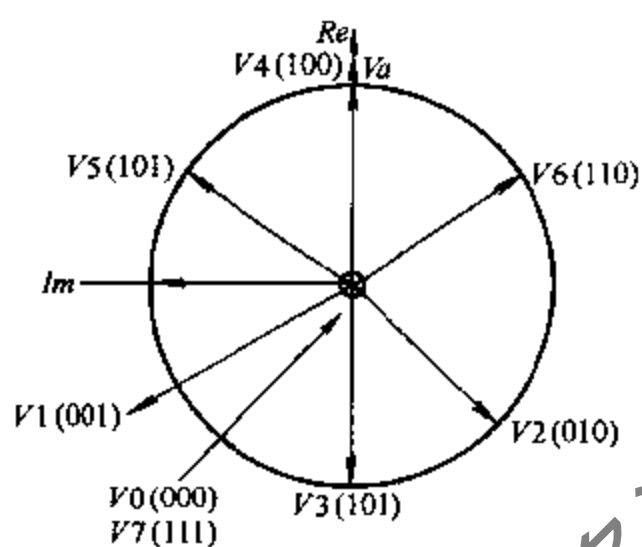


图 2-10 空间电压矢量

式中, 对于 180 度导通型逆变器来说, 三相桥臂的开关只有 8 个导通状态, 包括 6 个非零矢量和 2 个零矢量。图 2-10 为定义的空间电压矢量。在忽略定子电阻压降时, 对应 6 个非零矢量磁通的运动轨迹为六边形。此时磁通的大小和角速度都是波动的, 从而可用于对调速精度要求不高的场合, 如 1985 年德佩布洛克 (L. Depenbrock) 教授提出的转矩自调整调速系统, 一直采用此方法控制磁通。目前多采用控制电压矢量导通时间的方法, 用尽可能多的多边形磁通轨迹逼近圆形磁通。具体方法有两种: 一种是磁通开环式, 即三矢量合成法磁通正弦 PWM, 另一种是磁通闭环式, 即比较判断式磁通正弦 PWM。

第一种方法是采用两个非零矢量和一个零矢量合成一个等效的电压矢量。当采样时间足够短时, 理论上合成电压矢量是任意的, 三个矢量施加的时间可由相关公式求得。

在低速时, 可以平均分多次施加, 可大大改善电压波形和转矩特性。至于零矢量使用 (000) 还是 (111), 应以减少开关器件动作次数为原则。

从上述分析可以看出, SVPWM 的调制波相当于在原正弦波上叠加了一个三次谐波, 在这一点上, 和前述准优化 PWM 有异曲同工之处。理论分析表明 SVPWM 具有以下优点: 输出电压正弦波调制时提高 15%; 谐波电流有效值的总和接近优化 (最小)。由于以上优点及实时计算简单, SVPWM 目前在实际调速系统中应用越来越广泛。

第二种方法是采用磁通闭环的方式产生 PWM 波形。因为在低速时定子电阻的影响变大, 如果仍采用固定时间内顺序给出矢量的办法, 不能保证磁通轨迹的形状和大小。另外零矢量的引入造成磁通轨迹的畸变, 使其幅值下降, 系统带载能力下降。在磁通开环系统中,

往往通过函数发生器的方式进行补偿，但效果不总是很理想。事实上，最有效的方法是引入磁通的反馈，通过闭环的方式来控制磁通大小和变化速度。闭环实现的方法可以是 PI 调节器，也可以用无差拍方式来比较估算磁通和给定磁通，并根据误差决定所施加的下一个电压矢量，来形成 PWM 波形。这种方法在高性能变频器或调速系统，如转矩直接控制系统中已被广泛采用。其控制性能在很大程度上取决于磁通观测的准确性。在低速时，定子电阻、开关器件的导通压降、逆变器互锁时间的影响都应在考虑之内。为了更有效地改善低速磁通和电流的波形，又提出了矢量合成法和叠加补偿法等，有效地抑制了电机的脉动和噪声。

③ 电流正弦 PWM 技术 交流电机的控制性能主要取决于转矩或者电流的控制质量（在磁通恒定的条件下）。为了满足电机控制良好的动态响应，并在极低转速下也能平稳运转这一要求，经常采用电流的闭环控制，即电流正弦 PWM 技术。目前，实现电流正弦 PWM 的方法很多，大致有 PI 控制、滞环控制及无差拍控制几种，具有控制简单、动态响应快和电压利用率高等特点。

最初的电流反馈控制采用通常的 PI 调节器的方法分别控制三相电流，PI 调节器的输出和三角波进行比较产生 PWM 信号，此方法的问题是电流反馈需要加较大的滤波，以保证其谐波成分远比三角波的频率低。此外，电流的相位在矢量控制中也很重要，因此提出一些前馈的方法来补偿电流位移。一种改进的方法是把 PI 调节器放在 d-q 坐标系，这样所需调节的电流为直流量，调节器的输出经旋转变换变为三相正弦电压，再和三角波比较输出 PWM 信号，这就是典型的电压正弦 PWM 技术。

实现电流控制的另一种常用方法是电流滞环 PWM，即把正弦电流参考波形和电流实际波形通过滞环比较器进行比较，其结果决定逆变器桥臂上下开关器件的导通和关断。这种方法的最大优点是控制简单，用模拟器件很容易实现。另外，当功率器件工作在开关频率很高的情况下，响应非常快并对负载及参数变化不敏感。过去曾用于小功率高精度的调速或有滤波的系统中，最初的转矩直接控制系统也是采用这种方法来控制磁通和转矩的。但是，模拟器件用于系统核心控制与目前的全数字化趋势很不协调。此外，这种方法中的滞环宽度一定，因此开关频率不固定，随着电机电抗大小及反电势变化而变化，有时会出现很窄的脉冲和很大的电流尖峰。直流电压不够高、反电势太大或电流太小时，电流控制效果均不理想。后来又提出了很多改进方案，如采用解耦控制以消除各相之间的影响；用查表选取电压矢量的方法来优化开关次数；用带宽变化或自适应调节来得到大致固定的开关频率等。后来，人们在最初的方法的基础上，在其系统中的普通比较器后加一采样保持器，以一定的采样频率动作，即可得到固定开关频率的调制法。这样就与全数字化控制非常接近。因为在采样周期内，电流误差完全失控，所以为了达到一般 PWM 的控制效果，需要非常高的采样频率，否则由于电流上升或下降的速度不同，将会产生不对称脉动。

为了解决在有限采样频率下实现电流的有效控制，霍尔茨 (J.Holtz) 等人提出了电流预测控制和无差拍控制的思想。所谓电流预测控制就是在采样周期的开始，根据电流的当时误差、负载情况选择一个使误差趋于零的电压矢量，去控制逆变器的开关。因此，这是一种典型的全数字化 PWM 方案。在电流无差拍控制中还用到了电机模型，根据选取模型的精度不同，派生出几种效果好的 PWM 控制方法。这种控制思想和前面所述磁通闭环 PWM 是非常类似的。不过，由于电流和电压之间的复杂关系。这里得到的电压矢量可以是任意的。最后，计算所得任意电压矢量可用合成的方法来求得。在全数字化交流电机控制系统中，这种方法用得越来越多。

(2) 优化 PWM 技术

正弦 PWM 技术一般随着功率器件开关频率提高会得到很好的性能，因此在中小功率的控制系统中被广泛应用。但对于大容量或电流型逆变器来说，太高的开关频率会导致大的开关损耗，因而是不可取的。况且大功率器件，如 GTO 的开关频率目前还不能做得很高，在这种情况下，优化 PWM 技术正好派上用场。优化 PWM 即根据某一定目标将所有工作频率范围内的开关角度预先计算出来，然后通过查表或其他方式输出，形成 PWM 波形。由于每个周期只有可数的几次开关动作，因此开关角度小的变化对谐波含量影响很大。一般采用大型计算机在整个工作频率内寻优，计算出一个周期内实现某一特定目标所有的开关角度，并去除可能的局部优化结果，因此非常花费时间，难以实现动态控制。目前均采用存表，然后通过插值计算的方法或通过近似简化计算，以提高速度。也有实时计算优化波形的方案出现。

① 谐波消除法 事实上，早在 20 世纪 60 年代初人们就发现，在方波电压中加入几次开关动作，可大大削弱某次特定的低次谐波，如 3、5、7 次等，从而使输出的电流波形非常接近正弦波。70 年代人们对这种方法采用傅立叶分析，从理论上证明了消除任意次谐波的可能性，但受功率器件开关频率的限制，一般只把影响性能的低次谐波消除掉。这种方法中基波电压可以超过进线电压，因此电压利用率很高。此外，还可以用有限的开关频率实现系统的高性能，因此在大功率或电流型逆变器中应用较多。其主要的缺点是实时控制困难，并大大增加了高次谐波的幅值，引起损耗增加。

② 效率最优 PWM 人们过去认为谐波消除法会自动实现系统的高性能，但理论分析表明，此法并没有自动导致效率最优和转矩脉动最小。事实上，消除谐波法有两个解，即其幅值可正可负。均可消除同样的谐波，但得到的 PWM 波形却大不一样。因为效率和负载大小有关，所以在求解效率最优的过程中，应考虑电机和负载的不同。在用数字计算机求解最优化 PWM 时，初始点的选择非常重要，并且由于局部最优化的存在，需要计算所有的开关角度才能将其剔除。因此，在整个电压范围内，效率最优 PWM 的开关角度不是连续变化的。

③ 转矩脉动最小 PWM 根据同样的方法，费奇 (F.C.Fach) 等人还计算了实现转矩脉动最小的优化 PWM 模式。对于开关角为三个的情况，得出六组最优 PWM 模式，三组对应基波电压为正，三组对应基波电压为负。

同时，佩特 (H. S. Patel) 还证明了消除转矩脉动的有效方法并不是将逆变器所有的谐波都消除掉，只要满足 $V_5/V_7 = 5/7$ 这一条件，即可使对低速性能影响最大的 6 次转矩脉动等于零。此外，他还从理论上证明，当用过调制的梯形波代替正弦波时，可降低开关频率，并且有几个特殊的波形满足局部最优条件，即可实现转矩脉动为零。此时系统调压只能采取在直流侧加斩波器的方法来实现。

(3) 随机 PWM 技术

普通 PWM 逆变器的电流中含有较大的谐波成分，此谐波电流将引起脉动转矩。脉动转矩作用在电机定、转子之间气隙中，使电机定子产生振动而发出噪声，其强度和频率范围取决于脉动转矩的大小和交变频率。以空间矢量 PWM 调制逆变器为例，理论和实验表明，其幅值大的谐波电流主要分布在 1 倍和 2 倍的 PWM 调制频率 F_s 的频带内。因而由谐波电流引起的电磁噪声集中在 F_s 和 $2F_s$ 频率附近，由于 GTR 逆变器的开关频率一般在 2kHz 左右，电磁噪声正处在人耳的敏感频率范围，使人的听觉受到损害。此外，电流中一些幅度较

大的谐波成分,还容易引起电机的机械共振,导致系统的稳定性降低。

为了解决以上问题,一种方法是提高开关频率,使之超过 18kHz,但这种方法伴随着较高的开关损耗。另外一种方法是随机 PWM 控制方法,它从改变噪声的频谱分布入手,使逆变器输出电压的谐波成分均等地分布在较宽的频率范围内,以达到抑制噪声和机械共振的目的。

PWM 逆变器的电压控制是通过控制开关器件的占空比来实现的,所谓占空比跟开关器件的导通位置(即导通角)和开关频率无关,然而导通位置和开关频率的改变却影响着输出电压的频谱分布,如果导通位置或开关频率以随机的方式加以改变,逆变器输出电压就得到一个宽而均匀连续频谱,某些幅值较大的谐波成分就能够被有效地抑制住,这就是随机 PWM 控制方法的基本原理。

(4) PWM 控制中的死区补偿方法

对于常见的 PWM 逆变电路,为了防止直流母线短路,通常加入 $5\sim 10\mu\text{s}$ 的死区时间,但是它会使输出电压减少,电流畸变,电机转矩脉动。

目前死区补偿方法主要有两种类型:电压补偿型或电流反馈型,波形的校正是基于平均值理论,即把在一个操作周期中损失电压的平均值直接加到指令电压中。

上述死区补偿方法可以对死区影响引起的输出波形畸变提供满意的校正,但这些方案成本较高,要求复杂的硬件和大量的计算时间。无论电压补偿还是电流反馈技术,在基波电压成分都存在一个相移,因此人们又提出一种新的基于脉冲死区时间补偿方法,该方法是一种硬件少、软件计算量小的补偿方法。利用该方法可以实现基本无明显幅值和相移误差的死区补偿。该方法与运行频率和载波频率无关,但依赖于电流极性。电流极性的准确检测,特别是在电流过零点附近的检测,在实际装置中实现有一定的难度^[21]。

目前,一般在制冷领域得到应用的有:准优化 PWM 和电压空间矢量 PWM 法。

在变频空调领域的最新进展是采用 PAM(脉冲幅值调制)控制型调速来代替 PWM 型调速,PAM 控制型调速的实质是在 PWM 型调速中的直流部分加入升压电路。PAM 控制型与 PWM 控制型相比,功率因数提高 10% 以上,而且脉动分量小,降低了电动机的铁损,使空调的综合效率提高 3%~5% 以上^[22]。

2.3 电子膨胀阀在制冷技术上的应用

电子膨胀阀是新一代的制冷节流装置,具有流量调节范围大、控制精度高和适于智能控制等特点。特别是在与制冷系统中的微处理器控制结合在一起,微处理器根据给定温度值与室温差值进行比例和积分运算,以控制阀的开度,直接改变蒸发器中制冷剂的流量,从而改变其状态。压缩机的转数与膨胀阀的开度相适应,使压缩机输送量与通过阀的供液量相适应,而使蒸发器能力得以最大限度发挥,实现高效制冷系统的最佳控制,使过去难以实施的空调制冷系统有可能得以实现。因而,在智能变频空调、多路系统空调等系统中,得到日益广泛的应用。

电子膨胀阀节流技术的变频空调可以根据设在膨胀阀进口、压缩机吸气管等处的温度传感器收集的信息来控制阀门的开启程度,随时改变制冷剂的流量,主动配合变频压缩机能力的变化(含频率的变化),使变频压缩机始终有最佳的能效比,其优异性能可以得到充分的发挥。

电子膨胀阀由检测、控制和执行三部分构成。按驱动方式分，有电磁式和电动式两类，目前使用最多的是四相步进电机驱动的电动式电子膨胀阀，而电动式又分为直动型和减速型，步进电机直接带动阀针的是直动型，步进电机通过齿轮组减速器带动阀针的是减速型。

电动式电子膨胀阀采用电机直接驱动轴，以改变阀的开度，其组成如图 2-11 所示。该阀接受由微型计算机传来的运转信号进行动作，根据运转信号，驱动部的转子回转，以螺旋将其回转运动转换为轴的直线运动，以轴端头的阀针调整节流孔的开口度^[23]。

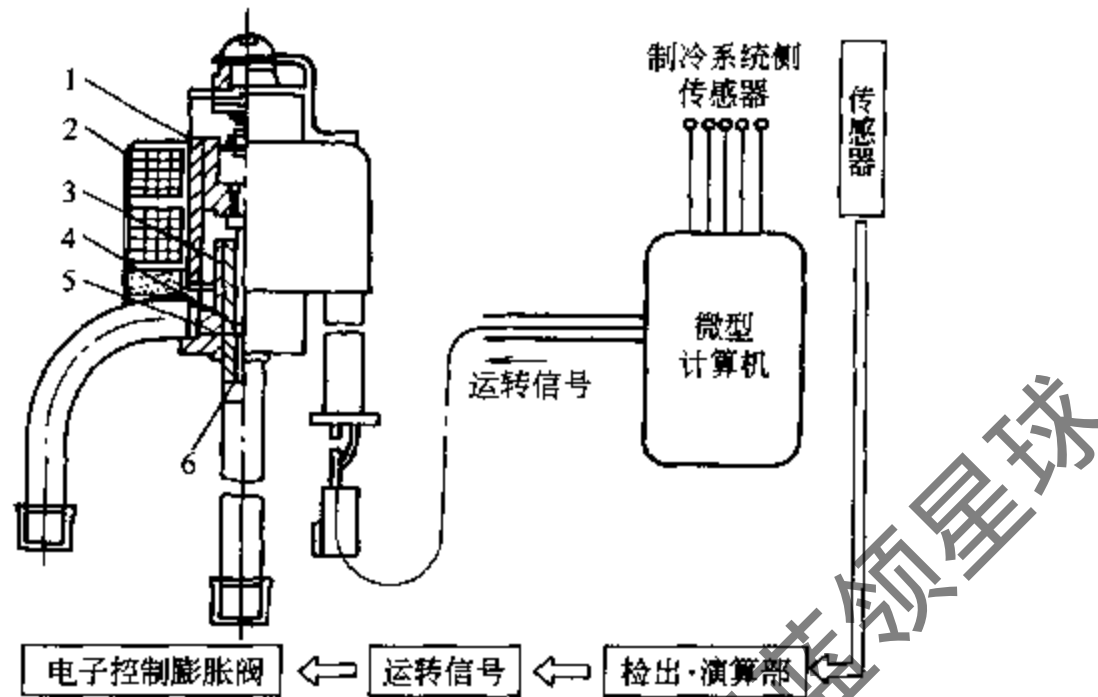


图 2-11 电动式电子膨胀阀的组成

1—电机转子；2—电机定子；3—螺旋部；4—轴；5—阀针；6—节流孔

直动型膨胀阀电机转子的转动，主要是依靠电磁线圈间产生的磁力进行的，转矩由导向螺旋变换成阀针直线移动，从而改变阀口的流通面积。转子的旋转角度及阀针的位移量与输入脉冲数成正比。

电动式膨胀阀的另一种形式是减速型。减速型膨胀阀的工作原理是：电机通电后，高速旋转的转子通过齿轮组减速，再带动阀针作直线移动。由于齿轮的减速作用大大增加了输出转矩，使得较小的电磁力可以获得足够大的输出力矩，所以减速型膨胀阀的容量范围大。减速型膨胀阀的另一特点是电机组合部分与阀体部分可以分离，这样，只要更换不同口径的阀体，就可以改变阀的容量。

四相步进电机驱动的电动式电子膨胀阀的控制原理如下：电机转子采用永久磁铁，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作用，使转子旋转。脉冲电机由微电脑控制，微电脑发出控制指令，在电机定子绕组上施加脉冲电压，驱动转子动作，指令信号序列反向时，电机转动反向，所以，脉冲信号可以控制电机正、反转，使调节阀杆上、下移动，改变阀针开度，实现流量调节^[24]。

电子膨胀阀在空调制冷系统中一般应用如下：微处理器输入的信号有蒸发器的出口处温度和出口压力及压缩机的排气压力，蒸发器出口温度、压力决定了蒸发器的过热度，该过热度送入控制器中，与设定值相比，经 PID 调节后输出信号使电机正转或反转，从而实现对制冷系统中工质流量的精密控制，排气压力信号用于控制电子膨胀阀开度以防止高压超过规定范围，并能保持机组连续运转。此外，在小型中央空调系统中，电子膨胀阀用于控制流经各个室内机的制冷剂流量，同时控制着系统总制冷剂流量起着至关重要的作用，控制思路与分体空调类似。

空调器同时使用变频压缩机及电子膨胀阀时，因变频压缩机的运转受到主计算机指令的控制，电子膨胀阀的开度也随之受该指令的控制。一般而言，阀开度与变频的频率成一定的比例，但由于制冷系统的蒸发器和冷凝器的传热面积已定，这就使阀的开度不应完全与频率成固定的比例，试验表明，在不同的频率下存在一个能效比最佳的流量，因而在膨胀阀开度的控制指令中，应包含压缩机频率和蒸发温度诸因素。

总而言之，电子膨胀阀对提高变频压缩机的能量效率、实现温度的快速调节、提高系统的季节能效比等有十分重要的意义。对于较大功率的变频空调，必须采用电子膨胀阀作为节流元件，否则将达不到变频运行的目的。此外，电子膨胀阀还可以实现不间断供热的快速除霜、冷凝器过热度、压缩机的排温控制等一系列新功能。目前，市场上销售的电子膨胀阀主要有日本鹭工 DKV 型和美国艾柯的 EX2 型。国内也有厂家在生产。如浙江玉环华辰电器有限公司上海同济大学同捷公司联合开发的 DPF-18A 电子膨胀阀。其设计特点如下。

① 主要特征 驱动方式采用的是四相 20 极爪极步进电机，单极驱动，驱动电压 DC12V，并设有滤波器，励磁方式：1~2 相励磁，驱动频率 81 步/s；全开脉冲数 500~530；驱动时，每个脉冲都是自由发出的。开闭行程 3.22mm，节流孔径 ϕ 1.8mm；使用的制冷剂是 R22（-30~70℃）；流量特性是急开型的，流体方向可逆；定子绝缘等级 E 级。

② 爪极步进电机设计特点 DPF-18A 电子膨胀阀的永磁式爪极步进电动机，结构如图 2-12 所示。它的定子部分是由两段组成，每段由线圈组件、外极板、中极板所构成，其中每个线圈中间抽头形成二相。外极板、中极板是由镀锌板冲制而成，其内侧被冲制拉伸成爪状，形成 10 个爪极，外极板与中极板及线圈组件合在一起组成步进电机的一段，共有 20 个爪极，外极板的爪极与中极板的爪极由激磁线圈流过的脉冲电流产生不同极性的磁场，上下段里的爪极相对错开 1/4 爪距，为的是使步进电机能够连续运转，而不产生死角，定子部分总体上讲与其他电子膨胀阀的定子没有太大的区别，要说区别也只是爪极数和直径的不同。DPF-18 电子膨胀阀转子部分是由稀土永磁转子、阀杆、阀针、压簧、紧固环以及随动弹簧、止动弹簧所组成。

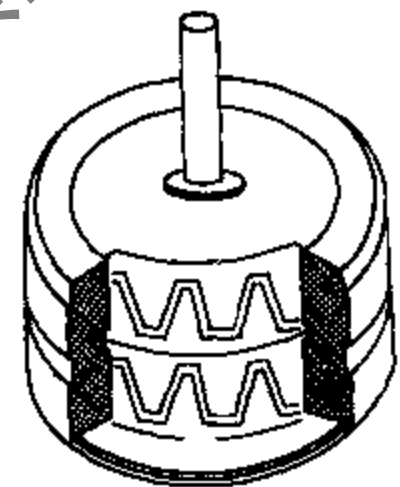


图 2-12 步进电机结构图

其中永磁转子上充有 20 个磁极，直径 14mm，这与其他的一些电子膨胀阀所采用的转子不同，主要差别是采用的转子磁场强度高，比市场上常见的爪极步进电机转子磁场强度高约一倍。因此转子直径小，其扭转力矩可达 0.5N·m 以上，有利于开阀闭阀运动。

爪极步进电机在电子膨胀阀上的工作原理是激磁线圈在单片机上发出的自由脉冲电流的作用下，使爪极产生磁场。通过磁力线的引力带动转子旋转，旋转方向可由发出的不同脉冲顺序加以控制。转子旋转的同时，由设在转子阀杆上的螺纹带动转子或上或下移动，即开阀或闭阀。最终励磁保持 0.1~1s 是为了保证开阀或闭阀过程的准确性。其控制过程是空调器上的传感器感应到的信号传入单片机进行检测和运算，根据运算结果发出指令，控制变频电机的转动及电子膨胀阀的开闭程度。转子的开阀与闭阀的极限位置设有止动装置，以防止转子在极限位置锁死。其止动是靠随动弹簧上下移动来完成的。止动力为径向力。

③ 阀体组件设计特点 DPF-18A 电子膨胀阀阀体组件由密封隔套、阀体、螺母、端板、止动片、弯管、直管所组成，除阀体与螺母采用过盈配合外，其余的件均采用钎焊方法焊接在一起，焊接过程中，主要应保证密封隔套与螺母的同轴度要求，以防止转子与密封隔套相摩擦或碰撞，另外还须保证焊接后的阀体的气密性要求。即在 3MPa 氮氮混合气体的压

力下，氮气的泄露量应在于 $2 \times 10^{-6} \text{cm}^3/\text{s}$ 以下，阀的耐压要求为向阀内施加 4.4MPa 的液压 3min，阀不应发生明显变形及泄漏。

目前对电子膨胀阀来说，应着重深入开展电子膨胀阀智能控制的研究。研发及制造性能优良、可靠性好的国产电子膨胀阀，特别是开发适用于 R22 替代物的电子膨胀阀。

2.4 变频空调智能控制系统

在前面的基础上，我们通过一个实例介绍用于智能变频空调器控制系统的智能控制方法和变频调速控制方法。在系统构造过程中，对单片机的选择、智能功率器件 IPM 的应用、主电路结构设计、脉宽调制方法、开关频率选择等问题进行了研究，并得到了一些结论。最后对中央空调的智能控制作了简要的介绍。

2.4.1 变频空调对自动控制系统的要求

传统的空调是按照最大热负荷来选配的，并使系统在设计工况下有尽可能高的能效比。而实际系统的环境温度、热负荷都在不断变化，为了使空调系统的制冷量（或制热量）与冷（热）负荷相匹配，系统原来都采用开停方式进行调节。这种调节方式不仅使房间的温度波动较大，舒适性降低，而且系统的效率降低。近年来随着人们对空调认识的不断深入，对空调的要求也不断提高，空调系统在控制目标、实施方法和控制策略上都有很大的变化。

目前，变频空调器因其节能、对电网冲击小以及良好的调节性能，成为家用空调的发展方向之一。现在，日本变频空调器已占家用空调市场的 90% 左右，而在中国它才刚刚起步，相信随着国内市场需求的增长，特别是面对消费水平不断提高，市场竞争日趋激烈，变频式空调器的生产已成必然趋势。智能变频空调是在现有的变频空调器产品的基础上，进行适当的改进，采用模糊逻辑控制或神经网络控制等智能控制方法，使之智能化，达到进一步完善和更新功能的目的。

变频空调制冷系统一般主要由回转式压缩机、室内热交换器、室外热交换器、电子膨胀阀、四通换向阀、除霜用的两通阀组成。

回转式压缩机具有高速、耐磨、低振动、体积小等优点。通过变频，压缩机转速与负荷成比例变化，使空调器对负荷的变化有很强的适应性。例如在冬季，一进入房间希望很快升温，可以令压缩机启动后高速运转；除霜时，为了防止室温降低采用不间断供热快速除霜，也可以令压缩机以最高速运转，以便在最短的时间内完成除霜。

传统的热力膨胀阀或者毛细管无法适应快速、大幅度流量调节的要求，这时热力膨胀阀将会出现调节振荡，压缩机周期性回液，造成运转不稳定，甚至损坏压缩机。当系统中采用新型电子膨胀阀调节流量，它与压缩机变频调速能够很好地配合，使制冷系统节能高效运行，并大大提高房间舒适度。

变频空调器的控制系统组成如图 2-13 所示。它由室内室外两部分构成，室内部分主要功能是：接受红外遥控或其他输入信号（如按键、室内、室外传感器等），并将信号译码，对室内机组进行控制，同时把对应于压缩机和电子膨胀阀等室外机组执行元件的相关指令信号，通过室内和室外的通讯线送到室外控制器。室外控制器按照室内传来的指令信号向变频器、电子膨胀阀等输出压缩机电机运行频率数据、相应的电子膨胀阀开度及室外风机转速，变频器按指定频率输出，电子膨胀阀给出指定的开度调节流量，风机按给定转速运转。

红外遥控能够对空调器的运转、风量、温度、定时等动作实施操作。室内空调器面板上

显示出运行状态、室温、风速等信息。

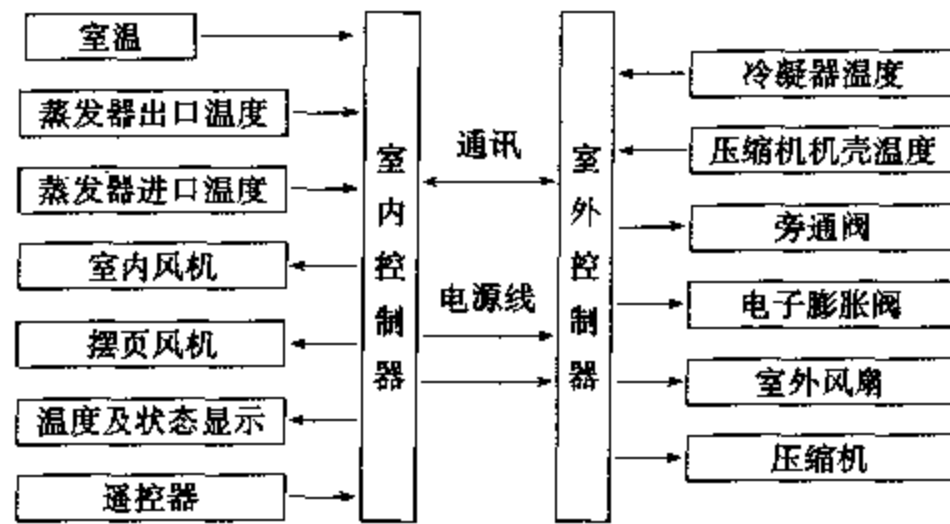


图 2-13 智能变频空调器电控系统总体硬件方案

智能变频空调器的基本技术参数按设计要求，如表 2-4 所示。

表 2-4 智能变频空调器的基本技术参数

电源	单相 220V 50Hz	
气候类型	T1	
系统工作环境温度,℃	-12~43	
系统工作电压, V	187~242 (暂定)	
电控系统工作电压, V	150~260	
制冷运行	制冷量($\geq 90\%$ (压缩机额定冷量), W	5000($\geq 1400 \sim \geq 6000$)
	额定制冷 EER (实测值)	≥ 2.7
	≤ 80 Hz 频率运行时 EER (实测值) ≥ 2.6	
制热运行	制热量($\geq 90\%$ 压缩机额定热量), W	6300($\geq 1400 \sim \geq 8400$)
	额定制热 COP (实测值)	≥ 3.1
	30~90 Hz 频率下运行时 COP (实测值) ≥ 3.0	
噪声	室内机	≤ 45 dB
	室外机	≤ 52 dB
除霜方式	热气旁通除霜	
防触电保护类别	I 类	
电子控制器要求	QB/T2263—96	
电器安全要求	GB 4706.32—1996	
电磁兼容	符合 GB 6833 中的各项规定	
遥控距离, m	≥ 10	
堵转电流, A	50	
频率范围, Hz	20~120	
频率分辨率, Hz	1	
频率精度, %	1	
控制方式	SPWM	
起动方式	软起动并可调整起动时间	
整机功率因数, %	≥ 90	

过载能力	150% 额定值 1min
电控系统保护	过流、过压、欠压、过载
保护功能	变频器保护:过流、输入过压、欠压、功率模块散热器过热、压缩机电机过载 压缩机保护:压缩机过热(壳体温度过高) 故障显示与复位(检测调试用)

智能变频空调器的控制模式如下:

- ① 运行模式:自动、制冷、制热、送风、干衣
- ② 远距离、全方位送风功能
- ③ 高功率速冷、速热功能
- ④ 自诊断、故障显示功能
- ⑤ 强力除湿功能
- ⑥ 空气清洁(静电过滤、除臭、灭菌)功能
- ⑦ 夜间节能运行功能
- ⑧ 并用节电功能
- ⑨ 1h 定时功能
- ⑩ 12h 开/关机定时功能

2.4.2 智能变频空调器电控系统的硬件方案

根据上节所给的基本技术参数,确定硬件方案时应遵循以下三个原则,如图 2-13 所示。

- ① 在技术上,具有先进性。
- ② 在设计上,具备大规模生产的要求。
- ③ 从市场角度出发,做到低成本、高可靠性、低噪声、对家用电器干扰小、电网适应性强。

(1) 室内机电控系统方案

室内机 CPU 的选择是十分重要的。室内机电控系统的核心是其 CPU,它控制完成空调器室内机全部功能并包括智能控制算法的运算。室内控制装置接受遥控器的控制信号,并根据控制信号的要求控制室内风机的开停和转速,摆叶电机的开停及转向以及根据室内机传感器输入的模拟量进行智能运算,并将计算结果通过通讯线传输给室外机,以便控制室外机中压缩机和阀门的运行。在本系统中采用一个 8 位单片机(Motorola 公司的 MC68HC705L16),该机的主要特点如下:

- ① 低成本,内核为 IIC05;
- ② 16K 字节的紫外线可擦除的可编程只读存储器或一次性可编程只读存储器;
- ③ 16 位双向输入输出口线,8 个仅能输入口线/15 个仅能输出口线;
- ④ 上拉电阻/漏极输出选项;
- ⑤ 2 个中断请求输入(1RQ),简单的串行外设接口(SSP1);
- ⑥ 具有输入捕捉和输出比较的 16 位定时器(Timer1),8 位事件计数器/模块时分器(Timer2);
- ⑦ LCD 驱动(1~4 个后极板驱动 x27~39 个前极板驱动);
- ⑧ 片内带有 COP 看门狗的时基电路和时基中断,双晶振和可选的系统时钟频率;

⑨ 省电停机(STOP)模式和等待(WAIT)模式;

⑩ 80 脚 QFP 封装。

(2) 室内机传感器的选择

室内机需要检测的量主要有室内温度和蒸发器的过热度。室内温度采用热敏电阻进行,实现较为简单。蒸发器的过热度检测则根据传感器的不同,有两种方法:一种是用一只压力传感器和一只温度传感器,分别检测蒸发器出口处的制冷剂压力(即蒸发压力 p_e)和温度。将 p_e 换算成对应的制冷剂饱和温度即蒸发温度 T_e ,再计算出口处制冷剂温度与蒸发温度之差,并以此作为控制参数,显然用这种方法获得的是真实过热度。另一种方法是用两只温度传感器分别检测制冷剂在蒸发器入口处和出口处的温度,计算蒸发器出口处与入口处的温差,以此作为控制参数。考虑到制冷剂流过蒸发器存在一定的阻力压降,蒸发器入口处温度并不等于蒸发温度 T_e ,所以该温差在一定程度上可以反映过热度,但并不是真实过热度。蒸发器内阻力越大,它与真实过热度的偏离越大。

第一种方法能够得到真实过热度,但检测中要用压力传感器,价格高;压力传感器要从制冷系统内部获取信号,安装麻烦,测得的压力还需要进行一次温度换算,应用不便。第二种检测方法简单,费用低,避免了上述麻烦。虽然其控制参数不是真实过热度,但只要在可以接受的范围内,仍是首选的检测方法。同时热敏电阻具有灵敏度高、体积小、使用方便等优点,因此在本系统中选择第二种检测方法。

(3) 室外机电控系统方案

① 室外机 CPU 的选择 室外机电控系统的主要部件仍然是其 CPU。该 CPU 与室内机 CPU 的功能不同,它用于完成变频主要的控制和将室外运行的一些状态变量(如室外温度、室外回气温度、室外热交换器温度、压缩机温度等)传输给室内机 CPU。但其主要的任务仍是变频调速电源控制。室外机 CPU 的选取主要考虑下列的因素:

- a. 性能价格比较高,容易开发和移植,即所选的 CPU 兼容性好;
- b. 品种多,功能先进,生产工艺合理。

在此选取 Motorola 公司的 MC68HC708MP16。MC68HC708MP16 是 MC68HC08 系列微控制器中低价位、高性能的一种。C68HC08 是基于用户专用集成电路(CSIC)策略的。此系列中的所有的 MCU 都使用加强 MC68HC08 中央处理器(CPU08),并且结合各种模块、存储器大小和类型以及包装形式。MC68HC708MP16 包括如下特性:

- a. 高性能 MC68HC08 结构,目标代码完全向上兼容于 MC6805, M146805, 及 MC68HC05 系列;
- b. 8MHz 的内部总线频率;
- c. 16K 字节的紫外线可擦除的可编程只读存储器或一次性可编程只读存储, EPROM/OTPROM 的数据加密;
- d. 512 字节的 RAM;
- e. 12 位 6 通道的中心对准或边沿对准脉宽调制器(PWMMC);
- f. 16 位 2 通道定时器接口模块(TIM A), 16 位 4 通道定时器接口模块(TIM B);
- g. 8 位 10 通道模数转换器(ADC);
- h. 数字滤波的低压禁止;
- i. 系统保护特性——任选低压检测复位, 任选非法编码检测复位, 任选非法地址检测复位, 任选 PWM 故障检测屏蔽;

j. 低压设计（等待模式的完全静态）。

正是由于 MC68HC708MP16 具有以上的特点，使得它十分适合于做变频调速电源控制的 CPU，而且采用该 CPU 可以使变频控制线路结构简单，可靠性较高。

② 主电路的结构 图 2-14 为变频器主电路结构示意图。主电路采用交-直-交电压型变频器结构，整流部分采用二极管整流模块，逆变部分采用第三代智能功率模块 IPM，模块内除了三相桥式 IGBT 之外，还包括驱动电路、过流、短路保护电路、过热保护电路、驱动电源下降保护电路。为了减少配线长度，整个主电路都安置在主回路 PCB 板上。

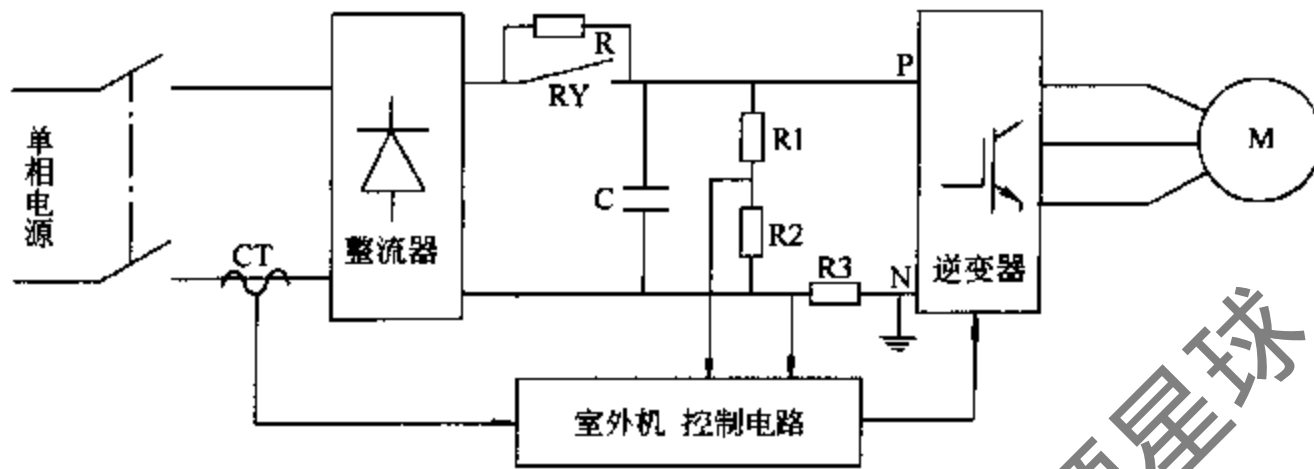


图 2-14 变频器主电路结构示意图

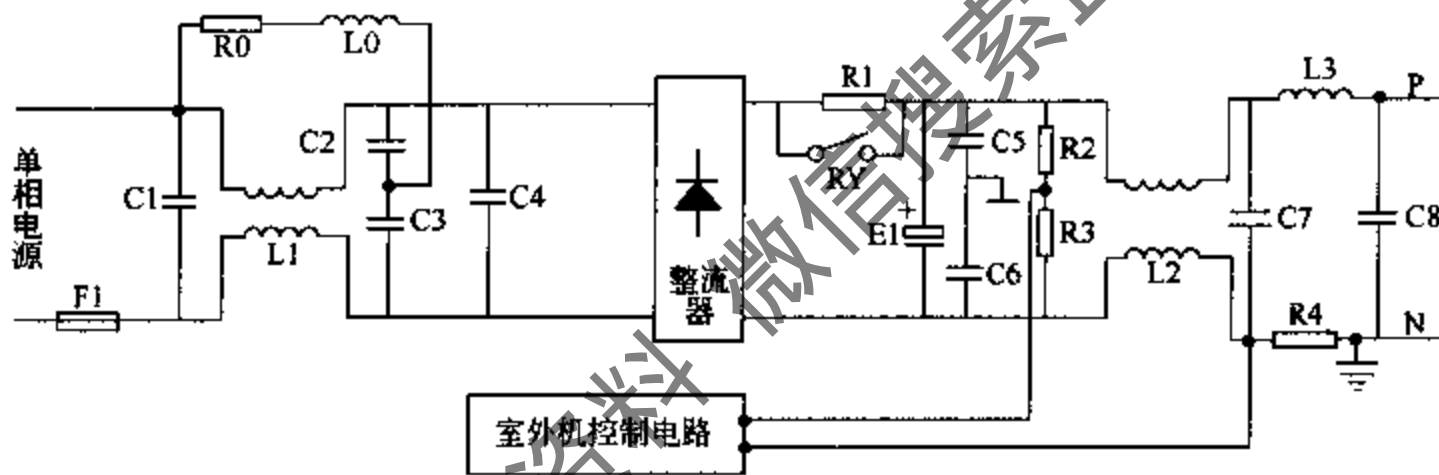


图 2-15 整流及滤波电路

③ 整流及滤波电路 整流及滤波电路的具体结构见图 2-15 所示。单相交流电源接到变频器输入端，经输入滤波电路，再经单相桥式整流模块后得到直流脉动电压，再经过滤波电容作用后，到 IPM 的直流端子 P、N。当变频器直接接入电网而不接任何交流电抗器和直流电抗器时，由于变频器为交直交电压源型，电网电压通过单相全波桥式整流电路对电解电容进行充电。其充电电流取决于整流电压与电容电压之差，输入电流波形畸变，电流会呈现具有较高峰值的脉冲，这样的尖峰电流含有较高的谐波分量，对电网造成谐波污染，同时电流尖峰也会对整流二极管、滤波电容和变频器前的配电设备产生不良影响。

输入滤波电路有两个作用：一是防止输入噪声，二是控制由开关电源产生并向输入电源反馈的噪声。C1、C4 (0.47 μ F/250V) 是薄膜电容，抑制常态噪声。C2、C3、C5、C6 (1000pF/250V) 是陶瓷电容，L1、L2 为共模扼流圈，采用导磁率高且频率特性好的铁氧体，电感为 2mH，它们共同用于抑制共态噪声。C7 为 3300 μ F/400V 电解电容，对输入进行平滑。C8 是无感电容，作为功率器件的缓冲电路。R0、L0 是作为输入浪涌保护，起到保护整流模块的作用。R1 作为初始充电时的限流电阻，当变频器正常工作时，由继电器 RY 把

限流电阻旁路掉。具体工作如下：变频器初始上电时，通过限流电阻对滤波电容进行充电。当直流母线电压达到一定值时（如 80% 正常母线电压）时，旁路继电器 RY 动作，将限流电阻旁路，进入正常工作状态。在本系统对母线电压的检测未采用直接检测电压，而是用上电延时电路等效完成。由于本装置的容量为 AC220V、2kW，所以整流模块选用 FB3506，其额定电压为 250V，额定电流为 35A。IPM 选用 PM30CSJ060，其额定电压为 600V，额定电流为 30A。IPM 外围接口电路如图 2-16 所示。

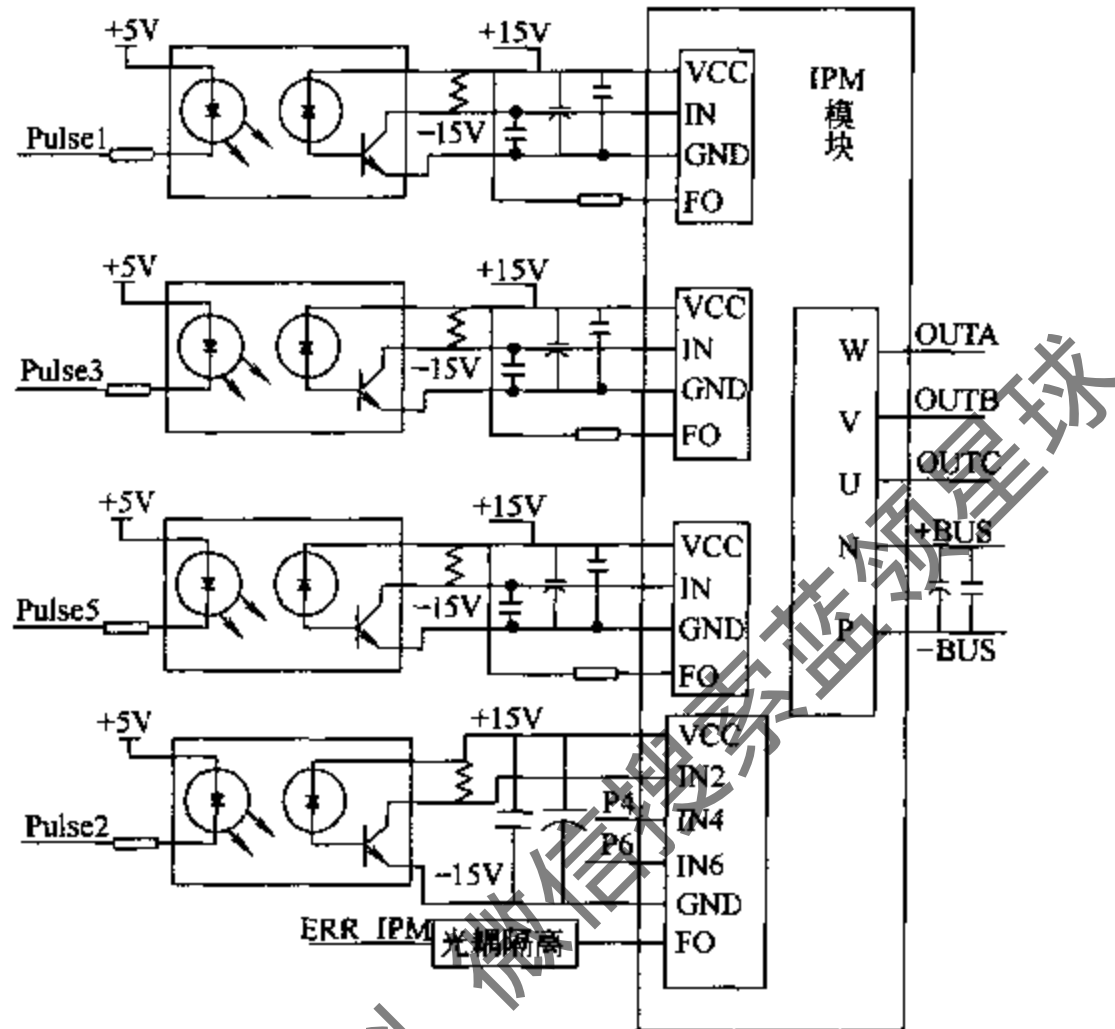


图 2-16 IPM 外围接口电路

④ 开关电源电路 室内机需要的控制电源有两种：5V 电压用于微处理器等数字电路的工作电源；12V 电压用于驱动室内机的一些继电器和蜂鸣器。室外机变频器中需要以下的控制电源：5V 电压用于微处理器等数字电路的工作电源；12V 电压用于电流和电压检测运算放大器的工作电源；四组 15V 电压用于 IPM 功率模块的控制电源（上桥臂三路分别供电，下桥臂三路一起供电）。为避免 IPM 发生过电压或欠压保护误动作，该控制电源应调整在 $15V \pm 10\%$ 范围内；12V 电压用于电子膨胀阀、电磁阀等的工作电源。新一代的变频器大都采用直流母线供电方式，而不单独采用交流电源供电。用直流母线供电除了接线方便之外，还有许多优点。在以往单独交流电源供电的变频器中，当外加的交流电失去时，控制电源很快消失，当交流电源恢复时，控制电源又得电，如果由于故障外加交流电源时断时通，有可能会引起变频器损坏；并且交流电源的浪涌尖峰电压也会对控制电源的回路造成威胁。而采用直流母线供电方式以后，只要直流母线电压存在，控制电压就存在，而且由于滤波电容的存在，直流母线电压有较大惯性，不会突变，并且滤波电容对交流电网引入的浪涌尖峰电压有较好的吸收作用，所以上述问题迎刃而解。

在本系统中，室内机和室外机的开关电源均分别采用一个自激式开关电源。

上述室外机中开关电源的四组 15V 电源提供给 IPM 作为其控制电源，其中，U、V、

W 三相上桥臂器件需要分别独立电源供电，下桥臂器件则可共用一个电源供电。三相六个管子的驱动信号 $U+$ 、 $V+$ 、 $W+$ 、 $U-$ 、 $V-$ 、 $W-$ 分别经过光电隔离 PC1~PC6，进入 IPM。IPM 的三相上桥臂各自有一个故障信号输出端，而下桥臂则共用一个故障信号输出端，所有的故障信号输出端经光电隔离后进行综合，作为一个总的 IPM 故障信号 F_0 ，传送到微处理器。当 IPM 保护功能中的一个功能动作时，会产生一个故障输出信号 F_0 （典型值 $t = 2.0\text{ms}$ ），IPM 将因故障信号输出而关断，并将使相关的输入信号无效。在故障信号输出脉宽结束后，内部自动复位，同时使输入信号重新有效。特别是当 IPM 因过流或短路产生故障信号时，一定要在故障输出信号 F_0 时间 t_{F_0} 内使 IPM 输入的 PWM 结束信号无效，这样输入信号在故障消除后才可重新有效，而且应避免过流或短路故障的重复出现，这有可能会造成 IPM 的损坏。同时对于 IPM 的故障输出端 F_0 上小于 t_{F_0} 的信号，应视为干扰信号，在线路上加以滤除。另外 IPM 的控制端子间应接一个至少 $10\mu\text{F}$ 的退耦电容，这个电容帮助滤掉控制电源的共模噪声并提供 IPM 内部栅极驱动电路所需的大电流脉冲。

图 2-17 为室外机开关电源电气原理图。这是一种采用变压器隔离的单端反激型稳压电源，它用 UC2842AN 作控制芯片，开关频率恒定，占空比可调。UC2842AN 是美国 Unintrod 公司的高性能电流型集成控制器，该芯片的工作温度范围为 $-25\sim 85^\circ\text{C}$ ，具有低的启动和工作电流，工作频率可达 500kHz ，能直接驱动功率 MOSFET。电路启动时集成电路由直流高压经 R_1 供电，启动后功率 MOSFET Q_1 在 UC2842AN 输出的驱动脉冲作用下进行高频斩波，当 Q_1 导通时，从输入侧把磁能存储到变压器 T_1 里， Q_1 关断时，磁能通过各次级绕组向输出侧释放。反馈绕组 N_f 两端的电压经 D_1 、 C_4 、 C_5 整流滤波后既作为 UC2842AN 的供电电源，又是电压反馈采样信号。功率 MOSFET 的源极电流经 R_9 采样，经 R_8 、 C_7 滤波后送入 UC2842AN 进行电流控制。变压器的六组次级电压经各自的整流、滤波、线性稳压后分别构成 $15\text{V}/0.5\text{A}$ ， $+15\text{V}/0.5\text{A}$ ， $+15\text{V}/0.5\text{A}$ ， $+15\text{V}/0.5\text{A}$ ， $+15\text{V}/0.5\text{A}$ ， $5\text{V}/0.5\text{A}$ 六组输出。

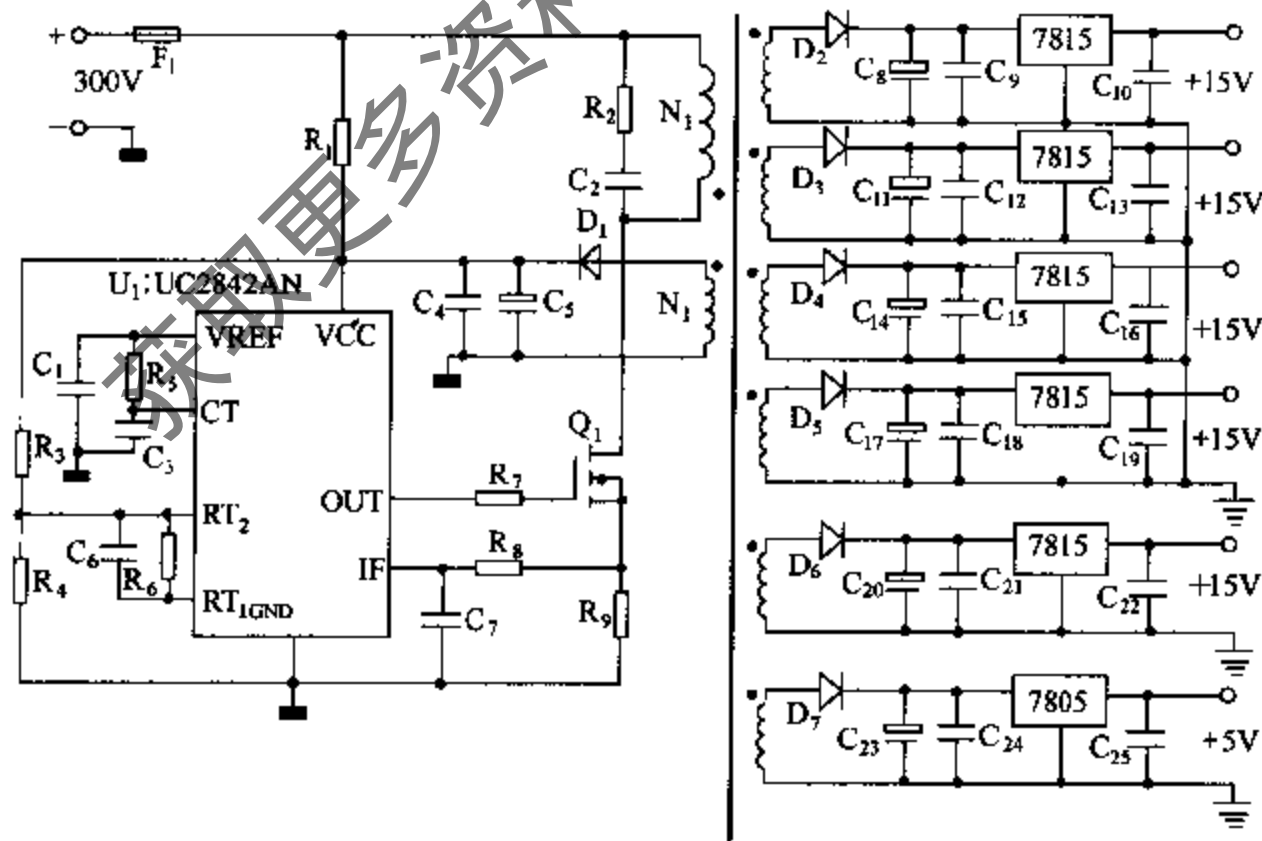


图 2-17 开关电源原理图

图 2-17 所示开关电源有以下两个特点：a. 开关式稳压和线性稳压结合的稳压方式的使

用使得输出电压非常稳定。开关式稳压是 UC2842AN 通过调节占空比的方式完成的, 它使得直流母线电压大范围变化时, 各组输出在即使没有稳压块 7805 的情况下也能维持恒定。线性稳压是通过稳压 7805 完成的, 它使得当负载在一定范围内变化时, 输出电压能维持恒定。b. 电流反馈的引入使得功率 MOSFET 的源极电流受控, 该源极电流不超过 $1/R_9$, 这可确保功率 MOSFET 不会因过流而损坏。当输入直流母线电压在 150~375V 之间变化时, 图 2-17 所示开关电源的各组输出均能维持恒定, 这种输入电压大幅度变化不影响输出电压的特点, 是采用开关电源而不采用线性电源的一个重要原因。

⑤ 变频器输出过流、过压检测电路 对于变频器的输出过电流和欠压是本系统中技术要求之一。兼顾功能要求和系统成本两个因素, 系统中采用在直流母线上串联一个小电阻检测瞬时电流, 通过电压比较器输出过流信号, 再经光电隔离送入微处理器。输出过压检测则直接从直流母线用电阻分压取出, 经电压比较器和光电隔离后送入微处理器。

⑥ PWM 生成方法 本系统中采用新型混合电压空间矢量法。输出的频率范围为 20~110Hz, 频率分辨率为 0.1Hz。其分辨率越高, 压缩机运行的过程越平稳。

通过上面对已有各种常用 PWM 的阐述, 可以看出要得到高性能的 PWM 控制策略, 不仅要选择好的 PWM 控制方法, 还要在具体实现上补偿死区的影响。补偿作用的优劣, 直接关系到逆变器控制性能的好坏。为此从根本上避免或去掉死区的作用是混合电压空间矢量法研究的出发点。

通常的磁通轨迹 PWM 方法是在 180° 通电方式下, 三相桥式逆变器在做六步运行时, 六个有效的磁链矢量构成一个正六边形磁链轨迹, 采用这个正六边形相邻两边的重复折线来切掉其顶角, 进而用一个多边形磁链轨迹去逼近圆形磁场。这种方法势必在减小磁链增量时, 使 PWM 载波频率升高, 功率开关器件损耗增加, 逆变器效率降低, 同时使电压利用率降低, 而且由于死区效应所带来的不利影响也将增大。

逆变器在 180° 通电方式下, 任意瞬间都有三个开关器件导通, 每相桥臂各一个。每个功率管导通 180° , 每隔 60° 有一个功率管导通, 所以也称为三元件导通。其电压矢量共有六个。而逆变器在 120° 通电方式下, 在任意瞬间都有两个开关器件导通, 每个功率管在一个周期中导通 120° , 每隔 60° 有一个功率管导通, 所以又称为两元件导通。其电压矢量也同样为六个, 分别与 180° 通电方式下的六个电压矢量成 30° 夹角, 在 180° 通电方式时因为存在同一桥臂上下两个功率管的切换, 所以在实现中必须加入一定的死区作用时间, 以保证装置安全工作。在 120° 通电方式下, 不存在同一相上下直通短路的问题, 同一桥臂上下两个功率管的导通有 60° 的间隔, 因而不必加入死区时间。将两种通电方式结合起来, 构成混合通电方式, 则可消除死区的不利影响。在混合通电方式下, 利用混合空间电压矢量, 按多边形逼近磁通圆形轨迹即可实现上述的 PWM 控制策略。具体控制规律为: 将 120° 和 180° 空间电压矢量混合使用, 12 个电压矢量把空间分成 12 个 30° 的区域, 在每一个区域中选择两个电压矢量作用。两个电压矢量分别由一个 120° 电压矢量和一个 180° 电压矢量组成。在每一个 30° 区域中, 又可再细分为奇数份空间, 以保持各区间的对称性和区间切换的平滑性。

结果证明, 在功率器件无死区时间的条件下, 可以得到较好的输出电压和输出电流, 并且避免了上下桥臂两个功率管的直通, 因此在应用上有广泛的前景。

⑦ 开关频率的选择 随着 IGBT 和 IPM 性能的不断提高, 器件的开关频率越来越高。开关频率提高, 电机运行的噪声降低。一般而言, 当开关频率超过 14kHz 后, 即可实现所谓的静音式运行; 开关频率越高, 输出电压波形中的谐波分量越向高频方向移动, 经过电机

定子电感的滤波效果也越好（因为电感的感抗与频率成正比），输出电流的脉动越小，电流控制的精度越高，波形越接近正弦波，电机的谐波损耗和转矩脉动也减小。但开关频率也并不是越高越好。因为随着开关频率的提高，功率开关器件的开关损耗增加，威胁器件的安全工作，还会导致变频器发热增加，运行效率下降。另外，开关频率的提高，还会引起主电路浪涌电压的增加，增加对功率器件的压力；使输出电压的 dU/dt 上升，增加电机的绝缘应力；由于开关频率的提高，导致电机绕组间、绕组与机壳之间分布电容的容抗下降，产生高频漏电流，影响电机寿命，增加高频电磁干扰等等。所以在选择开关频率时，应根据实际情况，合理选择，并不是越高越好。针对空调器的具体情况，采用 3~4kHz 的开关频率比较合适。

⑧ 室内外机通讯电路 室内机与室外机的通讯问题是分体空调所必须解决的问题，各个公司都有自己的解决方式。一般的方式都是直接加三根信号线，这样连同两根电源线，室内与室外机之间总共有五根连线，两根电源线是交流 220V，信号线是 12V 或 5V。这种方式对于编程制作来说比较简单，但它有两个致命的缺陷：一是抗干扰能力差，由于动力线与信号线并行，动力线的电磁干扰不可避免地要影响到信号的正确传输；二是使用安全性差，据了解，这种方式的分体式空调经常有用户在自行安装时由于接错线而将控制板烧毁。

本系统中室内外机的通讯采用的是火线通讯方式，即通过检测交流电一个周期的正负半波来实现对信号的控制。这种通讯方式只用了三根线（均为交流 220V）即解决了上述问题而交流电的正负半波互不影响，故只需要一根信号线就能实现全双工通讯，而且该方式下发送一位信号是一个交流 220V 的半波，信号电平幅值高，时间长（约 10ms），所以不存在干扰问题，也不会产生误码现象。信号数据发送和接收都经过光电隔离，提高了该通讯线路的安全性。发送处的隔离采用普通光耦耐压不够，所以此处用耐压较高（耐压 600V）的光控双向可控硅（MOC3062）。另外，还需要注意两个问题：一是室内机与室外机供电电源应使用同一相电源，以保证通讯的实现；二是光电隔离器件需要在交流半波电压过零一段时间以后才能导通，这是因为光电隔离器件导通需要时间，即当其所承受交流电压超过一定值（随导通电流不同而不同）时，光电隔离器件方完全导通。因此在信号通讯时应注意具体的接受和发送起点。

火线通讯基本工作原理见图 2-18。

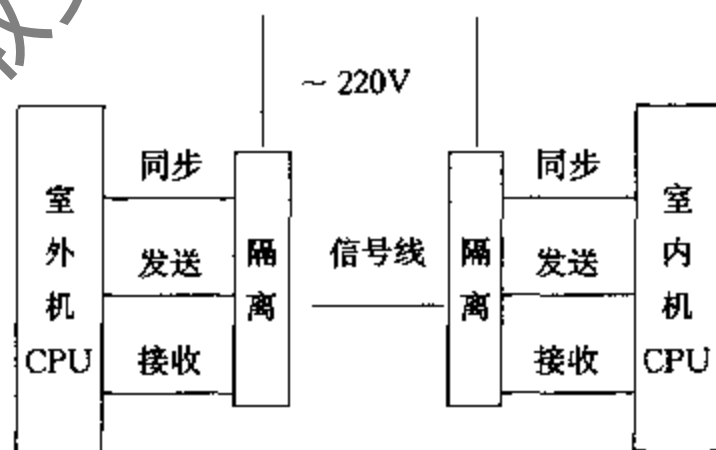


图 2-18 火线通讯基本工作原理图

火线通讯方式与其他通讯方式一样，也是采用二进制的方波电信号形式传输数据，也需要解决信号的同步问题。

我们以室内机向室外机发送“101”这一编码为例结合图 2-19 的波形来说明这种通讯方

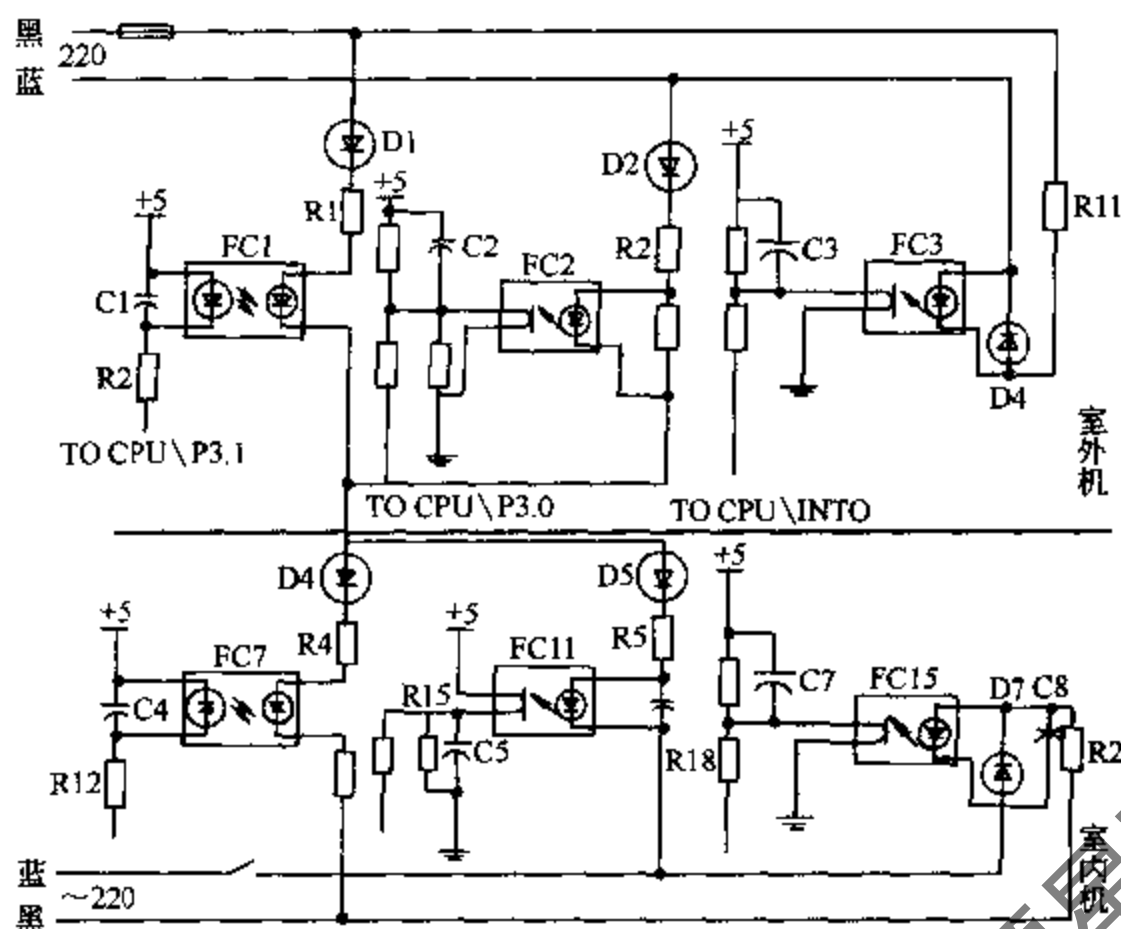


图 2-20 通讯线路图

分体式空调的室内机向室外机发送的信号有频率给定、工作方式（制冷、制热、除霜）。室外机向室内机发送的信号有目前压缩机工作的频率、保护信号（过载、超温、欠压）。空调变频器的工作频率范围为 20~130Hz（变频器的分辨率为 1Hz），总共 111 个值，加上其他工作指令，共 116 个不同的值，而一个字节，即 8 位二进制数有 256 个不同的值，所以每次传送一个字节就完全可以表达每种指令了。下面介绍各种指令代码的约定。

室内机发送的代码约定：

7	6	5	4	3	2	1	0
---	---	---	---	---	---	---	---

（可进行位操作寄存器）

寄存器内容：（可进行位操作寄存器）

01H~6FH 代表 20~130Hz 的频率给定

72H 代表制冷 80H 代表制热 91H 代表除霜

室外机向室内机发送的代码约定：

01H~6FH 代表 20~130Hz 的频率返回值

86H 代表过载报警 97H 压缩机超温

99H 欠压保护 77H 过流保护

联络信号的约定：

刚开机工作时，室外机没有正常工作，在没有通讯信号时，信号线上电压为零，这时 CPU 读到的信号为 FFH。在室外机准备通信时，先连续发送 8 个 0，即 00H，室外机在读到 00H 后则认为通讯开始。在正常空调开机后，通讯是连续进行的，即室内机一直在发送频率给定信号，需要调整工作状态时发送工作状态指令。室外机则一直发送频率返回值，故障时发送故障报警信息。

通讯程序框图如图 2-21 所示。图中(a)为室外机发送信号程序框图，(b)为室外机接收信号程序框图。

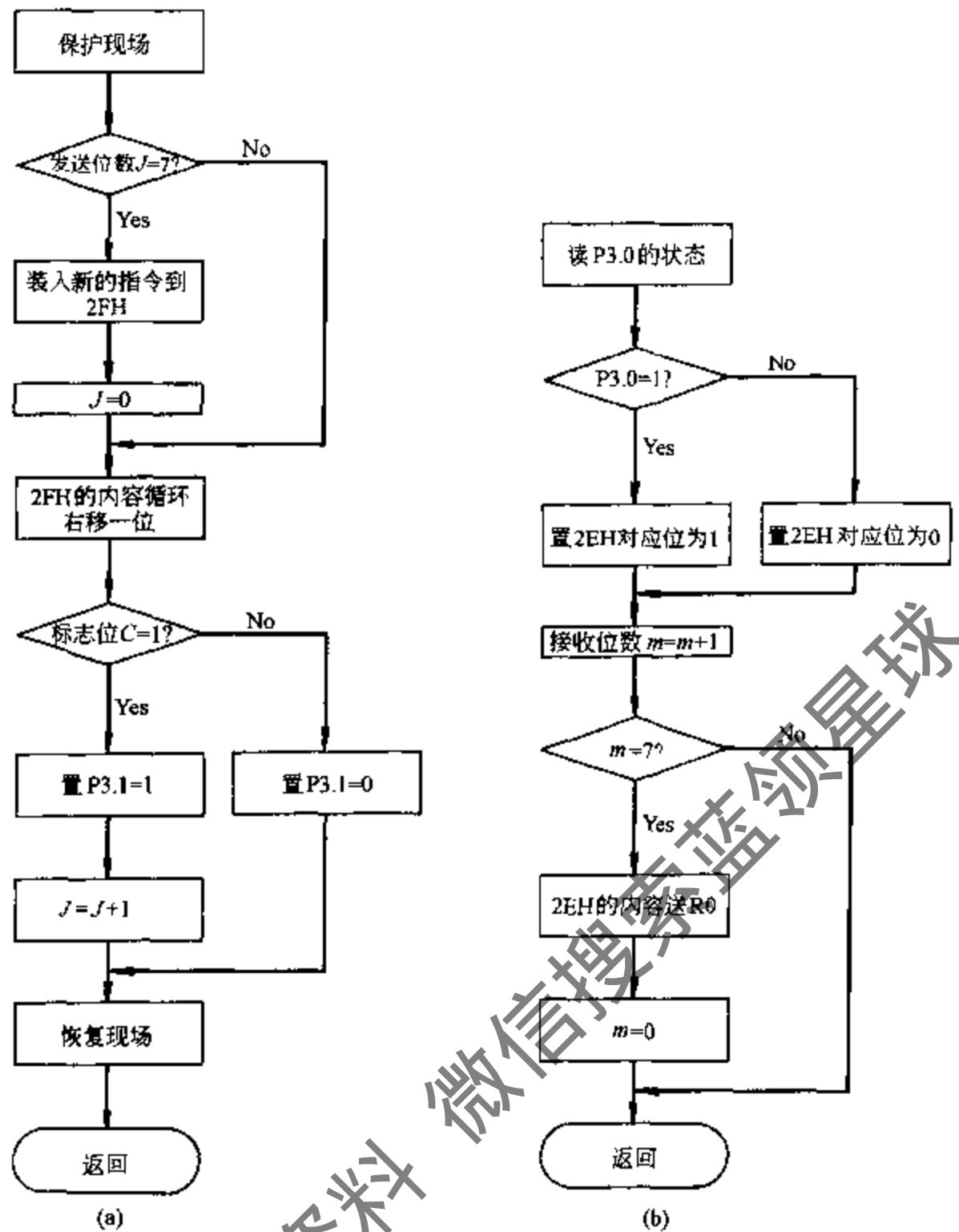


图 2-21 通讯程序框图

2.4.3 智能控制在变频空调中的应用

智能变频空调器需要控制的主要参数为室温、蒸发器过热度、风量和风向，以及压缩机制冷剂出口温度。对于空调系统，无确定的对象模型，其负载是在时刻变化的，而且空调安装的房间的大小、结构均不同，因而要使控制器参数随着负荷的变化而自动作相应的调整，这在常规控制中是很难的，所以需要采用智能控制方法进行控制。

室内空调通过控制压缩机的运行频率对空调器的制冷量进行调节，同时用电子膨胀阀配合调制冷剂量，使整个系统在不同的工况下都处于最佳的运行状态，其控制结构框图如图 2-22 所示。对压缩机的频率进行控制，就可以控制制冷量和室温。由于最合适的蒸发器过热度与压缩机的频率、风量、温度等条件有关，所以需要根据这些条件，通过控制电子膨胀阀的开度进而控制蒸发器的过热度。在实际中为了保证系统控制的稳定性，不去控制蒸发器的过热度，而是控制制冷剂的温度。

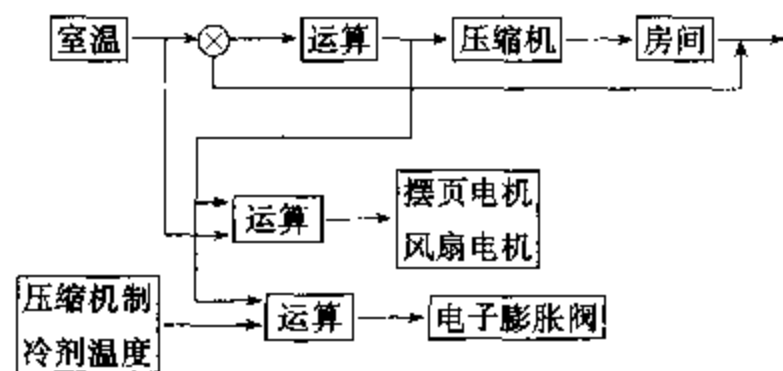


图 2-22 室内空调控制结构框图

传统的控制方法是建立在确切地知道被控对象的模型基础上的，脱离这个前提的讨论是毫无意义的。一旦已知被控对象的模型失真，则会引起解耦的彻底失败，造成控制系统性能的恶化，而这是实际工程当中经常会碰到的问题。为此就需要一种无模型的智能控制方法，来解决实际中遇到的问题。

智能的控制方法，模糊控制、神经网络控制、专家系统等正是满足需要的无模型控制方法。模糊控制和专家系统因其可以处理语言信息而多用于高级的逻辑推理等方面，而神经网络则因其简单可靠和在线自学习、自适应能力强，可与其他多种控制方法结合的特点，适用于多种复杂系统控制。鉴于以上分析，可以将模糊神经网络控制方法用于变频空调系统中，构成智能变频空调系统。在本系统中用上面给出的对象作为控制对象，即被控变量为室温和压缩机制冷剂的温度（间接控制模拟蒸发器过热度），智能控制器的输出量为压缩机的频率和电子膨胀阀的开度。智能控制器的输入变量采用两个被控变量的设定值与其实际输出值的误差以及误差变化率，共有 4 个输入变量。所构成的控制系统结构如图 2-23 所示。

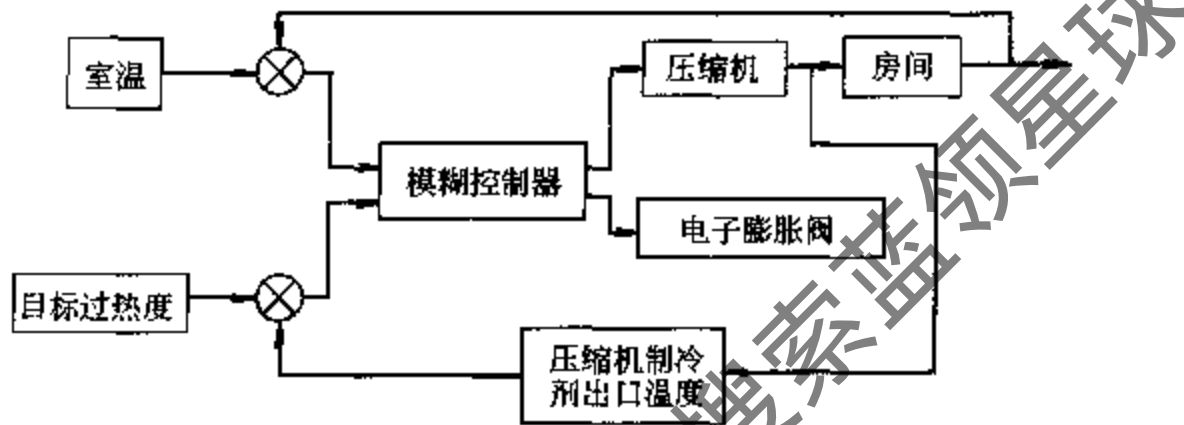


图 2-23 智能变频空调控制系统的构成

实验结果表明，采用该系统的控制器具有明显的节能效果，可以达到温度要求，并具有较高的控温精度。说明采用智能控制后可大大提高空调系统的性能^[25]。

2.4.4 变频中央空调系统的智能控制

目前，国内外大面积的住房在迅速增加，人们越来越发现分体空调或窗式空调的缺点，随着健康住宅的兴起，家用中央空调必将成为 21 世纪住宅必不可少的部分之一。

中央空调和分体空调相比，具有以下优点：

- ① 室内机的形式多种多样；
- ② 可任意开停，实现智能化控制，使用方便，控制简单，控制精度高；
- ③ 节能，运行成本低；
- ④ 可设置新风系统，有效改进室内空气品质；
- ⑤ 噪声低，使用寿命长。

中央空调主要可分为以下三种形式：风管系统，冷/热水机组，VRV (Varied Refrigerant Volume) 系统。下面主要以 VRV 系统来说明智能控制的应用。日本大金公司 20 世纪 80 年代初率先试制成功了 VRV 系统。VRV 意即变制冷流量系统向传统的中央空调器系统提出了挑战，VRV 系统用制冷剂作热传递介质，加上采用先进的变频技术，以其模块式的结构形式灵活组合在 100~1000m² 的房屋空间具有极大的生命力。

VRV 空调系统是由一台变频压缩机和多台室内机相连的制冷剂式制冷系统，由于各室内机的运行模式，风速，房间大小等均有所不同，对空调进行控制，使其达到最优运行，存在很大的难度，只有采用智能控制才能达到目的。对于 VRV 空调系统而言，除了与分体空

调同样的控制以外，还要进行以下两个方面的控制：如何对制冷量的流量进行分配，对制冷循环状态量进行控制以适应室内机的变化；如何综合采用控制总线技术来对 VRV 空调系统的运行进行故障检测，及对各个房间内的温度变化进行控制和检测，以使整个系统达到最优化运行^[11]。

对变频压缩机的智能控制与分体空调类似，通过模糊控制或神经网络控制，将系统输入和输出进行比较，得出最佳运行速度，并对压缩机进行控制，使其在最优频率下运行，以达到最佳的运行效果和节能效果。对制冷量的流量进行分配，对制冷循环状态量进行控制以适应每一个室内机的变化。通过对电子膨胀阀的开度来调节，即可根据室内温度与给定温度偏差及温差变化率，通过模糊控制来调节电子膨胀阀的开度，可以调节进液量。

通过选择合适的控制总线系统，使 VRV 系统达到下列要求：

① 自由选择、灵活组合的系统 由于室外机采用变频驱动技术和变频压缩机，所以单个室外机可连接 2~12 个最多 16 个室内机。单个室内机可供应制冷量范围从 0.8~5p。组合而成的多联系统产生的制冷量相当于室外机的 130%。室内机款式有挂壁式、吊天花板式、嵌入式、立柜式等十几种，由用户根据空调器房间的空间大小，配置状况自己灵活地选择组合 VRV 多联空调器系统。

② 制冷剂、流量自动控制 室内机和室外机由电子热膨胀阀控制，构成多达 12~14 级的容量范围，由微电脑控制，可准确控制和细微调校制冷剂、流量，以致在任何情况下制冷系统总处于最佳的匹配状态，达到最适当的制冷和供暖性能。

③ 节电、省能 VRV 多联系统采用变频技术，所以控制室温不需要频繁地开停压缩机，避免了压缩机开机时大启动电流的损失。另外在实际使用中，房间负荷是随时变化的，变频压缩机在微电脑控制下能适时调整驱动频率，使压缩机的输出功率始终跟踪适应负荷的变化达到最佳的冷荷匹配。特别是在低负荷时，压缩机在低频状态运转，系统的能效极高，实际证明 VRV 多联空调器系统比风冷冷水型中央空调器系统或是传统多联空调器系统节电 30%。

④ 制热、效果显著 一般的空调器是以夏天制冷需要为主，到冬天就显得热量不足，尤其环境温度低于零下时，传统热泵空调器热效率要大打折扣，只是标准工况条件下额定制热量的 60%~70%。而 VRV 多联变频空调系统能借助于频率的变化，使压缩机高速运转，增加压缩机的输出功率增大制热容量。即使在 -18℃ 恶劣环境下，VRV 系统也能正常运转。其他如室外机创新控制能使风扇超速运行在强劲的风速吹击下，室外换热器不易结霜，从而保证系统制热正常运行。

⑤ 先进的微电脑控制 VRV 多联系统采用微电脑多级控制的方式。每一台室内机都有一个单片 CPU 控制，而系统由一个较完整的微电脑控制器作集中控制，目前最大的 VRV 系统可以控制 256 个单元进行操作运行。可对空调系统进行自诊断，并将错误内容进行显示，以方便维修；能自动采集各房间的温度、湿度等信号；能通过接口与计算机或互联网相连，以实现空调系统的远程监控、操作等。由于 VRV 多联系统是一个制冷制热能量可自由调节的系统，因而只有控制系统不断的完善，才能发挥 VRV 变频的优势。随着先进的传感技术日趋成熟，温度湿度传感、大气压力传感、人体感应传感、红外传感等已经在 VRV 多联系统得到了应用，因而目前比模糊控制更完善的神经网络控制也开始得到研制。

目前，在国内市场上，比较流行的小型中央空调主要有：海信集团超级变频中央空调，小天鹅集团的中央空调系统，海尔的 MRV 超级变频一拖多中央空调，美的集团的智能变频

集中式空调系统, 韩国三星的 DVM (Digital Variable Multi), 日本大金, 日立等公司产品。

2.5 制冷与空调系统电气控制技术未来的发展

目前, 全球正在进入网络化时代, 住宅也在进入智能化, 人们正在研究将家庭中所有家电产品都能够联网, 以作为智能化住宅的一部分。为此世界各国都在研究信息化家电, 从概念的定义到标准的定义, 从产品功能设定到产品研制。因此, 在制冷领域, 我们认为其未来的发展应走向智能化和网络化。

2.5.1 智能信息家电及家庭网络技术简介

(1) 智能信息家电及家庭网络技术定义

随着数字技术及互联网的迅猛发展, 消费电子、计算机、通讯一体化趋势日趋明显。

智能信息家电产品已经开始步入社会和家庭, 将信息家电与互联网相连的家庭网络技术成为家居必备设施, 并将成为 21 世纪社会新时尚。

信息家电 (Information Appliance) 指的是将微型电脑和通讯技术融入到传统的家用电器中, 使之智能化并具有网络终端的功能。可以随时随地获取与处理信息, 信息家电的重要特征是可以互联网双向传递数字信息, 因此它是网络上的家电, 而不是 PC 的外设。IA 具有一定的智能, 并应支持某种统一的、标准的通常协议, 能够互相识别。也有报告将信息家电定义为“廉价易用且基于电脑技术的、上有少量简单互连功能的装置”。它可分为 Web 家电 (Web 电视)、计算家电 (与 PDA 相连)、通信家电 (Web 电话)、娱乐家电 (机顶盒) 和其他类型。信息家电将带来两方面的好处, 一是使用者可通过手机或 PC 机上的 Web 浏览器对家电进行远程控制, 二是家电制造商可通过 Internet 对售出的产品进行监控^[26]。

家庭网络技术是集计算机技术、建筑和供应商于一体的综合技术。消费者将会要求家庭网络系统应该能够管理、监视以及控制家中的一切: 室内外的数据和语音通讯, 电子娱乐设备, 膳食服务用具, 家庭维护设备, 家庭环境系统, 家庭安全设备。一个成功的家庭网络系统提供商必须开发向上兼容的能力, 一个中央控制器 (微处理器, 交换机或数据存储设备) 能够察觉家庭网络中的事件并且做出反应对于将来的产品创新是至关重要的。总之, 随着适用于家庭网络的产品价格的逐渐下降, 相应软件的逐渐成熟, 高速传输能力和高度灵活性家庭网络连接方案必将在未来市场受到消费者的青睐。

(2) 信息家电平台体系^[27]

信息家电平台的功能主要有:

- ① 接收并播放数字视频节目;
- ② 支持多协议的 Internet 功能, 具有良好的 Web 性能, 使家中设备良好地实现 Internet 共享;
- ③ 支持多家电网络协议的家庭网络控制中心功能, 提供足够的宽带通信服务接口, 同时还应当能够对家用电器实施各种有效的控制机制;
- ④ 具有家庭信息服务器的功能, 为家庭事务管理提供必要的数据服务, 最终完成家庭购物、办公、交互教学、视频点播等全方位应用。

随着数字化进程的日益加深, 人们的家居生活越来越明显地印上了“网络”的印迹, 最突出的表现就是, 家电开始走向数字化、网络化, 即我们所称的家庭网络。据统计, 1999

年美国安装家庭网络的约占 8 万户，而估计在 2004 年时可高达 52 万户，而且数码影音装置的市场将有 45 亿美元的潜力。以这样的发展趋势来看，电脑将与所有的家电设备连线沟通，预计未来将有近 1 亿的家庭装设家庭网络，而每户安装与购置的费用约在 1000~1500 美元上下，可见其可观的市场发展潜力。家庭网络设备不外乎提供视听娱乐的功能、沟通功能、设备的操作与控制功能及家庭安全防护功能等。然而，不论是大量的信息流通或简单的控制信息，要达到信号间的相互流通，就必须将家用设备联结成网络的形态。一般的家庭设备皆具备简便的运算程序，并不需要运用繁复的功能来处理。所以，建立家庭网络的设置较一般公司的网络设置有所不同，家庭网络最重要的是必须将设备间彼此串联及进行相关的运用。许多设备制造商提出了家庭网络连接一些解决方案，然而至今尚未有正式的统一标准问世，各公司仍然各行其是。毋庸置疑，谁掌握家庭网络的技术标准，谁就能在这一飞速发展的巨大市场中独占鳌头。几家大的厂商如 Intel、IBM、Lucent、Microsoft、Compaq 以及 Sony 等，早已涉足这块潜力无穷的领域，彼此较劲。

(3) 信息家电的硬件平台结构

Internet 技术的快速发展得力于 PC 机的硬件平台和软件操作系统高度标准化，因此人们用来上网的方式也大同小异。然而，对于各类家用电器或智能装置情况就不同了，它们的“心脏”是一颗被称之为微控制器的单片机芯片，世界上制造微控制器芯片的厂商众多又缺乏统一标准，从而使得这些微控制器的硬件结构和指令系统各不相同，造成各类家用电器或智能装置无法像 PC 机那样通过标准的硬件接口及接口软件直接接入 Internet 网络。必须采用其他的途径。

① Webchip 实现信息家电的方法之一是在家用电器中内置一块 Web 接口芯片 Webchip，将其作为智能装置连接到 Internet 网上的“桥梁”。Webchip 是独立于各种微控制器 MCU 的专用网络芯片，通过标准的输入输出接口，可与所有的微控制器相接。这样，微控制器可以通过 Webchip 接收并执行经由 Internet 远程传来的命令，或将一些数据交给 Webchip 发送出去，这种方法将 Internet 技术延伸到了一个更广阔的应用领域。可以说，Internet 使 21 世纪的地球披上了一层“神经网络”，Webchip 则使这个“网络”中的“神经末梢”不再仅仅是清一色的 PC 机，而是增添了无数的智能终端。

家用电器中的微控制器是微处理器 CPU 芯片并集成了若干外围电路的单片机，它们的运算速度和系统资源根本无法运行复杂的 Internet 网络协议 TCP/IP。事实上，各类家用电器接入网络只需要传送简单的命令或数据，并不需要复杂的功能，但实现成本要低。Webchip 既能满足这些功能又有最低的价格，因此是连接家用电器与 Internet 的理想桥梁。家用电器采用 Webchip 接入 Internet 的网络 Webchip 通过标准的 SPI 串口与家用电器的单片机相连接，又通过一个称之为 Gateway 的网关与网络连通。这样，冰箱、空调、洗衣机、微波炉、电饭煲和电热器等各种家用电器只要在其中内置一块 Webchip 就能将它们连接到 Internet 网，实现智能化。这将带来二方面的好处：一方面，使用者可通过手机、个人数字助理和 PC 上的 Web 浏览器对它们作远程控制；另一方面，家电制造商可通过 Internet 对售出的产品进行监控，如果出现故障，它们会自动发出维修请求信号，并指出故障部位，从而使售后服务更为迅捷。

② 嵌入式芯片 在消费类电子产品中，将嵌入式 CPU 芯片嵌入到各类设备中，是单片机技术与消费类电子产品技术充分结合的一种表现形式。同时也将嵌入式操作系统固化在其中，通过运行针对系统编写的应用程序来对装有嵌入式芯片的设备进行控制和管理，以使该

设备具有相当的智能。要想将 Internet 上的 TCP/IP 通信协议移植到以 MCU 为核心的嵌入式系统上,最理想的解决方案是采用嵌入式 Internet 网络技术。

与 Webchip 方案类似,嵌入式 Internet 网络中有一个被称为 EmGateWay 的网关,它可以是一台以 Windows 操作系统为平台的普通 PC 机,它支持复杂的 TCP/IP 协议并能提供 http 服务,从而允许客户通过网络浏览器来远程访问它,这使得它像 Internet 服务器;另一方面,EmGateWay 通过 RS232、RS485、现场总线 CAN 等轻量级网以及 Modem、RF 等方式,将多个嵌入式设备或智能家电连接在一起,并担当 TCP/IP 和下级网之间有关协议的转换任务,这又使它像 Internet 网关。EmGateWay 及其相关技术已是一个标准化了的技术,全球著名的 Motorola、AT&T、Philips、Hitachi 等厂商都已宣布支持这一标准。

同样也需有网络芯片 iChip,用于解决 EmGateWay 与嵌入式设备间的连接问题。iChip 是一个低成本的 8 位或 16 位芯片,其内部固化能兼容各种轻量级总线网络协议的软件,它通过标准的 SPI 串口与嵌入式设备或智能家电的 MCU 相连接。当你在远方通过 Internet 向自己家中某个智能家电发出一个控制命令时,信息通过电话网、EmGateWay 和 iChip 传达到这台智能家电,它只需遵命行事。如果这台智能家电要向维修中心报告一个故障命令,这只需将信息发送给 iChip,其他的事则由 iChip、EmGateWay 和 Internet 来完成。

信息家电功能和性能主要取决于它所使用的操作系统。微软公司推出了可裁减、可定制的嵌入式操作系统开发平台 Windows Embedded,专门为嵌入式应用提供灵活方便的开发工具。最新推出的有 Windows CE3.0、Windows CE Platform Builder 3.0 和 Windows2000 Server Appliance Kit 等。另外, Linux 这一自由软件的明珠已经相当成熟,在桌面和服务器领域足以和 Windows 相抗衡, Linux 的最大特点是它的源代码完全开放,除价格极为低廉外,它支持大多数常见的 CPU,其中包括广泛用于信息家电的 MIPS 和 StrongARM。现在使用嵌入式 Linux 的信息家电产品,无论从功能和价格上都可与使用 Windows CE 或 Palm 的同类产品相媲美。同样, MobileLinux 的推出更激起人们对用于信息家电嵌入式系统的热潮。网虎 Xlinux 公司开发出 100K 字节级的嵌入式操作系统 QUARK (夸克)和总容量不到 2MB 的嵌入式 Linux,已经在 Intel 公司新推出处理器芯片 StrongARM 上获得成功的应用,从而可让用户随心所欲地上网。

③ 单片系统芯片(SOC) 真正的 SOC 虽然还没有登场,但已在姗姗走来。SOC 在一片硅片上集成有 CPU 和高密度逻辑电路,再加上模拟和混合信号电路、存储器和通信电路,有的 SOC 甚至还包含电子学以外的功能。

2.5.2 信息家电平台内部联网接口方案

(1) 常用总线协议

在智能家居中,除对信息家电作实时控制外,更突出的问题是家庭中各类信息家电设备间的通信,以及家庭和外界的通信问题,这就要求有一种更适用于智能家居和智能小区的家庭控制总线(HomeBus)。在住宅智能化系统中总线协议是其精髓所在,但由于目前不同系统的协议之间相互不兼容,对家庭自动化的市场化影响很大。目前主要的总线协议有:

① LonWorks 协议 它不受总线网络拓扑单一形式的限制,可以选用任意形式的网络拓扑结构。网络操作系统结构可以使用主从式、对等式和现在的客户机/服务器方式,它的通信介质也不受限制,可用双绞线、电力线、光缆、射频、红外线等,并可在同一网络中混合使用。目前全球已建立的 LonWorks 节点已超过了 500 万个。

② CEBuS —— EIA 的消费电子总线协议 它是欧美家庭自动化电子产品工业界的推荐

标准。

③ BACnet——建筑物自动化网络通信协议 它是个完全开放性的楼宇自控网，由楼宇自控设备功能及信息数据的表示方式、5种规范局域网协议以及它们之间相互通信采用的协议等部分组成。

④ BATIBus 它是实现建筑物供暖、空调、照明和门禁系统间相互通信的现场总线。

⑤ Smart HouseLP 的智能屋协议。

⑥ X-10 协议 它是美国家庭自动化的主导系统。诞生于1978年，历史最长也最简单，直接利用住宅电力线作为控制总线，通过电力线将各控制器与各功能接口器相连并实现程序控制，不必再穿墙打孔，更利于改变结构和空间，用户可自己动手安装，价格也较低廉。

⑦ 电力线媒介开发和电力线调制解调器集成电路 它使用户可通过电力线进入 Internet 网，它从简单的数据传输提高到了网络连接。

⑧ JINI 技术 1999年1月，SUN公司揭开了JINI技术的面纱，向业界公布了其技术方案。JINI技术是基于其JAVA语言的分布式的对等基础结构，是一种动态的自动化机制，它使得任何具有JINI功能的设备在任何时候任何地点随意地连接到网络上而形成一个共享群体，不需要任何的人工干预和驱动程序的安装，而是可以使一个设备或应用程序和其他服务之间对等共享，任何设备和应用程序可以动态的插入、离开网络而不影响网络的性能和其他设备。可以认为，JINI技术是最具有影响力的一种解决方案，必将带来一场革命性的变化，尤其在小型办公和家庭的网络化方面。JINI技术具有即插即用的特点，以JINI技术进行组网更为简单、快捷和方便。

(2) LonWorks 总线技术^[28]

下面对在住宅智能化系统中总线协议中最有前途的 LonWorks 总线技术作简单介绍。

LonWorks 技术由美国 Echelon 公司推出，是目前控制领域中应用最广的通用控制总线技术之一，得到世界上许多著名工控产品生产厂家的支持。在应用上，LonWorks 也取得了较好的成绩，特别在信息采集和控制方面已成为事实上的行业标准。1997年7月 Echelon 允许在牌照管制的条件下将 LonWorks 通信协议用于其他 CPU 上，并委托 Adept Systems, Inc. 在 Motorola 的 32 位微处理器 68360 上开发相关软件。同年 8 月 LonWorks 被 EIA 的集成家庭系统技术委员会 (Integrated Home Systems Technical Committee) 定为家庭网络 (Home Networking) 的标准，编号为 EIA/IS-709。

Echelon 公司与 Motorola 和 Toshiba 两家著名公司合作开发了支持其协议 LonTalk 的系列神经元芯片，用于开发专用的网络设备节点，同时也提供了面向对象的开发语言 Neuronc、节点开发器 (NodeBuilder) 和网络开发器 (LonBuilder)。另外 Echelon 还提供了基于 Windows 操作系统的内嵌 Visio 绘图功能的图形开发环境 (LonMaker)，用户可使用拖放 (Drag-and-Drop) 功能动态在线完成网络节点的配置和相关控制设计。LonWorks 的支持速率可达 1.25Mbps，网上可以连接 32K 个设备节点，通过使用网桥、路由器等手段可以组成较大型的网络系统。其支持媒体有电力线 (PL)、双绞线 (TP)、红外线 (IR)、无线电 (RF)、电缆线 (CX)、光纤 (FO)，并开发了支持多种媒体的接受传送器 (Transceiver)。

LonTalk 通信协议是 Lonworks 技术的核心，它提供了 ISO/OSI 的七层服务，并固化于 Neuron 芯片之中。媒体访问控制采用 Predictive P-Persistent CSMA 算法，该算法保留了以太网协议 CSMA 的优点，同时克服了它在控制方面的缺点，使网络在负载较重的情况

下仍能以接近最大吞吐率进行工作。LonTalk 提供了使用区、子网和结点的分层逻辑寻址方式，提高了寻址效率，使得网络中节点的替换和增加非常方便。LonWorks 提供了功能强大的开发系统，为系统设计及节点开发提供了集成开发环境和工具。

Echellon 公司与 Cisco 公司合作致力于 LonWorks 技术和 IP 技术的结合，其初步产品为 LonWorks 网络到 IP 网络的路由器，实现控制网络与数据网络的透明传输。

LonWorks 技术之所以得到如此广泛的应用，是基于其诸多优良特性：

① 开放性和互操作性 LonWorks 节点中固化在 Neuron 芯片内部的 LonTalk 协议提供了 OSI 参考模型所定义的全部七层服务，支持多种通信媒质。LonTalk 协议使各厂商的产品之间相互兼容，具有很好的互联性和互操作性，便于采用不同厂商的产品对系统进行扩容。协议安全可靠，提高了系统的安全性、准确性和可靠性。

② 分布式无主站控制 LonWorks 网络采用无主站点对点的对等结构，每个节点都能完成控制和通讯功能，部分节点的故障不会造成系统瘫痪，提高了系统的稳定性，降低了维护难度。

③ 系统结构灵活 LonWorks 网络拓扑结构灵活多变，可根据建筑物的结构特点采用不同的网络连接方式，可以最大限度地降低布线系统的复杂性和工作量，提高系统可靠性。

④ 面向对象的设计方法 LonWorks 网络通信采用面向对象的设计方法，引进“网络变量”的概念，使网络通信的设计简化为参数设置，节省了大量的设计工作量，使用开发周期大大缩短。

⑤ 费用较低 可以节省硬件数量与投资；由于分布式结构，节省布线、安装与维护费用。

家庭网络应该包括宽带互联网、家庭互联网和家庭控制网络三方面。这三种网络之间的关系在于：宽带互联网是家庭对外的桥梁，与外界的沟通和互动都是通过它来实现的；家庭互联网是建立在信息家电的基础上的，是一个较低速度的，与互联网很好连接的网络；家庭控制网络则更低一级，只是简单地把智能的家电给控制起来，通讯速度更低，价格更低廉，而且从某种意义上讲，这只是信息家电普及前的一个过渡和补充。

这样，完全可以勾勒出一个信息时代家庭网络的蓝图。首先家里通过宽带互联网基本形成一个与外界联系的高速网络，在它的下面是把信息家电连接成网的家庭互连网络，以及把非智能家电连接成网的家庭控制网络。下面介绍基于 LonWorks 技术的家庭智能控制系统。一般地，从结构上来讲，家庭智能控制网络由家庭智能控制器、家庭布线、传感器/执行器等构成；每一个家庭智能控制器作为智能小区控制网络中的一个智能节点，互连成网并上联至小区综合管理系统，通过小区的局域网联至广域网，配合使用现有的电话线路实现对受控设备随时、随地监控。

从信息组成上来讲，家庭智能化控制网络包括语音信息、数据信息、视频信息以及控制信息等；从功能上来讲，家庭智能控制系统包括安防功能（可视对讲、防盗报警、火灾探测、煤气泄漏报警、玻璃破碎探测以及紧急呼叫按钮）、控制功能（灯光控制、空调控制、门锁控制及其他家用电器的启停控制）、娱乐功能（家庭影院、有线/卫星/闭路电视、交互式电子游戏）、通讯功能（电子邮件、远程购物/教育、三表远传、多功能电话、ISDN、VOD、信息高速公路的接入）等等。控制网络突出的地方是把宽带互联网和家庭网络纳入到家庭控制网络中来，构成一个大的家庭控制网络，其中，各种家用电器通过控制网络联网实现：a. 实现远程开关控制；b. 远程设定：包括温度、湿度设定；多级风速设定；c. 可

以上网,实现网上购物及菜谱下载;d.远程实时查询运行状态;e.电话遥控;f.故障自行诊断及反馈;g.本地机所有功能。

2.5.3 家庭网络布线系统^[29]

家庭网络布线要求解决布线方便和实现即插即用两大基本问题。当前开发家用网络的厂商分为两大阵营,一是以 Microsoft、AMD、Lucent 为首的 Home Run 网络联盟,其技术是高举 xDSL 这面大旗;另一是由 3Com、Cisco 等构成的 Epigram 联盟,它提供通过已有的电视网络来传输图像、声音、数据的整体解决方案。

智能住宅布线应用有如下 3 种类型:

第 1 类 CCCB——Command Control and Communications for Buildings,是控制系统的布线,用以完成对住户生存环境的控制,其应用如消防报警、CCTV、出入口管理、空调自控、照明控制、水/电/煤气三表自动抄送等,这些应用提供了定时、准确、有效、方便的自动化环境的服务。这类布线通常由双绞线及同轴电缆共同构成,拓扑结构可以采用星形、总线形或菊花链形的一种或几种形式的混合。

第 2 类 ICT——Information and Communications Technology,是信息系统的布线,提供信息服务平台,进行信息的管理,其应用如电话、传真、电脑网络、Internet、电子邮件、视频会议、家庭办公(Home Office)以及所有的在电话/电脑网络上附加的越来越多的服务,这要求及时方便的服务。

第 3 类 HE——Home Entertainment and Multimedia,是家庭娱乐和多媒体的布线,其应用如有线电视、卫星电视、家庭影院、交互式视频点播,以及有线电视网络所能提供的所有的功能。此类应用的主要传输媒体一般是同轴电缆,采用总线型配置。但目前也有部分应用利用计算机网络作为传输媒体,用户通过在家中的电视机上加装机顶盒,就可以完成信号的接收和转换。

智能住宅布线系统的特性还表现在它的传输方式的多样性,不同的传输介质都可以找到其应用场合,包括有同轴电缆、双绞线、光纤等类有线方式,以及红外遥控、射频方式、电力线载波方式这三种常见的无线信号传输方式。有线方式具有安全性高、容量大、速率高等方面的优势,而无线遥控器式的控制方式则最适合于家庭。

2.5.4 基于网络环境的制冷家电的设计与功能

网络家电的市场价值主要体现在这几个方面;对制造商来说,通过远程操作,实现家电的安装与维护,可以及时、准确地了解家电的运行状态,提高产品使用和维修的可靠性,大大节省成本,实现产品增值;对用户来说,网络家电在提高生活质量的同时,最大限度地合理利用能源,减少对环境的污染和破坏。联网的各种电器都应具有联网智能化,无网普通化,性能智能化,操作简单化的特点。一旦中断与网络的连接,可以恢复为传统电器来使用,这样就可以保证在低成本下实现电器的高智能化。

我们认为作为信息化的制冷系统,其除了应具备常规制冷系统的特点以外,还应具备以下两个条件:

① 具有完善的通讯联网功能,使人们可从远程计算机上对其进行控制,参数设定,并具有双向通讯功能。

② 采用数字化传感器。数字化传感器是以专用微处理器控制的具有双向通讯功能的先进传感器系统,微处理器能够按照给定的程序对传感器实施软件控制,把传感器从单功能变成多功能,包括自补偿,自校正,自诊断,远程设定,状态组合,信息存储和记忆等功能。

它能够消除许多与模拟电路有关的误差源，从而明显提高测量精确度。这样通过智能住宅内的数字化传感器，可以通过上位机来控制制冷系统的工作。

下面我们就以智能冰箱和智能空调来说明其信息化后的特点。

(1) 有自学习与记忆功能的智能冰箱

冰箱可以说是智能家居中最理想的家庭网络控制中心，因为它是惟一 24h 供电的家电。如智能冰箱，通过条形码扫描仪来对储存和消耗食品进行登记，同时一个 13" 的彩色显示屏可向主人显示食品的保质期，还会提醒主人储存的牛奶等食品是否已快吃完，能将需要重新购买的食品列成购物清单，以方便主人购买。还有在其门上嵌入触摸屏和计算机并连接到互联网的网络冰箱。而其他家用电器，如洗衣机、微波炉、电视等都可与冰箱连接，所以通过网络直接对冰箱控制可以实现对家用电器的控制，这样你可人不在家，通过手机宽带上网，管理你的家电。还可以从网上下载烹调信息，在做饭过程中随时与朋友交流经验，记忆和改进烹调食谱。控制空调可以在主人回家前半小时自动启动。智能冰箱除可通过电话线与因特网相连，上网发送电子邮件，也能用来进行电子购物。智能冰箱可以方便地从网站下载新的程序、菜谱和其他新的功能或根据自己的爱好编制新的程序。这样智能冰箱就成为未来的“厨房电脑”。

(2) 基于网络环境的空调器的设计与功能

对于基于网络环境的空调的功能，分家用空调和中央空调两部分来论述。

① 基于网络环境的家用空调的功能 到了 20 世纪 90 年代以后，人们对舒适性的要求，趋向于自然环境的特征。人们希望空调环境具有能感觉到温度和气流的变化、能感觉到温暖和凉爽、有音乐声、有芳香感和明亮感等特征。总的目的是让人处于一个精神愉快的空调环境中，这就是人们追求的“感知空调阶段或动态自然环境阶段”。要实现这种模拟自然环境，必须采用包括“人体感觉输入控制”、“热环境因素综合控制”、“空气质量控制”、“音、光情景控制”在内的“环境变化控制技术”，环境变化控制技术的实现不仅需要开发出相应的传感器，更重要的是要建立一套符合人体生理和心理需要的人工环境智能控制理论^[30]。

目前在变频空调中，除通常的室内温度传感器、室外温度传感器、室内盘管温度传感器、室外盘管温度传感器外，还设有压缩机温度传感器、排气温度传感器、室外温度传感器。增设的温度传感器通过得到的温度信息，可更合理地控制变频空调的运转状态，达到最佳运转的目的。

为了达到以上目的，除增设温度传感器外，新型变频空调中还有空气污浊度传感器和湿度传感器。空气污浊度传感器用于探测室内空气的二氧化碳的含量，与空调换新风技术相结合，可保持室内空气的清新。湿度传感器用于探测室内空气的湿度，与空调除湿技术和加湿技术相结合，可达到控制室内湿度的目的。

此外，我们还希望空调可以根据不同的季节、气候及用户自己的感觉，自动调节其工作状态，使之成为具有独特个性化的空调，能够对空调进行远程控制，或空调自己能够自己自动调节温度、湿度，使之完全成为智能化的空调。希望制造商能够对空调进行远程检测和维护，让空调可以通过家庭服务器直接从制造商的网站上下下载更新驱动或保护程序，实现新功能的自动扩展。

而实现这一切的惟一方法就是让空调联网，与房间内的其他数字传感器构成家庭控制系统中的空调控制系统，而这一系统又通过家庭网关与家庭互联网系统相连，进而与外部广域网相连。这样，家庭互联网中的服务器就可以成为空调的上级控制器，它就可以接受从数字

传感器, 用户指令及外部的其他相关信息, 来对空调及其他相关电器进行智能化的控制, 换句话说, 即这时, 空调就是信息化家居中的一部分。

② 基于网络环境的中央空调的功能 基于网络环境的中央空调是智能建筑的重要组成部分, 智能化住宅强调人的主观能动性, 重视人与居住系统的协调, 从多方面方便居住者的生活环境, 全面提高生活的质量。为达到这一目的, 网络环境的中央空调控制系统应运用计算机数据处理、自动测量及控制技术, 对智能建筑内的各种分散的空调设备进行自动控制和统一管理, 充分体现“集中管理、分散控制”这一智能建筑的最新控制理念及节约能源, 提高工效的目的。

其具体功能如下:

a. 动态监视控制整个大厦的空调系统 (包括风机盘管控制、冷热水泵旁通控制、冷却塔进水控制等);

b. 通过冷冻水的供/回水温度和流量测量、自动计算出空调系统的冷负荷, 并在楼宇自动化系统的 CRT 上显示;

c. 根据实际的冷负荷通过空调冷冻水机组带的群控装置来决定冷冻水机组的启停数, 以达到最佳的节能效果;

d. 测量并自动控制冷冻水系统供/回水总管的差压, 维持系统要求的差压值;

e. 冷冻水泵/冷却水泵的联锁控制, 当一台冷冻水泵发生故障时, 自动投入备用水泵;

f. 监控空调系统的如下设备: 空调柜机、风机盘管、新风机组、排风机 (含正压风机)、冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔、集水器、冷冻水膨胀水箱;

g. 智能化房间控制系统 实现可靠的单一房间温度控制和空气流量控制, 通过诸如加压/减压, 夜间净化, 早晨预热以及终端调节风量等方式以最大限度地节省能源;

h. 节能控制软件 根据室外的温度相对湿度, 充分发挥自然潜力, 控制空调系统的运行, 节约能源;

i. 制造商能够对中央空调进行远程检测和维护, 让空调可以通过智能住宅内的服务器直接从制造商的网站上下载更新驱动或保护程序, 实现新功能的自动扩展。节约维护成本;

j. 与照明, 窗帘等其他系统及每个房间的主人指令协调工作, 共同达到满意的家居温度控制。

目前, 智能信息家电及智能家居系统的普及尚需解决一些具体问题: 由于还没有统一的互操作规范, 还无法实现设备之间的直接通信; 由于下层多种协议及媒体的存在, 使得网络的集成复杂化; 对家庭网络用户接口的规划缺少研究, 接口的非标准性直接影响到家庭网络市场的普及等等问题。

但智能信息家电及智能家居系统具有的安全、方便、高效、快捷、智能化、个性化的特点, 它对于改善现代人类的生活质量, 创造舒适、安全、便利的生活空间具有非常重要的意义, 因此也具有非常广阔的前景。随着科学技术的发展, 智能信息家电及智能家居系统必将走入千家万户, 而信息化的制冷系统也必将在这个浪潮中扮演重要的角色。

参考文献

- 1 易继错, 侯媛彬编著. 智能控制技术. 北京: 北京工业大学出版社, 1999. 15~25
- 2 李人厚编著. 智能控制理论和方法. 西安: 西安电子科技大学出版社, 1999. 1~15
- 3 中国电工技术学会编. 电工高新技术丛书, 第四分册. 北京: 机械工业出版社, 2000. 34~37

- 4 K J Hunt, et al. Networks for Control System —— A Survey , IEEE Transactions. Automatica . , 1992, 28 (6): 1083~1112
- 5 韦巍著. 智能控制技术. 北京: 机械工业出版社, 1997. 25~40
- 6 王建华, 俞孟葵, 李众 编著. 智能控制基础. 北京: 科学出版社, 1998. 2~8
- 7 徐泽玮. 变频技术在日本家用电器中应用, 变频器世界, 2001 (4): 6~9
- 8 Bose B K. Recent Advance and Future Trends in Power Eletronics and Drives, Proceeding of Second Chinese International Conference on Electrical Machines.
- 9 沈传文. 神经网络智能控制理论及其在电动机控制系统中应用的研究. [学位论文]. 1997
- 10 王洋浩, 俞炳丰. 变频空调器控制系统的技术现状与发展趋势. 制冷学报, 2000, (2): 1
- 11 周艳蕊, 俞炳丰. 家用小型中央空调. 西安制冷, 2001, (2): 45
- 12 Lee C C . Fuzzy Logic in Control System: Fuzzy Logic Controller – Part I, IEEE Trans. On System, Man and Cybernetics. 1990, 20 (2): 404~418
- 13 常东来. 模糊神经网络控制与变频调速控制策略研究. [学位论文]. 1999
- 14 沈传文, 常东来, 苏彦民. 前馈神经网络的二阶学习算法. 西安交通大学学报, 1997 (11): 101~106
- 15 常东来, 沈传文. 神经元逆控制在异步机调速系统中的应用. 电力电子技术, 1998 (1): 25~27
- 16 Y S Kung , C M Liaw, M S Ouyang. Adaptive Speed Control for Induction Motor Drives Using Neural Networks. IEEE Trans on IE, 1995, 42 (1): 25~32
- 17 TMS320F/C240 DSP Controller Reference Guide. Texas Instruments. 1999
- 18 苏彦民, 李宏. 交流调速系统的控制策略. 北京: 机械工业出版社, 1998. 78: 45~48
- 19 张承慧等. 变频调速及其控制技术的现状及发展趋势. 变频器世界, 2001 (12): 3~9
- 20 冯焱生. 从环保和 IT 的视点看变频调速技术的动向. 变频器世界, 2001 (9): 3~5
- 21 David Leggate and Russel J Kerkman. Pulse-Based Dead-Time Compensator for PWM Voltage Inverters. IEEE Trans. IE. 1997, 44 (2): 191~197
- 22 俞炳丰, 沈传文. 变频技术在家用电气中应用的现状和进展. 电器制造商, 2001, (12): 48
- 23 田怀璋等. 电子膨胀阀技术综述. 流体工程, 1992, 20: 7~14
- 24 方贵银, 李辉. 新型空调器结构与维修技术. 机械工业出版社, 2001. 178~180
- 25 王强. 新型变频技术在家用变频空调中的应用及可靠性分析. 家用电器科技, 2000 (1): 17~21
- 26 刘明宽, 王飞跃等. 国外智能信息家电的现状与发展趋势. 电器制造商, 2001 (6)
- 27 陈龙. 智能住宅中的信息家电. 建筑电气杂志, 2001 (5): 18~26
- 28 刘文柱. Lonworks 技术在家庭网络中的应用. 建筑电气杂志, 2002 (1): 58~63
- 29 陈龙. 智能住宅与家居布线. 建筑电气杂志, 2001 (2): 22~29
- 30 彦启森, 石文星. 空调器的发展历程与展望. 清华同方月刊, 2001 (3): 8~10

3 蓄冷技术

3.1 蓄冷技术的基础知识

蓄冷技术是一门关于低于环境温度热量的储存和应用技术，是制冷技术的补充和调节。低于环境温度的热量通常称作冷量。人们的生活和生产活动在许多时候要用到冷量，但是，有些场合缺乏制冷设备，有些时段不能使用制冷设备就需要借助蓄冷技术解决用冷需要。蓄冷技术更多的是用在解决制冷设备定常制冷量与用冷负荷起伏的不平衡矛盾上。蓄冷技术的内容包括，根据用户对冷量的具体需求选择或配制合适的蓄冷材料，合理设计蓄冷装置，有效地实行冷量的储存和释放。一般层次的蓄冷技术是指它的应用技术，它是在已选定蓄冷材料的基础上，根据应用场合的不同，进行蓄冷量的匹配设计和蓄冷、释冷速率的计算。较深层次的蓄冷技术包括蓄冷材料的探索、设计，蓄冷材料热物性测试，蓄冷、释冷过程传热特性的计算与实验。

蓄冷方法有显热蓄冷和相变潜热蓄冷两大类，在蓄冷空调中的水蓄冷空调是显热蓄冷，冰蓄冷空调和优态盐水合物（PCM）是相变潜热蓄冷。

蓄冷的温度受到冷源温度和用冷温度的限制，进行蓄冷工程设计和蓄冷技术的研究，一定要弄清蓄冷的特定温度范围。

蓄冷工程设计包括：蓄冷负荷设计、蓄冷材料选择、蓄冷和释冷方式设计。蓄冷工程设计中若干重要技术参数是：

- ①冷源温度、蓄冷温度、用冷温度；
- ②比容积蓄冷量、理论最大蓄冷量、实际蓄冷量；
- ③蓄冷速率、放冷速率。这些问题将在本章中逐步加以讨论。

3.1.1 应用背景

蓄冷技术的直接应用目的是平衡冷量的供应，提高制冷设备效率，降低供冷成本。凡有用冷量波动、间歇的场合，制冷机与用冷量不匹配的场合均可利用蓄冷技术来解决。例如，冰箱蓄冷是为了解决一旦遇到停电，用蓄积的冷量补偿停电时从环境传入冰箱内的热量，以维持冰箱低温，保证被冷冻的食物不变质。又如商场、剧院、写字楼等，深夜间是不用空调的，而白天的午后空调用冷量很大，这些场合就可以用蓄冷空调技术来解决。

近几年，我国电力发展很快，普遍缺电状况已得到根本改善，但随着电力消费量的增加，电网负荷在白天与深夜有很大的峰谷差的矛盾愈加突出。平衡电网负荷，可以采取调节电厂发电能力或调节用户负荷的两种方法解决。调节电厂发电能力的方法，除水电外，对火力发电机组的发电功率的调节是困难和不经济的，核电要求供电平稳；若采用建抽水蓄能电站方法，其一次性投资很大，由于水泵、电机的效率影响，储能的回收率也只60%多，蓄能成本很高。例如，十三陵抽水蓄能电站，安装4台20万千瓦机组，投资达27亿元，据测算，用它填补高峰负荷时其发电成本每千瓦小时高达1.3元，为常规高峰电价的2.5倍；另外最大的问题是电网容量有限，即使电厂可以增加峰电供应，也因供电网能力的限制，对用

高峰期，电价也贵。鉴于常规空调对变动空调负荷的不协调、不经济，科研工作者和空调工程师提出和设计了种种蓄冷空调方案，有效地弥补了常规空调系统的不足。

图 3-2 所示是蓄冷空调系统基本原理示意图，它在常规空调系统的供冷循环系统中增添了一个既是与蒸发器并联也是与空调换热器并联的蓄冷槽，并增添一个水泵 2 和两个阀门。这样，原供冷循环回路就可以出现以下几种新的循环方式：

① 常规空调供冷循环，此时蓄冷槽不工作，阀 1 开、阀 2 关，水泵 1、2 开；制冷机直接供冷。

② 蓄冷循环，此时空调换热器不工作，阀 1 关、阀 2 开，水泵 1 开，水泵 2 关；制冷机向蓄冷槽充冷。

③ 联合供冷循环，此时蒸发器和蓄冷槽联合向空调换热器供冷，阀 1、阀 2 开，水泵 1、水泵 2 开；此循环也称部分蓄冷空调循环，因为执行此循环时，蓄冷只是补充制冷机供冷不足部分的空调负荷。这种供冷方式是蓄冷空调遇到的大部分情况，也是以下要重点讨论的问题。

④ 单蓄冷供冷循环，此时制冷机停止运行，水泵 1 停，阀 1、阀 2 开，水泵 2 开，空调负荷全部由蓄冷槽的冷量来提供。此循环也称全量蓄冷空调循环。

全量蓄冷空调与部分蓄冷空调在系统的设计和选型上是有区别的。因此，蓄冷空调的设计首先面临的是要确定采用全量蓄冷空调或是部分蓄冷空调。

3.1.3 蓄冷空调设计的基本步骤

- ① 确定典型设计日的空调负荷；
- ② 选择蓄冷方式；
- ③ 确定制冷主机和蓄冷装置的容量；
- ④ 确定运行策略和设计系统循环流程；
- ⑤ 选择配套设备；
- ⑥ 计算蓄冷期和蓄冷供冷期的制冷负荷与蓄冷供冷负荷逐时运行图；
- ⑦ 经济分析，求得蓄冷空调增加投资的回收期。

(1) 空调负荷图

对于许多空调工程的设计来说，空调负荷一般是根据建筑物的类别按标准规范或一些经验数据来选取，例如，文献 [2] 提供的夏季空调制冷系统负荷的概算指标：

办公楼（全部）	95~115	W/m ²
超高层办公楼	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

显然上述的概算数据只能作为常规空调的制冷机容量选择和空调换热器选择的参考，根本不能用于作蓄冷空调用。正确制作日空调负荷图、月空调负荷图是进行蓄冷空调设计的前提。空调日负荷图可用直角坐标图来表示，横坐标为时间轴，分 24h 间隔，纵坐标为空调负荷轴，用千瓦（kW）或冷吨（RT）表示。作图时，把每小时的空调负荷表示在空调日负荷图上即可，如图 3-3 所示。

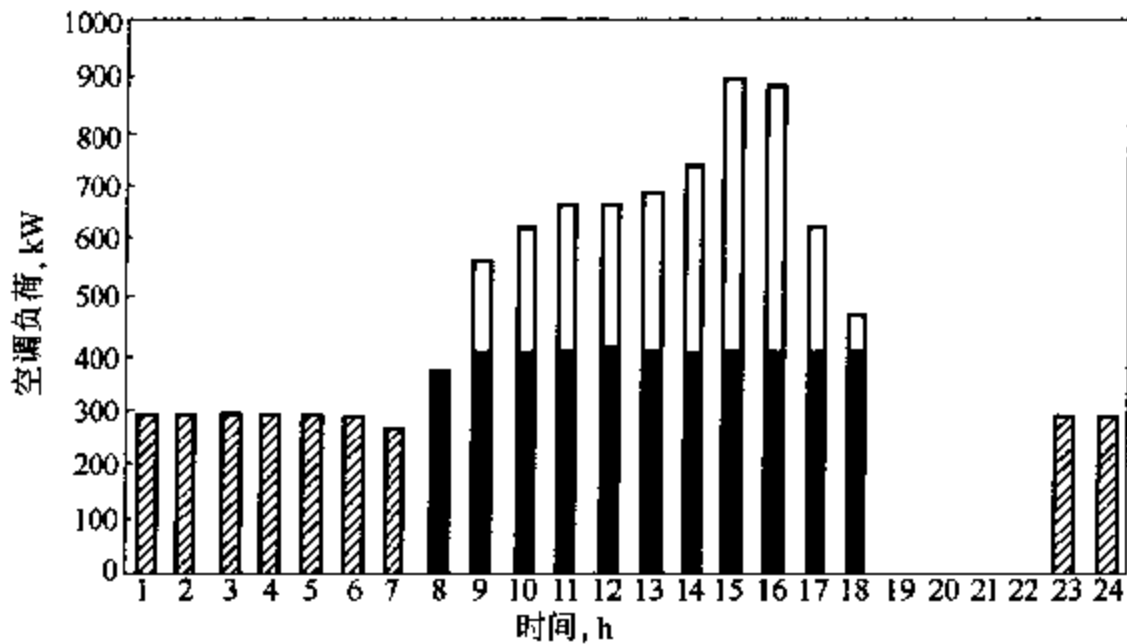


图 3-3 空调日负荷图

□—蓄冷槽取冷量；■—冷机空调工况制冷量；▨—冷机蓄冷工况制冷量

空调的目的是要保持室内的温度和湿度在一定范围内。室内产生的或从室外传入的热量和湿气都影响室内温度和湿度，构成空调的负荷。室内热源产生的负荷 Q_{in} 由人、灯和用电设备等构成。人体的散热和散湿量与年龄、性别、活动情况及环境温度有关，一般来说坐着工作每人散热量约 100W，站或轻工作的约 150W，一般工作或中度工作在 200W 以上，活动量增加所散发的热量中主要是潜热，即吐出的湿气增加^[2]。

灯和电热设备散发的热量易从灯和电热设备的电功率直接算出。电动机工作散发在室内的热量可分两种情况，一种是有功能被带出室外，例如电动机带动压缩机，压缩空气或制冷工质因焓值增加而把有功能带出室外，其散发在室内的热量应当是

$$Q_{I,D} = (1 - \eta_1 \eta_2) N \quad (3-1)$$

式中 η_1 ——电动机的效率；

η_2 ——电动机带动设备的效率。

室外热源造成的热负荷 Q_{out} 由太阳直射或天空辐射穿过窗户进入室内的热量 $Q_{out,1}$ 和通过外墙、屋顶等的围护结构传入室内的热量 $Q_{out,2}$ 构成。

从窗户传入的热量与窗口朝向和太阳位置密切相关，其数量在每平方米几十至几百瓦不等，较准确的计算可参考文献^[2]。对于空调房间来说，一般要求窗户在夏季有一定遮阳度，采用双层窗结构，屋内使用带反射的厚窗帘来避免太阳直射和减少室外通过玻璃窗传入室内的热量。这些措施极大地减小了从窗户传入的热量。每平方米从窗户传入的热量可从 200~400W 降到 100W 以下。

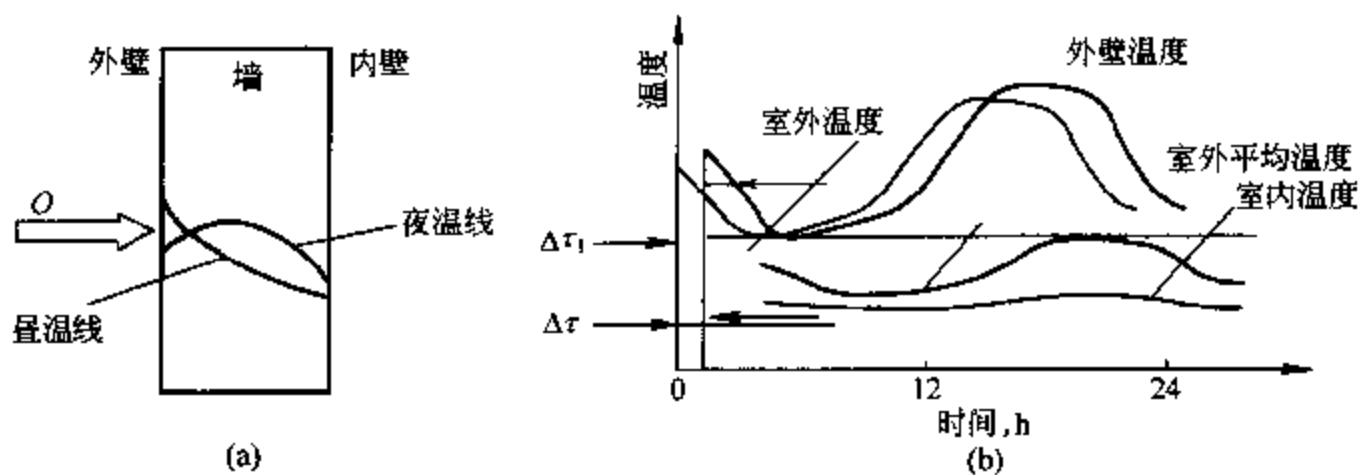


图 3-4 环境温度影响示意图

从围护结构传入室内的实际热量的计算十分复杂，因为它非稳态变边界条件的热传导问题。其基本的传热情况见示意图 3-4。图 3-4 (a) 是一堵墙的传热模型，在白天从室外向室内传热，墙体内温度分布呈上凹曲线状，这是由墙壁热容影响所致，此时传入室内的热量小于稳态导热热量；在晚间，室外空气降温较快，外壁对外环境散热，墙体内高温处继续向室内侧传热，墙体内温度分布呈下凹状。图 3-4 (b) 表示墙外壁表面、墙内壁表面、室内空气的温度与室外环境温度的定性关系，墙外壁温度变化情况接近于室外环境温度的变化规律，在无太阳辐射情况下，墙外壁温度的变化略滞后于室外环境温度的变化；在有太阳辐射情况下，墙外壁温度可能高于室外环境温度；墙内壁表面的温度变化滞后于墙外壁温度的变化，滞后时间与墙的热扩散系数有关，一般来说，墙的导热能力差，热容大滞后时间就长，通常滞后时间在 1~2.5h。另外，墙内壁表面温度变化的幅度远小于墙外壁温度变化的幅度，二者的变化幅值之比也与墙体情况有关，它可以通过计算或实验求得。

对于室内空调负荷而言，直接与墙内壁表面的温度变化相关，初步判断，空调负荷的高温是出现在室外环境温度最高时之后 1~2.5h；其从室外经墙壁传入室内的平均热负荷可近似用室外壁表面的当量温度 t_f 与室内温度差由下式算出

$$Q_{OUT,2} = KF(t_f - t_n) \quad (3-2)$$

式中 K 为结构物（外墙或屋顶）的传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ； F 为该结构的传热面积， m^2 ； t_n 为室内空气温度， $^\circ C$ ； t_f 为外墙壁当量温度， $^\circ C$ 。

暖通设计规范规定的室外空气参数见文献 [2]。设计规范值或文献中的推荐值都只是作一般空调设计用，对于蓄冷空调仅有参考作用，因为它没有反映与外界气温变化的关系。准确的外壁当量温度 t_f 需通过详细计算后才能得到，可以认为墙外壁当量温度 t_f 是由外环境的平均温度 t_{OUT} 与当量辐射平均温度 t_{SUN} 组成，用下式表示

$$t_f = t_{OUT} + t_{SUN} \quad (3-3)$$

当量辐射平均温度 t_{SUN} 与墙的朝向、所处的纬度和太阳位置有关，竖墙的 t_{SUN} 量级在 3~5 $^\circ C$ ，屋顶板可高过 10 $^\circ C$ 。

对于蓄冷空调而言，不仅要知道平均冷负荷，还要了解变动的冷负荷，墙内壁表面温度的变化是空调负荷变动的直接因素，但它的变动与外环境温度变化成比例。因此，在不同时刻空调负荷量仍可仿式 (3-2) 写为

$$\tilde{Q}_{OUT,\tau} = KF(t_{f\tau} - t_n) \quad (3-2)$$

式中 $\tilde{Q}_{OUT,\tau}$ 为设计日在 τ 时刻经围护结构传入室内的热量， W ； t_n 为室内设定温度， $^\circ C$ ； $t_{f\tau}$ 为设计日在 τ 时刻的当量温度， $^\circ C$ 。

t_n 据设计规范或用户需求确定。 $t_{f\tau}$ 可由超前 $\Delta\tau_2$ 时间的室外环境温度和辐射当量温度之和近似计算获得，即

$$t_{f\tau} = t_{\tau+\Delta\tau} + t_{SUN,\tau+\Delta\tau} \quad (3-4)$$

τ 时刻的室外空气温度可用下式估算

$$t_\tau = t_{max} - \alpha_\tau \Delta t_{max} \quad (3-5)$$

式中 t_{max} 为设计日最高温度， $^\circ C$ ，可从文献 [2] 查得； Δt_{max} 为设计日最高气温与最低气温之差（又名日较差）， $^\circ C$ ，见表 3-1； α_τ 为与 τ 时刻有关的系数，见表 3-2。

在工程初步设计时，可以借鉴于一些统计资料作为计算指标，如表 3-3。

表 3-1 最高温度差 Δt_{\max}

℃

地名	Δt_{\max}	地名	Δt_{\max}	地名	Δt_{\max}	地名	Δt_{\max}
齐齐哈尔	10.9	包头	13.3	合肥	7.5	汕头	6.0
哈尔滨	9.7	太原	11.7	杭州	7.3	广州	7.0
长春	9.4	北京	9.6	宁波	7.3	海口	8.0
沈阳	8.9	天津	7.9	南昌	8.0	桂林	8.9
大连	5.6	石家庄	9.8	福州	8.3	南宁	8.8
乌鲁木齐	12.0	济南	9.1	厦门	6.7	成都	7.8
西宁	13.0	青岛	6.7	郑州	9.9	重庆	8.1
兰州	12.7	上海	7.1	洛阳	9.6	贵阳	8.0
银川	11.5	徐州	8.3	武汉	8.1	昆明	7.1
西安	11.3	南京	7.7	长沙	8.5	拉萨	11.8
呼和浩特	12.5	无锡	7.2				

表 3-2 α_r 值

时间 τ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
α_r	0.86	0.92	0.96	0.99	1.00	0.95	0.85	0.70	0.54	0.98	0.25	0.14
时间 τ	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
α_r	0.07	0.02	0.00	0.03	0.10	0.20	0.33	0.46	0.57	0.66	0.74	0.81

在初步设计过程或者设计者难以进行典型设计日逐时负荷计算时,可采用系数法根据峰值负荷估算典型设计日逐时冷负荷或典型设计日日总冷负荷。表 3-4 给出几种类型建筑的逐时冷负荷系数,可依此计算典型设计日逐时冷负荷。表中以峰值小时负荷为 1。在计算或估算出峰值小时负荷以后,就可根据建筑物类型取表中所列数值得出典型设计日逐时冷负荷。但是请注意,影响逐时冷负荷的因素颇多,即使完全相同的建筑,朝向不同,其逐时负荷分布也不相同;再者,我国各地区各类建筑空调逐时运行负荷尚未全面调查统计,因此,表中所列数据仅供估算参考。

表 3-3 有关建筑空调房间单位面积冷负荷指标^[3]

房间名称	室内人数	新风		建筑冷负荷	人体冷负荷	照明及设备冷负荷	小计	新风冷负荷	总冷负荷	
	m ² /人	m ³ /(h·人)	m ³ /(h·m ²)	W/m ²	W/m ²	W/m ²	W/m ²	W/m ²	W/m ²	
1. 宾馆、饭店	客房	10	25	2.5	60	7	20	87	27	114
	酒吧	2	25	12.5	35	70	15	120	136	256
	中餐厅	1.5	25	17.5	36	11.6	20	170	190	360
	西餐厅	2	25	12.5	40	84	17	141	136	277
	宴会厅	1.25	25	20	30	134	30	194	216	410
	中庭	8	18	2.25	90	17	60	167	24	191
	小会议室	3	25	8.5	60	43	40	143	92	995
	大会议室	1.5	25	17.5	40	88	40	168	190	358
	理发美容室	4	25	6.25	50	41	50	141	67	208
	健身房	5	60	12	35	87	20	142	130	272
	弹子房	5	30	6	35	46	30	111	65	176
	棋牌室	2	25	12.5	35	63	40	138	136	274
	舞厅	5	33	11	20	97	20	137	119	256
	办公	10	25	2.5	40	14	50	124	27	151
小卖部	5	18	3.6	40	31	40	111	40	151	

续表

房间名称	室内人数	新风		建筑冷负荷	人体冷负荷	照明及设备冷负荷	小计	新风冷负荷	总冷负荷	
	m ² /人	m ³ /(h·人)	m ³ /(h·m ²)	W/m ²	W/m ²	W/m ²	W/m ²	W/m ²	W/m ²	
2. 科研办公楼	科研办公	5	20	4	40	28	40	108	43	151
	门厅	3.5	0	0	47	47	60	154	0	154
	会客和接待	3.5	25	7.5	40	42	20	102	81	183
	图书阅览	10	25	2.5	50	14	30	94	27	121
	展览厅 陈列室	4	25	6.25	58	31	20	0.9	68	177
	会堂报告厅	2	25	12.5	35	58	40	133	136	269
3. 公寓、住宅	10	50	5	70	14	20	104	54	158	
4. 商场	底层	1	12	12	35	160	40	235	130	365
	二层	1.2	12	10	35	12.8	40	203	104	307
	三层以上	2	12	10	35	12.8	40	203	104	307
5. 影剧院	观众厅	0.5	8	16	30	228	15	273	174	447
	休息厅	2	40	20	70	64	20	154	216	370
	化妆室	4	20	5	40	35	50	125	55	180
6. 体育馆	比赛馆	2.5	15	6	35	65	40	140	65	205
	休息厅	5	40	8	70	27.5	20	117	86	203
	贵宾室	8	50	6.25	58	17	30	105	68	173

注:1. 中庭层高 4.5m,若层高增加 2m,则冷负荷增加 20%。

2. 本表总负荷为瞬时最大负荷,在求建筑物总冷负荷时,应考虑各空调房间同时使用系数 0.7~0.8。

表 3-4 逐时冷负荷系数

时间	写字楼	宾馆	商场	餐厅	咖啡厅	夜总会	保龄球馆
1		0.16					
2		0.16					
3		0.25					
4		0.25					
5		0.25					
6		0.50					
7	0.31	0.59					
8	0.43	0.67	0.40	0.34	0.32		
9	0.70	0.67	0.50	0.40	0.37		
10	0.89	0.75	0.76	0.54	0.48		0.30
11	0.91	0.84	0.80	0.72	0.70		0.38
12	0.86	0.90	0.88	0.91	0.86	0.40	0.48
13	0.86	1.00	0.94	1.00	0.97	0.40	0.62
14	0.89	1.00	0.96	0.93	1.00	0.40	0.76
15	1.00	0.92	1.00	0.86	1.00	0.41	0.80
16	1.00	0.84	0.96	0.72	0.96	0.47	0.84
17	0.90	0.84	0.85	0.62	0.87	0.60	0.84

续表

时间	写字楼	宾馆	商场	餐厅	咖啡厅	夜总会	保龄球馆
18	0.57	0.74	0.80	0.61	0.81	0.76	0.86
19	0.31	0.74	0.64	0.65	0.75	0.89	0.93
20	0.22	0.50	0.50	0.69	0.65	1.00	1.00
21	0.18	0.50	0.40	0.61	0.48	0.92	0.98
22	0.18	0.33				0.87	0.85
23		0.16				0.78	0.48
24		0.16				0.71	0.30

将室内产生和从室外传入的热量相加即可得到不同时刻的空调负荷, 并作出设计日空调负荷图。并据日逐时空调负荷算出典型设计日总空调负荷 Q_0

$$Q_0 = \sum_{i=1}^{24} Q_i \quad (3-6)$$

式中 Q_i 为典型设计日的第 i 小时空调负荷, $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

日空调负荷图是进行蓄冷空调设计的依据。同样根据不同月份的环境气温情况, 可做出各月空调负荷图。月空调负荷图是计算空调运转费和进行蓄冷预测控制所需的资料。

(2) 蓄冷量选择原则

蓄冷空调的设计是新事物, 还没有可依据的标准规则, 此处参考文献 [4] 提出了蓄冷量选择的两个原则, 即能量平衡原则和最佳经济效益原则。

① 能量平衡原则 能量平衡原则有总量平衡和供冷功率与负荷平衡两个方面。

a. 总量平衡 在一天低谷电价时间内蓄积的有效蓄冷量, 应当等于日空调总负荷与空调使用期内制冷机所提供的冷量之差, 即

$$Q_s = Q_0 - Q_d \quad (3-7)$$

式中 Q_s 为日有效蓄冷量, $\text{kW} \cdot \text{h}$, $Q_s = N_s \text{COP}_s \tau_s \eta_s$; Q_0 为日空调总负荷, $\text{kW} \cdot \text{h}$, $Q_0 = \sum_{\tau=1}^{24} q_{0\tau}$; Q_d 为空调使用期制冷机所提供的冷量, $\text{kW} \cdot \text{h}$, $Q_d = N_d \text{COP}_d \tau_d$; τ_s 为日低谷电价蓄冷时间, h ; τ_d 为日空调使用时间, h ; $q_{0\tau}$ 为第 τ 小时的空调负荷, kW/h ; η_s 为蓄冷效率, 与蓄冷槽热损情况有关; N_s , N_d 分别为蓄冷制冷机和空调制冷机的电机功率, kW ; COP_s , COP_d 分别为蓄冷制冷机和空调制冷机的制冷系数。

b. 供冷功率与负荷平衡 在空调负荷峰值期, 蓄冷设备提供冷量 q_{sr} 的能力应大于或等于峰值空调负荷 q_{0p} 与空调制冷机制冷量 q_d 之差值, 即

$$q_{sr} = q_{0p} - q_d \quad (3-8)$$

式中 q_{0p} 为日峰值空调负荷, kW ; q_d 为空调期制冷机的供冷量, kW ; q_{sr} 为单位时间蓄冷设备的供冷量, kW , 这是蓄冷设备重要技术指标, 与蓄冷设备、蓄冷方式有很大关系, 将在以下内容中讨论。

② 最佳经济效益原则 最佳经济效益原则总是许多工程设计追求的目标, 它涉及的参数很多, 随用户要求侧重点不同设定的目标函数也可能不同, 结论也将不是惟一的。以下从几个不同角度进行探讨。

a. 制冷设备最充分利用原则 此原则也可理解为初投资最省原则。当夜间低谷电价时间 τ_s 和需用空调时间 τ_d 内制冷设备作全负荷运转, 据式 (3-8) 可以得到所选用制冷机压缩机电功率

$$N_s = \frac{Q_0}{COP_s \tau_s \eta_s + COP_d \tau_d} \quad (3-9)$$

据此原则, 日有效蓄冷总量 Q_s 为

$$Q_s = N_s \eta_s COP_s \tau_s \quad (3-10)$$

定义日有效蓄冷总量即有效蓄冷供冷量占日空调总负荷的份额为蓄冷有率 ζ

$$\zeta = \frac{Q_s}{Q_0} \quad (3-11)$$

把根据制冷设备最充分利用原则确定的蓄冷占有率称为第一最佳蓄冷占有率, 记作 ζ_{p1} , 则

$$\zeta_{p1} = \frac{1}{1 + \frac{COP_d \tau_d}{COP_s \tau_s \eta_s}} \quad (3-12)$$

由式 (3-12) 可知, 白天使用空调时间长短与蓄冷份额 ζ_{p1} 有密切相关, 例如, $COP_s = 2$, $COP_d = 3$, $\eta_s = 0.95$, $\tau_s = 8$, 当 $\tau_d = 12$ 时, $\zeta_{p1} = 0.297$; 当 $\tau_d = 8$ 时, $\zeta_{p1} = 0.388$, 当 $\tau_d = 6$, $\zeta_{p1} = 0.458$ 。可见, 空调使用期短, 蓄冷份额增大。

通常, 30% 的蓄冷份额是经常用到的。本原则对于空调和蓄冷都用相同制冷机组的情况比较适合。

b. 规定投资回收期限原则 用户采用蓄冷空调可能增加初投资, 但能通过夜间蓄冷期的电价优惠及节省运行费中得到好处。随各地电价政策、用户用冷需求、蓄冷空调设计方案等不同, 用户回收其所增加投资的年限和在规定期内的收益是不同的。一般来说, 随着当地峰谷电价差的增大和规定回收投资年限的延长, 蓄冷占有率 ζ 增大为宜, 反之, 减小为宜。据此原则确定的蓄冷占有率称作第二最佳蓄冷份额, 记作 ζ_{p2} , 由下式导出:

$$m_s (B_0 - B_s) = A_0 - \zeta (A_0 - A_s) \quad (3-13)$$

$$\zeta_{p2} = \frac{A_0 - m_s (B_0 - B_s)}{A_0 - A_s} \quad (3-14)$$

式中 m_s 为设定的回收年限, 年; A_0 为单位日冷负荷常规空调系统制冷机组的固定费用, 元/(kW·h·日⁻¹); A_s 为单位日冷负荷蓄冷空调系统的制冷机和蓄冷装置的固定费用, 元/(kW·h·日⁻¹); B_0 为单位日冷负荷常规空调系统的一年运行费, 元/[(kW·h/日)·年]; B_s 为单位日冷负荷蓄冷空调系统的一年运行费, 元/[(kW·h/日)·年]。

③ 空调负荷波动比原则 对于在蓄冷空调的目的是用蓄冷量补偿过大的空调负荷使室温稳定的情况, 在最初设计时, 也可以据外环境温度波动推算空调负荷波动, 从而估算所需蓄冷量。为此, 定义由外环境温度变化引起的空调负荷波动量与其传入热量之比, 简称随外温负荷变动比 p_{OUT} , p_{OUT} 可由下式计算。

$$p_{OUT} = \frac{k_p \Delta t_{max}}{(t_f - t_n)} = \frac{k_p \Delta t_{max}}{(t_{OUT} + t_{SUN} - t_n)} \quad (3-15)$$

式中 k_p 为外温负荷变动比系数; Δt_{max} 为日最大温差, °C; k_p 可通过对实际墙体结构的温度场的计算或实验获得, 一般小于 0.5; Δt_{max} 见表 3-1。

3.1.4 蓄冷空调的蓄冷剂选择原则

通常, 选择蓄冷空调的蓄冷剂采用以下一些原则或标准。

(1) 温度条件 蓄冷剂可利用其显热和相变潜热两种型式蓄冷。通常显热蓄冷可用于空

调的温度限在空调回水温度（12℃）以下；利用相变潜热的蓄冷相变温应高于制冷机蒸发温度并低于空调回水温度，同时应留出蓄冷材料在凝固和融化时所需的温差，这温差通常是1~2℃。一般离心式制冷机组的蒸发温度约4℃，蓄冷剂的最佳相变温度为6℃；对于活塞式或螺杆机组，在节流阀做相应调整后蒸发温度为-8~-6℃，相变温度可低至0℃。相变材料应充分注意到过冷度问题。蓄冷空调蓄冷剂温度范围示于图3-5。

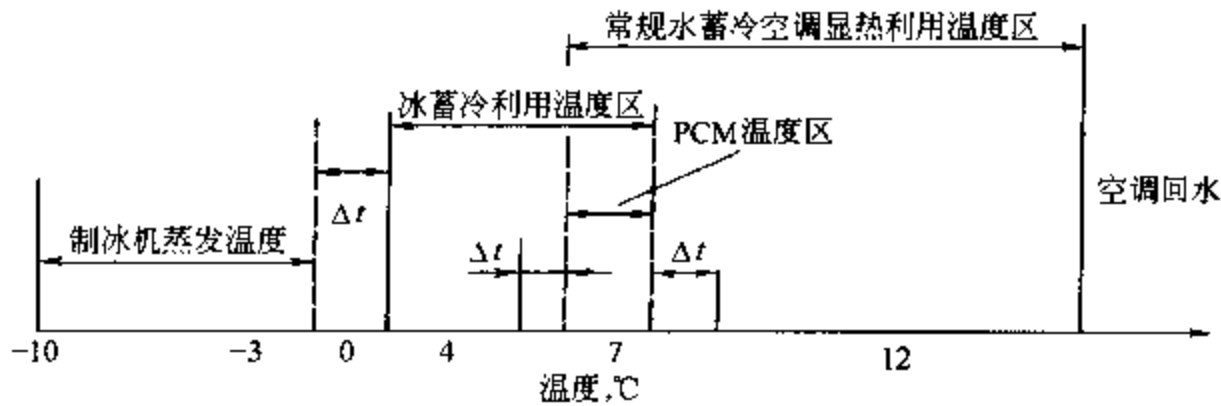


图 3-5 蓄冷空调蓄冷剂温度选择图

从上述分析来说，蓄冷空调相变材料最佳的融点和凝固点在5~6℃。由于目前尚无适合此熔点温度的天然材料，所以通过配制复合共晶盐合物和制作适当的气体水合物（暖冰）来解决此问题^[5]，难度很大。

(2) 热物性条件 作为蓄冷剂的热物性要求主要是：单位容积的蓄冷量，即蓄冷密度要大；材料的传热性能要好，即热导率要大；热稳定性要好，即经多次反复使用其蓄冷密度应当不变，或没有明显衰减；热膨胀性要小。几种常见空调用蓄冷剂的热物性见表3-5。

表 3-5 几种空调用蓄冷剂的热物性值表

名称	熔点 ℃ (°F)	过冷度 ℃ (°F)	融解热 kJ/kg	比热容 kJ/(kg·℃)	热导率 W/(m·℃)	密度 kg/m ³
水				4.20	0.60	999.98
冰	0	6~1	334.4	2.0	2.2	917
共晶盐 T41	5 (41)		125.6		0.5~0.6	
共晶盐 T47	8.3 (47)		95.5			1490

注：表中水的热物性取280K时的物性。

(3) 经济性条件 经济性条件要求蓄冷剂来源广泛，廉价。

(4) 环保条件 对人、设备和环境无毒、无腐蚀、对环境无污染。

从以上几个条件来衡量，空调用蓄冷剂可以据具体情况选择水、冰或优态共晶盐(PCM)材料。选用气冰条件暂不成熟。

3.1.5 蓄冷空调的经济分析

蓄冷空调是新生事物，它是否能在市场的竞争中得到发展，不仅仅取决于电力部门平衡电网负荷的需求，更主要是看这一技术是否能为用户带来较大经济效益。因此，蓄冷空调的经济分析是十分需要的，它是设计者选择最佳设计方案的评价标准，是电力部制定峰谷电价差政策的依据，是用户投资回报的指南。本节用文献[4]介绍的经济分析法，对蓄冷空调与常规空调系统作经济比较。

空调系统由两大部分组成，一是制冷机组的冷源系统，二是冷水输运与末端的盘管风机系统。暂且约定空调规范规定的空调冷水温度范围是7~12℃，那么，蓄冷空调与常规空调系统经济分析可集中于制冷机组的冷源系统。

日总冷负荷的设计值为 Q_0 常规空调系统制冷机组在 m 年内消耗的经费 C_0 由设备费 A_0 和运行费 B_0 两部分组成, 可用下式计算:

$$C_0 = Q_0 (A_0 + B_0) \quad (3-16)$$

$$A_0 = \frac{C_1 + C_2 + K_1 C_3}{COP_0} \times \frac{1}{\tau_0} \quad (3-17)$$

$$B_0 = n \left(\frac{\eta_0 F_p}{COP_0} + F_r \right) \quad (3-18)$$

式中 C_1 为 1kW 轴功率制冷机组的费用, 元/kW; C_2 为 1kW 轴功率制冷机组的建筑费用, 元/kW; C_3 为 1kW 轴功率制冷机组的电力增容费用, 元/kW; K_1 为变压装置的安全供电系数; COP_0 为常规空调系统的制冷系数; τ_0 为设定的日供冷时间, h/日; n 为设定的空调系统年运行天数, 日/年; F_p 为高峰电价, 元/kW·h; F_r 为制冷设备平均管理维修费; η_0 为制冷机实际使用系数, 定义为全年中实际使用空调的日平均时间与设计的日使用空调时间之比, 它可近似由空调使用期的实际日平均室内外温度差与设计的温度差之比获得。

日负荷 Q_0 的蓄冷空调系统制冷机组在 m 年内消耗的经费 C_s 由设备费 A_s 和运行费 B_s 两部分组成, 可用下式计算:

$$C_s = Q_0 (A_{s0} + A_{s1} + mB_{s0} + mB_{s1}) \quad (3-19)$$

式中 A_{s0} 为蓄冷占有率为 ζ 时单位日冷负荷的蓄冷空调系统的制冷机组费用, 元/(kW·h)·日⁻¹; A_{s1} 为在蓄冷占有率为 ζ 时单位日冷负荷的蓄冷空调系统的蓄冷设备费用, 元/(kW·h)·日⁻¹; B_{s0} 为蓄冷空调系统对单位日冷负荷在一年内所用的平价和高价电运行费(包括管理费), 元/[(kW·h/日)·年]; B_{s1} 为日冷负荷为 1 (kW·h) 时蓄冷空调系统一年的低电价期运行费(包括管理费), 元/[(kW·h/日)·年]。

制冷机组的费用 A_{s0} 应当分两种情况考虑, 一种是在蓄冷量小于 ζ_{p1} 时, 制冷机组的费用应按白天空调满负荷运行的制冷机组的容量计费; 另一种是当蓄冷量大于 ζ_{p1} 时, 制冷机组的费用应按晚间蓄冷用满负荷运行的制冷机组的容量计费。于是式 (3-20) 各项具体表示为

$$A_{s0} = \frac{(1-\zeta)(C_1 + C_2 + K_1 C_3)}{COP_0 \cdot \tau_1} = (1-\zeta) A_0 \frac{\tau_0}{\tau_1}, \dots (\zeta_1 \leq \zeta_{p1}) \quad (3-20)$$

$$A_{s0} = \zeta A_1, \dots (\zeta \geq \zeta_{p1})$$

$$A_1 = \frac{(C_1 + C_2 + K_1 C_3)}{COP_s \tau_s \eta_s} \quad (3-21)$$

$$A_{s1} = \frac{\zeta F_s}{\eta_s} \quad (3-22)$$

$$B_{s0} = n \left[\frac{\eta_s F_p}{COP_0} + F_r (1-\zeta) \right] \quad (3-23)$$

$$B_{s1} = n \zeta \left(\frac{K_z F_v}{COP_s \eta_s} + F_r \right) \quad (3-24)$$

式中 τ_s 为每天充冷时间, h/日; τ_1 为蓄冷空调系统中制冷设备白天运行时间, h/日; η_s 为蓄冷效率, 与装置的蓄冷系数有关; ζ_{p1} 为第一最佳蓄冷占有率, 由式 (3-12) 确定; K_z 为因蓄冷、放冷循环泵消耗电力所增加的用电系数; F_v 为低谷期电价, [元/(kW·h)]; F_s 为储存 1 (kW·h) 冷量所需蓄冷设备费, 包括蓄冷材料、蓄冷槽、蓄冷系统管路、阀门、蓄冷控制装置, [元/(kW·h)]; COP_s 为在蓄冷状态时制冷机组的制冷系数。

如果实际气温比设计日气温低，蓄冷空调系统应采用蓄冷优先的最佳运行工况，即蓄冷是采用全额蓄冷，尽量发挥蓄冷设备效率，白天制冷机尽量节省开机时间，按此运行原则在制冷负荷减至 ϵQ_0 时，白天制冷机运行率记作 ϵ_s ，则有：

$$\epsilon_s Q_0 + \zeta_{p1} Q_0 = \epsilon Q_0$$

$$\text{即} \quad \epsilon_s = \epsilon - \zeta_{p1} \quad (3-25)$$

由上述分析，得到蓄冷空调系统与常规空调系统的固定投资差额 ΔC_A (元/日) 为

$$\Delta C_A = Q_0 (A_{s0} + A_{s1} - A_0) \quad (3-26)$$

蓄冷空调系统与常规空调系统在一年中的运行费差额 ΔC_B (元/日) 为

$$\Delta C_B = Q_0 (B_{s0} + B_{s1} - B_0) \quad (3-27)$$

投资回收年限 m (年) 为

$$m = \frac{\Delta C_A}{\Delta C_B} \quad (3-28)$$

3.2 冰蓄冷空调系统

3.2.1 冰蓄冷空调系统的若干方案

冰蓄冷空调系统是以蓄冰装置的形式来划分的。其用到的主要形式有盘管外蓄冰形式、封装冰蓄冷形式、冰片滑落式蓄冷形式和冰晶式蓄冷形式，其中冰片滑落式和冰晶式蓄冷又称为动态蓄冰系统^[3,6~8]。

(1) 盘管外蓄冰系统 盘管外蓄冰是空调系统中常用的一种蓄冰形式，其蓄冰装置包括盘管和蓄冰槽，盘管伸入蓄冰槽内，槽内装有水，见图 3-6。

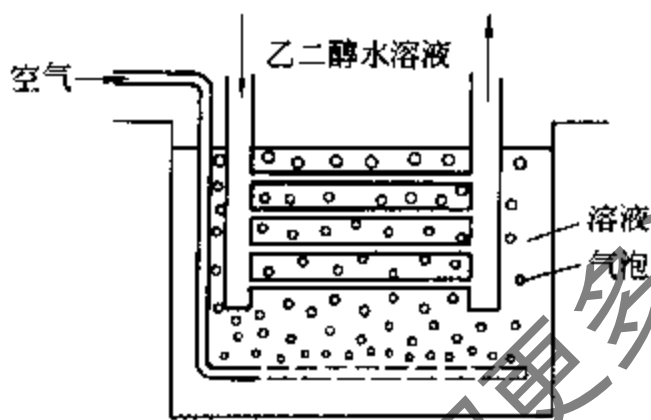


图 3-6 盘管外蓄冰结构示意图

盘管可用钢管或聚乙烯管浇制成蛇形或圆形，管内走制冷剂或载冷剂；大型储槽用钢制或为混凝土矩形槽，小型储槽也可用玻璃钢或高密度聚乙烯板制成圆筒形。蓄冷装置充冷时，制冷剂直接在盘管内蒸发，蒸发温度在 $-6 \sim -4^\circ\text{C}$ ，制冷剂吸收储槽中水的热量，直至盘管外形成冰层。充冷初期，由于水的过冷度使蒸发温度降低，当开始结冰后水的结冰点回到 0°C ，制冷剂蒸发温度也相应提高。结冰初期冰层很薄，其传热过程很快，随着冰层厚度的增加，冰的导热热阻增大，结冰速度

度将逐渐降低。

盘管内直接流过制冷剂有结构紧凑、传热温差小的特点，但它需要较多的制冷剂，所以只适合小型蓄冷空调装置。大型的蓄冷空调装置，一般用乙二醇溶液作载冷剂循环于制冷机的蒸发器与蓄冰槽的盘管间。这种方式节省了制冷剂量，但因增加了一个换热环节，制冷机的蒸发温度必须再降低 $2 \sim 3^\circ\text{C}$ ，即蒸发温度为 $-10 \sim -6^\circ\text{C}$ ，才能使载冷剂降温达到将管外水冻成冰的程度。

盘管外融冰方式也可分有盘管外融冰和盘管内融冰两种。

① 盘管外融冰 盘管外融冰是由温度较高的空调回水直接进入结有冰的盘管外储槽内，空调回水与冰直接接触，使盘管外表面的冰层逐渐融化，融冰速率高，放冷温度为 $1 \sim 2^\circ\text{C}$ ，从蓄冰槽流出的低温冷冻水可与空调回水掺混至 5°C 左右送到用户的盘管风机。盘管外融冰

方式，冰槽不可结满冰，应留有融冰的水流通道。盘管外的结冰厚度以 3cm 内为宜，因此，冰槽的蓄冰率不可能很高，约 0.6 左右。为了防止盘管外融冰不均匀，还应在储槽内设置了水流扰动装置，用压缩空气鼓泡，加强了水流扰动，使换热均匀。管外融冰方式应尽可能每天都把管外所结的冰融化完，以免残冰在再次充冷时堵塞外融冰时的水流通道。

管内融冰方式是采用乙二醇溶液载冷剂循环于制冷机的蒸发器、蓄冰槽的盘管以及空调回水的隔离换热器之间时进行的。融冰时，从空调流回的载冷剂通过盘管内循环，由管壁将热量传给冰层，使盘管表面的冰层自内向外融化释冷，将载冷剂冷却到需要的温度。内融冰时，由于冰层与管壁表面之间的水层难以流动，换热能力差，随水层厚度逐渐增加，融冰速度减缓。此方式特点是管外可完全结冰，蓄冷槽制冰率高，在不完全化冰的情况下再结冰时安全，相对于自身系统来说是处于低热阻优先工作区，适用于大型蓄冷。

盘管外蓄冰、融冰系统流程图见图 3-7。

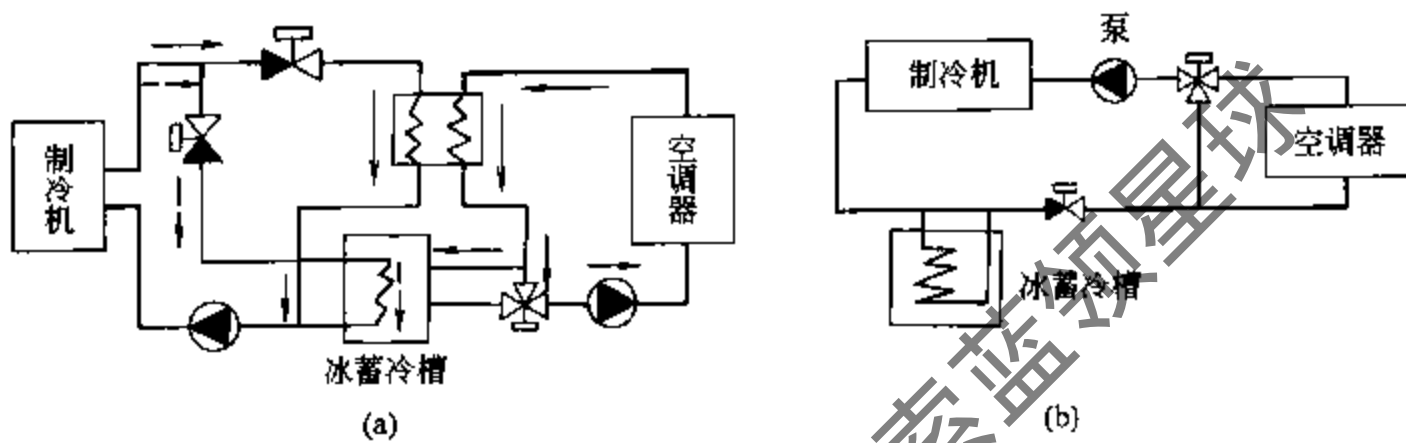


图 3-7 盘管外蓄冰、融冰系统流程图

② 蛇形盘管的冰蓄冷器 蛇形盘管的冰蓄冷器以美国 B. A. C 公司为代表，图 3-8 蓄冷器的盘管为钢制、连续卷焊而成的立置蛇形盘管，外表面热镀锌，管外径 1.05" (26.67mm)，冰层厚度约 30mm，因此，盘管外表面积折合为 $0.62\text{m}^2/\text{RTH}$ 。盘管可以制成不同长度，如图 3-8 所示盘管，长度为 5.5m 者，其潜冷量为 238RTH (约 $836\text{kW}\cdot\text{h}$)。盘管放置在蓄冰水槽内，蓄冰槽体可为钢制、玻璃钢制或钢筋混凝土制，槽体壁面覆有 80~100mm 厚保温层。此种冰盘管式蓄冷槽可为外融冰式，也可设计为内融冰式。当采用外融冰方式时，为了融冰均匀，可在盘管下部设置压缩空气管，从管中泵送出空气，起搅拌作用。当然，长期送入空气将使槽中水呈弱酸性，对盘管有腐蚀作用。为了保证安装与维护，当采用钢制或玻璃钢制整体式蓄冰槽时，槽体距墙壁或槽体之间，一般应保持 450mm 距离。

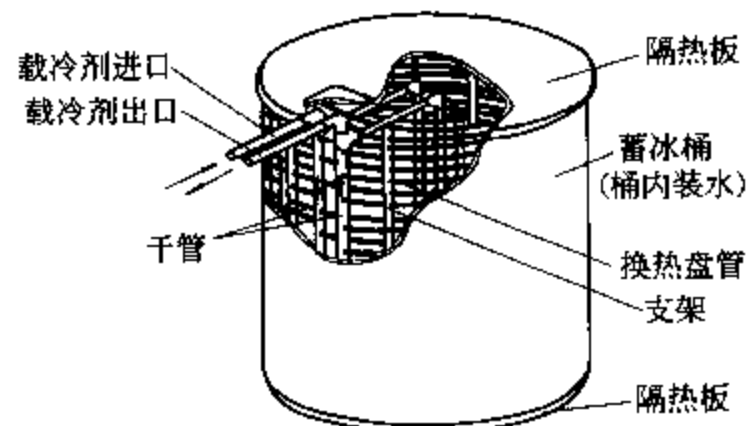


图 3-8 蛇形盘管外融冰结构示意图

图 3-9 圆形盘管冰蓄冷器结构示意图

③ 圆形盘管冰蓄冷器 圆形盘管的冰蓄冷器以美国 Clamac 公司和 Dunham-Busll 公司的 Ice-Cel 为代表, 见图 3-9。

其盘管为聚乙烯管, Clamac 公司的冰盘管管外径为 16mm, Ice-Cel 盘管的管外径为 19mm。该类型蓄冰装置为内融冰方式, 并做成整体式蓄冰筒, 筒体为高密度聚乙烯板, 外设保温层或采用双层玻璃纤维壁体, 内夹保温材料, 故耐腐蚀。此种圆形冰盘管, 由于管径较细, 管间距离较小, 设计的冰层厚度较薄, 盘管的相对换热面积较大, 故有利于融冰与蓄冰。但是, 由于筒体为圆形, 故占地面积较大。Clamac 公司典型蓄冰筒的型号为 1190A 型, 直径 2.26m, 高度 2.57m, 潜冷蓄冷能力为 162RTH。Ice-Cel 典型蓄冰罐的型号为 TS240 型, 直径 2.54m, 高度 2.48m, 盘管放置在蓄冰水槽内, 蓄冰槽体可为钢制、玻璃钢制或钢筋混凝土制, 槽体壁面覆有 80~100mm 厚保温层。此种冰盘管式蓄冷槽可为外融冰式, 也可设计为内融冰式。当采用外融冰方式时, 为了融冰均匀, 在盘管下部设置压缩空气管, 从管中泵送出空气, 起搅拌作用。当然, 长期送入空气将使槽中水呈弱酸性, 对盘管有腐蚀作用。

(2) 封装冰蓄冷形式

为了避免管外结冰形式在留有残冰和再结冰时结冰率失控造成融冰通道堵塞的危险, 提出了封装冰蓄冷空调方案。封装冰蓄冷是将封装在一定形状的塑料容器内的水制成冰的过程。封装容器目前有三种形式: 冰球、冰板和蕊芯摺囊式, 充注于容器内的是水或凝固热较高的溶液。板形的传热性能较好, 每块板可装较多的蓄冰材料; 球形蓄冷块的直径的合理设计十分重要, 直径小, 传热性能好, 但消耗封装材料多; 直径大, 传热性能差, 内部结冰融冰难, 一般冰球直径在 5~10cm 范围; 蕊芯摺囊式是兼顾结冰时冰体积的膨胀、增加表面传热面积和配重面设计的。冰球、冰板密集堆放在充满乙二醇溶液的储冷槽内, 槽外壳可用钢板焊制或用混凝土结构, 钢外壳内壁要作防腐蚀处理。此种蓄冷装置运行可靠, 流动阻力小, 但载冷剂充注量比较大, 以冰球式蓄冰罐为例, 乙二醇需要量约 27.6kg/RTH, 冰/水质量约 37.8kg/RTH, 蓄冰罐本体质量约 8.3kg/RTH, 但是, 载冷剂的流动阻力仅约 2.0mH₂O。

① 冰球 冰球封装式蓄冰装置以法国 CIAT 公司和深圳中亚特公司的产品为代表。图 3-10 所示封装球为硬质塑料制空心球, 壁厚 1.5mm, 外径 95mm 或 77mm。封装球内充注水, 预留约 9% 的膨胀空间, 水在其中冻结蓄冷。外径 95mm 的冰球, 换热表面约 2.8m²/RTH, 每立方米罐体空间容纳 ϕ 95mm 冰球 1300 个, ϕ 77mm 冰球 2550 个, 总蓄冷量约 16.2RTH, 潜冷蓄冷量约 13.8RTH。

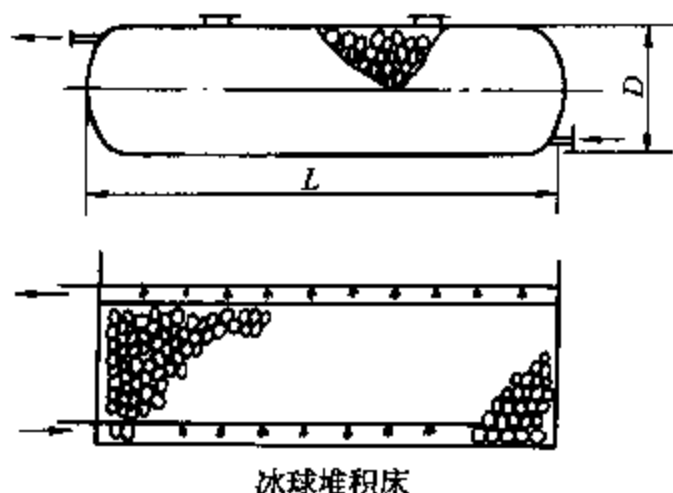


图 3-10 冰球蓄冷罐

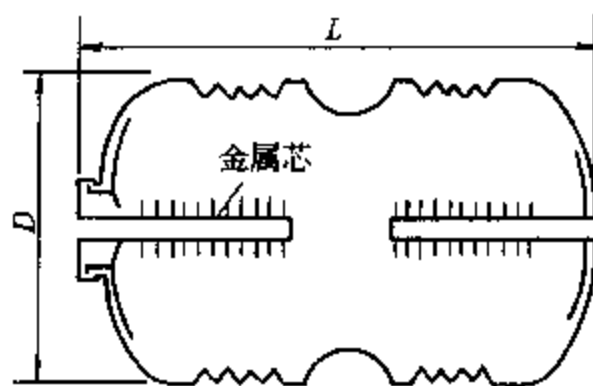


图 3-11 蕊芯摺囊式冰球

(4) 冰晶蓄冷形式

冰晶式蓄冷系统是一种连续制冰动态蓄冰方式。其工作原理是通过冰晶制冷机将低浓度的乙二醇水溶液冷却至 0°C 以下，然后，将此状态的过冷水溶液送入蓄冰水槽，溶液中特殊的晶核使水出现“冰析”现象，可分解出 0°C 的冰晶。这种过程犹如自然界降过冷态的雨，着地立即形成“雨冰”；如果过冷温度为 -2°C ，即可产生2.5%的直径约 $100\mu\text{m}$ 的冰晶，其蓄冰率约为50%。

由于单颗粒冰晶十分细小，冰晶在蓄冰水槽中分布十分均匀，水槽蓄冰率约50%。结晶化的溶液可用泵直接输送。

该系统特点是制冷循环效率高、性能稳定，冰蓄冷槽设备简单。其难点是冰晶的生成从材料配方和结冰均含有高技术问题。

3.2.2 蓄冰特性

在进行蓄冷空调的设计中一定要充分注意到蓄冰和融冰过程的特性，并要根据过程的特性对制冷机进行匹配和对供冷系统再设计。其根本的原因是蓄冰和融冰的过程都是非稳态过程，整个过程中系统的传热能力是不断变化的，其设计既要考虑供冷周期内总热量平衡，又要考虑实时传热功率的平衡，关键要弄清系统中蓄冰和融冰过程的特性。

(1) 结冰的过冷度的研究

众所周知，水的冰点或融点是 0°C ，但并非周围的温度低于 0°C 水就可以结冰，在稳定状态下纯净水初始结冰的温度可以下降至 -6°C 左右，一旦开始结冰，其结冰温度又可以恢复至 0°C ，而后维持在 0°C 继续结冰。这种凝固相变起始温度低于正常的凝固温度或融点的现象称为过冷，二者的温度差称之为过冷度。过冷度不仅与相变材料分子结构有关，还与许多其他因素有关，如溶液中成核剂的种类、多少，换热器壁接触的温度、传热速率和器壁表面特性等，净水结冰的过冷度约 6°C 。过冷度对蓄冷空调影响极大，若制冷机初始蒸发温度不能低于相变材料过冷度之下，相变蓄冷就不能进行。

水的过冷度及其相关影响因素的实验研究可以这样进行：首先在不同材料的试管，如玻璃试管、铜管、塑料管内分别装上水，另外配制不同浓度的乙二醇水溶液使其融点分别在 -3°C ， -5°C ， -9°C ， -15°C 盛装在塑料杯内，并放在冰箱冷冻室内预先冻结凝固，试验时将其取出，使之处于半融状态并放在隔热箱内，而后把装着水的试管放在定温低温杯的半融状态的乙二醇冰中，根据布置在试管内的热电偶就可在温度记录图或计算机数据采集图上记下试管内水-冰温度变动情况。在 -5°C 的冷槽中水的温度冻到 -5°C 也不结冰，而在 -9°C 的冷槽中试管内的水降至 -6°C 开始结冰，在 -15°C 冷槽中测试时，水没降到 -6°C ，而在 -5°C 左右就开始结冰，这并不能说明水结冰的过冷度减少了，这只是因为在大温差之下试管内壁面温度低于热电偶测到的水温，实际上试管内壁表面温度早已低于 -6°C ，壁面已有冰核生成。

从热力学考察同温度的饱和液相比固相的焓值更大，分子的无序度比固相大，即熵值大。因此可以认为，物质从液相变为固相过程必然伴有能量释放，这种能量以热量方式释放时需要有温差，液体的过冷是结晶核生成的必要条件，是结晶的原动力，液体的结晶核是在液体过冷度最大的区域首先形成。

另一方面，实验观察到，如果水中残留有冰，或开始成冰后，水的冰点可维持在 0°C ，其原因是已成冰的固相区温度会低于 0°C ，冰的热导率约为水的3.5倍，在冰晶界面上水分子可以逐层附着，瞬间结晶粒度不大，所需过冷度不大。实验还观察到，水的初始状态与结

冰的过冷度有关，结过冰的水融化后保持在 5°C 以下，再结冰就比较容易，过冷度小。而同样的水从 40°C 开始冷冻结冰，第一次结冰的过冷度就大，要达 -6°C 才开始结冰。这可以认为刚融化了冰的水还保留有近乎冰的分子排序。

晶核结冰理论认为结冰有晶核形成期和冰晶生长期，晶核形成是由于液体内部温度不均的热起伏（或热涨落）可能使原子或分子一时聚集成为新相集团（又称新相的胚芽），若胚芽大于临界尺寸 r^* 时成为晶核。表示形成冰相胚芽和晶核过程中所需的形成能的变化规律，在临界尺寸 r^* 处出现峰值，若液相分子热起伏聚集成的冰相集团尺寸大于 r^* ，则结冰过程就成为自发过程。当水的过冷度增加时，偏离平衡态的程度增加；冰晶核的临界尺寸 r^* 及其形成能就剧烈降低，如图 3-13 所示，这样就极大地提高了形成冰晶核的几率。

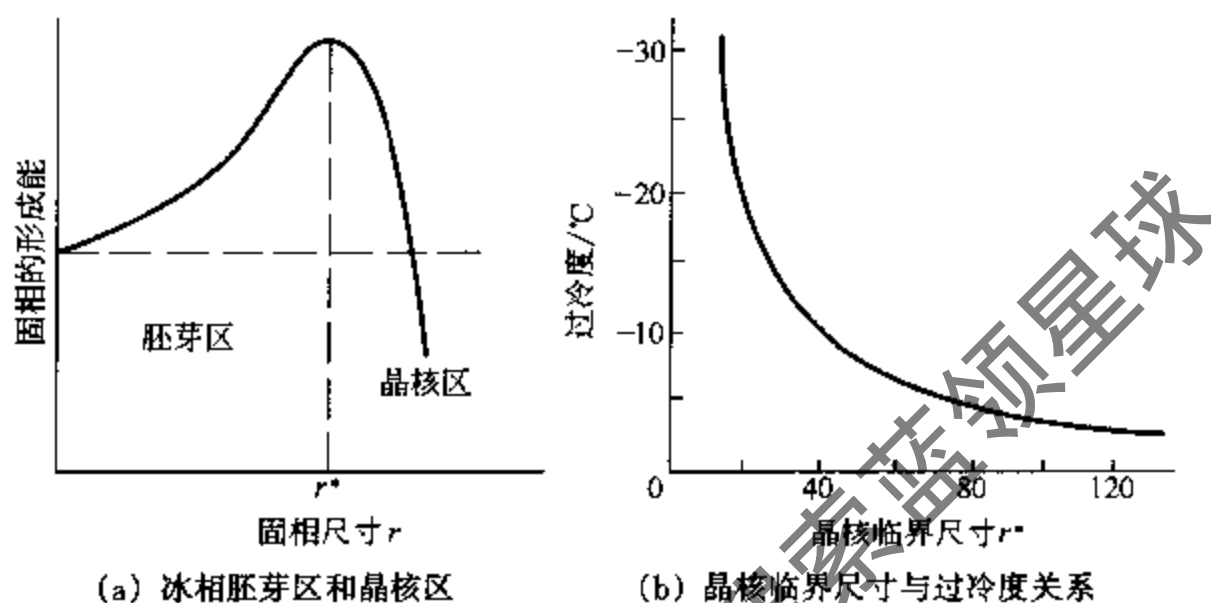


图 3-13 结冰成核情况的影响

成核又分为非均匀成核和均匀成核，非均匀成核又称异相成核，是指水在尘埃、容器表面及其他异相表面等处形成晶核。对于均匀成核，要求有较大的过冷度。对于非均匀成核，所要求的过冷度比均匀成核要小得多，对于体积较大的水，一般均具有异相成核的条件。由于异相成核能减少水的过冷度，因此人们努力寻找能使水中形成异相晶核的成核剂。虽然从理论上也可分析何种材料能作为成核剂，但目前主要途径还是直接通过试验摸索，它往往比理论分析更易成功。文献报道水中添加碘化银 (AgI) 可改善水的过冷度，实验证明有些作用，但碘化银太贵。中国科技大学陈则韶教授课题组通过大量实验找到了一种廉价的添加剂，可以在 -5°C 的环境下使水在 -1°C 左右开始结冰，使水的过冷度减小至 1°C 。其实实验测试结果见图 3-14。

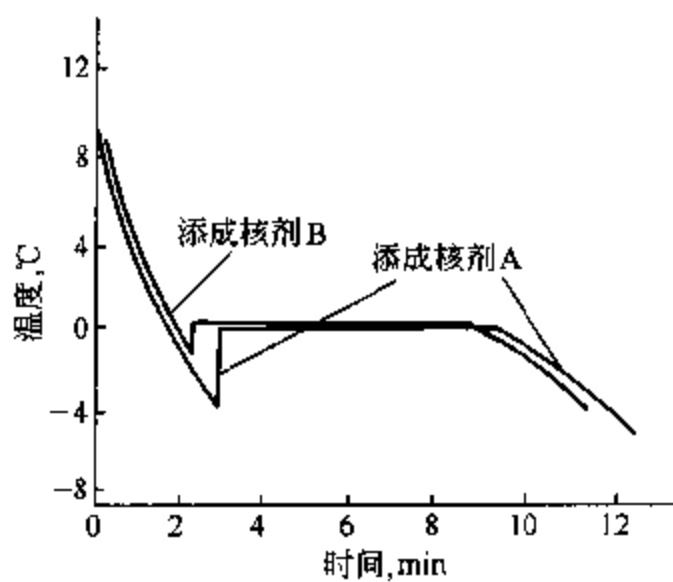


图 3-14 水结冰和添加成核剂后结冰的过冷度情况

(2) 结冰过程的传热特性

冰蓄冷的形式很多，有管外结冰，也有封装。

过冷的存在使系统运行工况恶化。当蓄冰开始时，由于水的结冰过冷度，制冷机的蒸发温度要降到 -10°C 左右，制冷效率急剧降低，当恢复到正常冰点结冰时，蒸发温度可升到 -4°C 。因此，减少结冰的过冷度是冰蓄冷技术的重要一环。

在扁平盒、球壳、圆筒内的水结冰形式中，蓄冰槽由许多单元冰块堆积而成，见图

3-15.当低温的载冷剂从制冷机的蒸发器出来后流经蓄冰槽时将使管外或封冰容器内的水结冰,在结冰过程除过冷期外,结冰的速度越来越小。

蓄冷过程设计时需要了解:

- ① 结冰的速率,它与制冷机制冷量要匹配;
- ② 结冰率,它是结冰的速率对时间的积分;
- ③ 最终结冰率,它是讨论供应总蓄冷量的依据。

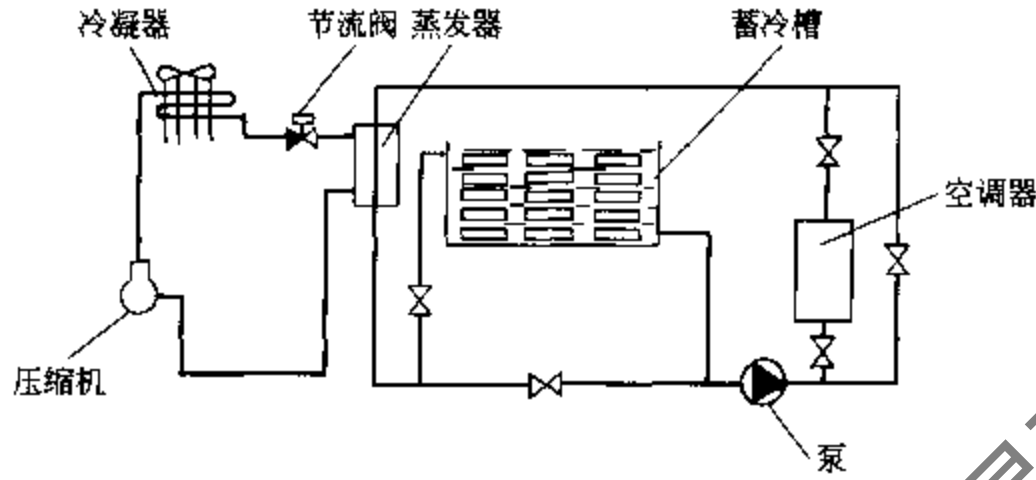


图 3-15 冰板式蓄冷系统流程图

结冰的问题是伴有相变的移动界面的传热问题,它是非线性问题,求解的方法主要有分析法和数值法。分析法有精确分析和近似分析两种;数值法有有限差分 and 有限元等多种。精确分析解以史蒂芬(Stefan)-纽曼(Neumann)问题为典型代表,它的物理模型是一维半无限大物体第一类边界的冻冰问题^[9]。由于较复杂边界条件的相变热传导问题很难用精确的解析解表示,另外,从实用观点,解析解也需近似简化后才便于应用,所以又相继发展出许多近似分析法,较为适用的有积分法、准稳态法、摄动法^[10]、热阻法^[11]等,对于复杂边界条件和变物性的问题一般用数值算法求解^[12~14]。

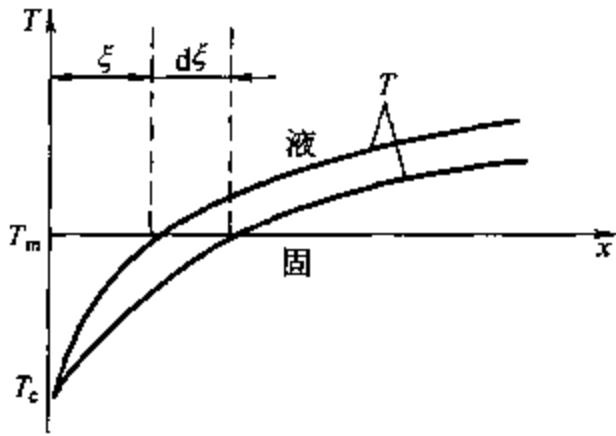


图 3-16 半无限大物体凝固模型

① Stefan-Neumann 问题 史蒂芬-纽曼第一类边界一维半无限大物体的冻冰问题的精解已是各种求解凝固相变传热方法的比较标准,为此有必要作简单介绍。其物理模型见图 3-16,设初始温度 t_0 的半无限体突然被冷却,其表面温度维持在 t_c , t_m 为凝固点。若 $t_0 = t_m$,即为静水冻冰问题。若只讨论 $x = 0 \sim L$ 之间的凝固,则为一维平板问题。 x 坐标取垂直于物体表面指向内部为正向,表面处为 0 点,凝固相变界面位置为 ξ , 时间为 τ , 问题的数学描述为:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial \tau} = \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2}, \dots (0 \leq x < \xi, \tau > 0) \quad (3-29)$$

$$\rho_l c_l \frac{\partial T_l}{\partial \tau} = \lambda_l \frac{\partial^2 T_l}{\partial x^2}, \dots (\xi < x \leq \infty; \tau > 0) \quad (3-30)$$

边界条件: $T = T_c, \dots (x = 0, \tau > 0) \quad (3-31)$

$$T = T_0, \dots (x = \infty, \tau > 0) \quad (3-32)$$

相变界面: $T_s = T_l = T_0, \dots (x = \xi, \tau > 0) \quad (3-33)$

$$\rho h_s \frac{\partial x}{\partial \tau} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} - \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial x}, \dots (x = \xi, \tau > 0) \quad (3-34)$$

$$\text{初始条件} \quad T = T_0, (\tau = 0) \quad (3-35)$$

解的形式为^[9]

$$\xi = \beta \sqrt{\tau} \quad (3-36)$$

式中 β 为凝固相变界面加深移动速度, m/s, 它与物性及初始和边界条件有关。

对净水结冰问题, 当取解析解展为级数的第一项 (零阶精度) 时, β 为

$$\beta = \sqrt{\frac{2\lambda_s}{\rho_1 h_f} (t_m - t_c)} \quad (3-37)$$

当取至解析解展为级数的第二项 (一阶精度) 时, β 为

$$\beta = \frac{\left[\frac{2\lambda_s}{\rho_1 h_f} (t_m - t_c) \right]^{\frac{1}{2}}}{\left[1 + \frac{c_s \rho_s (t_m - t_c)}{2h_f \rho_1} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (3-38)$$

式中 λ 为热导率数, W/(m·℃); ρ 为密度, kg/m³; h_f 为凝固相变潜热, kJ/kg; c 为物体的比热容, kJ/(kg·℃); 下角标 s、1 分别表示固相、液相区的相应物理量。

式 (3-38) 中包含了固相显热对相变界面移动速度的影响, 如果初始温度高于凝固温度, 解中还将包含液相显热项。在求解相变热传导问题时, 将引出考虑固相显热与相变潜热之比的重要准则数, 也称史蒂芬数

$$Ste = \frac{c_s (t_m - t_c)}{h_f} \quad (3-39)$$

如果要考虑液相显热时也可以引出液相史蒂芬数。

② 热阻法 热阻法集合了积分法、准稳态法解题的简便, 又有摄动法的精确, 并有解析解一阶精度的表达式, 需要时还可增加精度阶次。

用热阻法求解凝固传热问题是基于凝固相变传热问题, 有下述特点:

- a. 液固界面温度不变, 即界面处的温度等于熔点;
- b. 界面移动速度与因温度扩散达到基本稳定态的速度相比是缓慢的;
- c. 在界面处有较大的凝固相变潜热放出, Ste 数较小;
- d. 绝大多数凝固问题, 在液体开始冻结时, 液体都几乎被充分冷却了, 初始温度接近于熔点, 对于不十分厚或冷冻速率不过分大的情况均适用;
- e. 冷却过程中, 在固相区维持有一定温度梯度的温度, 以便把凝固界面处凝固时释放的热流传出, 因此凝固了的固体温度将不断降低, 并放出显热, 显热值一般比潜热值小。

根据以上的特点, 在求解凝固传热问题时可以假定:

a. 在凝固过程中, 物体可以由相变界面分为固相区和液相区, 固液两区的温度分布可以分别以准稳态问题解决;

b. 凝固相变潜热和显热是集中于液固界面处传出的。于是, 可以借用热阻法求解凝固传热问题。热阻法是从傅立叶导热定律演变来的, 它相似于电路中的欧姆定律, 直接把热流、热阻及温差三者联系起来, 数学表达式为

$$q = \frac{\Delta T}{R_A} \quad (3-40)$$

式中 q 为热流密度, W/m²; ΔT 为相变界面与边界的温度差, ℃; R_A 为对应于热流密度的从相变界面至边界的热流通道的热阻, 包括边界表面的热阻, 简称比单位面积热阻,

$\text{m}^2 \cdot \text{C} / \text{W}$ 。R 将随固相层增厚而加大，随固相层的热导率增大而减小。取基准热阻为 R_0 ，基准温差为 ΔT ，对式 (3-40) 无量纲化为

$$q = \frac{1}{\hat{R}_A} \quad (3-41)$$

式中 \hat{R}_A 为无量纲面积热阻， $\hat{R}_A = R_A / R_{A0}$ (3-42)

\hat{q} 为无量纲热流密度， $\hat{q} = q R_{A0} / \Delta T$ (3-43)

如果不加新假定，用传统的热阻法只能求解稳态传热问题，或者说明没有热容影响的传热问题。当忽略显热时，使用热阻法求解凝固传热问题也即是准稳态法，只有零阶精度。本节所述的热阻法增加了上述两个假定，考虑了显热的影响，把显热也归结到从界面处释放处理。这种解题技巧，既可以使应用热阻法解题简便，又可以获得一阶或更高阶精度的近似求解，有很实用的价值。使用热阻法求解凝固传热问题时，式 (3-40) 中的热流密度 q 是经常变动的，它可由三部分热流密度合成，计算式为

$$q = q_h + q_s + q_l \quad (3-44)$$

式中 q_h 为界面释放的潜热流密度； q_s 为固相区释放的显热流密度； q_l 为液相区释放的显热流密度。 q_h 与凝固层增厚速度及凝固相变潜热的大小成正比； q_s 是根据单位时间初末相变界面两个位置时固相区显热降求出。求解时，一般根据既定边界情况和解析解的形式对固相区的温度场进行假定，利用边界和相变界面的条件及相变界面的位置确定假定温度的待定系数； q_l 的求解法与 q_s 求解法相似。

③ 热阻法求解凝固相变传热问题举例 为进一步了解热阻法解题技巧，现举例说明。

【例1】 史蒂芬-纽曼一维半无限大物体第一类边界的冻冰问题，见图 3-16。假定其相变界面坐标位置为 ξ ，用热阻法的式 (3-40) 的各项分别为

$$\Delta t = t_m - t_a \quad (3-45)$$

$$R_A = \frac{\xi}{\lambda_s} \quad (3-46)$$

$$q_h = \rho_l h_f \left(\frac{d\xi}{d\tau} \right) \quad (3-47)$$

$$q_s = -\rho_s c \bar{\theta}(\tau) \left(\frac{d\xi}{d\tau} \right) \quad (3-48)$$

式中 $\bar{\theta}_s(\tau)$ 为 τ 时刻固相区对边界温度 t_c 的平均过余温度

$$\bar{\theta}_s(\tau) = \frac{1}{\xi} \int_0^\xi \theta dx = -\frac{(t_m - t_c)}{2} \quad (3-49)$$

固相区的过余温度 θ 在准稳态的假定条件下和根据相变界面及边界条件，假定为

$$\theta = (t_c - t_m) \left(\frac{1+x}{\xi} \right) \quad (3-50)$$

$$q_s = -\rho_s c (t_m - t_c) \left(\frac{d\xi}{d\tau} \right) \quad (3-51)$$

于是得到静水冻冰问题的热阻方程，即能量平衡方程为

$$\left[\rho_l h_f + \rho_s c_s \frac{(t_m - t_c)}{2} \right] \times \frac{d\xi}{d\tau} = (t_m - t_c) \frac{\lambda_s}{\xi} \quad (3-52)$$

设 $R_0 = \lambda_s / l_0$ ， l_0 为任取的基准厚度，无量纲化上式为

$$\left(\rho + \frac{Ste}{2} \right) S \times dS = Ste \times d\tau \quad (3-53)$$

式中 $S = \frac{\xi}{l_0}$, $\rho = \frac{\rho_1}{\rho_s}$, $\tau = \frac{\alpha_s \tau}{l_0^2}$, τ 为无量纲时间, 也即傅立叶数 Fo 。

分离变量即可获得无量纲相变界面位置 S 与无量纲时间 τ 的函数关系

$$S = \left(\frac{2Ste}{2\rho + Ste} \right)^{\frac{1}{2}} \sqrt{\tau} \quad (3-54)$$

该解与式 (3-36) 和式 (3-38) 完全相同, 具有一阶精度。在求得 S 或 ξ 的一阶精度解之后, 若对固相区的温度分布作二次方多项式假设, 利用相变界面的一阶导数条件和 ξ 的一阶近似解即可获得二阶精度^[15]。

对于平板蓄冰的凝固换热, 近似视为对称条件, 板中心面当绝热边界处理, 冰板表面多为对流换热的第三类边界。在使用热阻法求解时, 只要把对流边界的热阻包括在热阻项内即可; 另外, 为使求解简捷和解的通用性, 一般首先把问题的数学描述无量纲化。其无量纲化的基本量有: 长度、温度、热量和热物性, 通常无量纲用的基本量均为题中给定的特征不变量, 热流量可以用特征温差 ($T_m - T_c$) 与所研究物体为固相体的热阻 R_s 之比为基准。

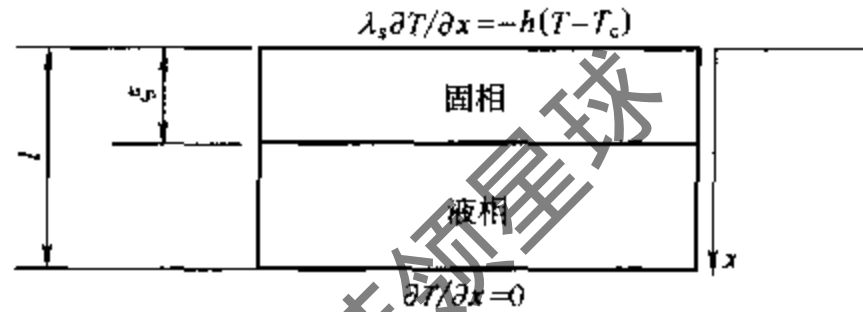


图 3-17 平板冻冰问题模型

【例2】如图 3-17 的平板冻冰问题, 一般可使用如下一些无量纲参数把问题的数学描述无量纲化, 即

$$\theta = \frac{T - T_m}{T_m - T_c}, \theta_0 = \frac{T_0 - T_m}{T_m - T_c}, X = \frac{x}{l}, S = \frac{\xi}{l}, \tau = \frac{\alpha_s \tau}{l^2}, Ste = \frac{c_s (T_m - T_c)}{h l}, \rho = \frac{\rho_1}{\rho_s}, c = \frac{c_1}{c_s}, Bi = \frac{h l}{\lambda_s}.$$

例 2 中的热阻形式能量方程为

$$\left[\rho_1 h_1 + \frac{\rho_s c_s (T_m - T_c)}{2} + \rho_1 c_1 (T_0 - T_m) \right] \times \frac{d\xi}{d\tau} = \frac{(T_m - T_c)}{\xi/\lambda_s + 1/h} \quad (3-55)$$

令 $R_{A0} = l/\lambda_s$, 无量纲化上式得

$$\left(\frac{\rho}{Ste} + \frac{1}{2} + \rho c \theta_0 \right) dS = \frac{Bi}{(SBi + 1)} \times d\tau \quad (3-56)$$

分离变量并积分可得

$$\tau = \left[\frac{(\rho + Ste/2 + \rho c Ste \theta_0)}{2Ste} S^2 + \frac{(\rho + Ste/2 + \rho c Ste \theta_0)}{Ste \cdot Bi} S \right] \quad (3-57)$$

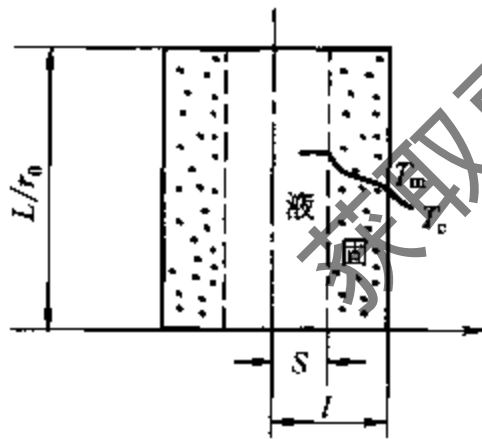


图 3-18 圆柱体内
结冰物理模型

【例3】圆柱体内结冰问题^[11], 见图 3-18。除初始温度 $T_0 - T_m$ 外, 其余边界条件同例 2。圆柱轴线为奇异点, 解析解和数值解都会遇到困难, 但热阻法仍然简便。取 L 长圆柱为讨论

对象, 当取轴心为原点的径坐标为 x 轴时, 注意到相变界面是反 x 轴向移动, 则有热流量方程为

$$\phi = \frac{\Delta T}{R} \quad (3-58)$$

式中 ϕ 为热流通量, W , 式 (3-59) 具体式为

$$2\pi L [-\rho_1 h_f + \rho_s c_s (\bar{T}_s - T_m)] \frac{\xi d\xi}{d\tau} = \frac{(T_m - T_c)}{\frac{\ln(r_0/\xi)}{2\pi L \lambda_s} + \frac{1}{2\pi r_0 L h}} \quad (3-59)$$

式中 r_0 为圆柱外径, 令 $R_0 = \frac{1}{2}\pi L \lambda_s$, $\phi_0 = 2\pi (T_m - T_0) L \lambda_s$, 无量纲化上式得

$$\left(-\frac{\rho}{Ste} + \bar{\theta}\right) \frac{S dS}{d\tau} = \frac{Bi}{1 - Bi \ln S} \quad (3-60)$$

式中 $\bar{\theta}$ 为圆柱体固相区的平均无量纲温度。当假定圆柱体内温度分布为

$$T = a + b \ln x$$

据 $x = \xi$, $T = T_m$; $x = r_0$, $-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial x} = h (T - T_c)$, 得

$$\bar{\theta} = \frac{Bi \ln S}{2(1 - Bi \ln S)} \left[\frac{1}{1 - S^2} + \frac{1}{2 \ln S} \right] \quad (3-61)$$

为了积分方便, 可以用 $(1 - 0.5S)$ 近似代替上式右边括号项, 把 $\bar{\theta}$ 代入式 (3-60) 得

$$\left[-\frac{\rho (1 - Bi \ln S)}{Bi Ste} + \frac{\ln S}{2} (1 - 0.5S) \right] S dS = d\tau \quad (3-62)$$

因 $S \ln S / (1 - S^2) \approx -0.13876 - 0.93653S$, 代入上式, 并从 $1 \rightarrow S$ 积分得

$$\tau = \left[\frac{\rho (1 - S^2)}{2 Bi Ste} + \left(\frac{\rho}{Ste} + \frac{1}{2} \right) \left(\frac{S^2 \ln S}{2} + \frac{1 - S^2}{4} \right) - \left(\frac{S^3 \ln S}{12} + \frac{1 - S^3}{36} \right) \right] \quad (3-63)$$

凝固结束时 $S \rightarrow 0$, 得

$$\tau_{\text{end}} = \left[\frac{\rho}{2 Bi Ste} + \frac{\rho}{4 Ste} + \frac{7}{72} \right] \quad (3-64)$$

为了直观地显示圆柱体凝固问题的规律, 利用式 (3-64) 计算了 $Ste = 0.1, 0.2, 0.5$, 和 $Bi = 0.1, 0.5, 2.0, 10, \infty$ 共 15 种情况的 S 与 τ 的关系, 并与文献 [11] 的数值解、奇异摄动法解及实验值做了比较, 结果分别示于图 3-19 (a)、(b) 和 (c) 中, 图中 a, b, c, d, e 曲线自左至右排列分别表示 Bi 数为 $\infty, 10, 2, 0.5, 0.1$ 。

图 3-20 为无量纲热流与 S 的关系图, 为了作图方便, 图中的无量纲时间和无量纲热流量作如下变换:

$$\tau^* = \frac{Bi Ste}{1 + Bi} \tau, \quad \phi^* = \frac{1 + Bi}{Bi} \phi$$

从比较结果可以看出, 数值解比实验值偏高 5%, 奇异摄动解除在轴心附近有较大偏差外与热阻法解一样与实验值吻合较好。

【例 4】圆柱外结冰问题, 由式 (3-66) 可知, 使管外冻冰 $S = 2$ 时消耗的时间要比向管内冻冰增加许多时间。

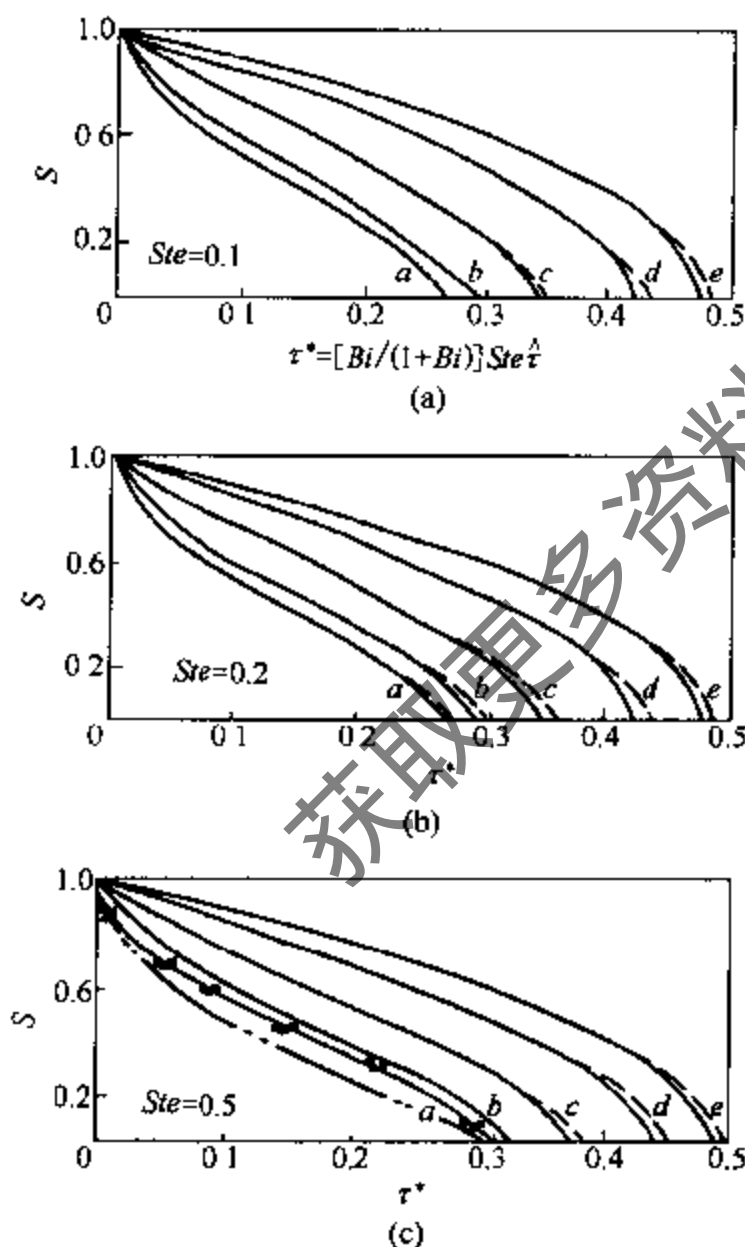


图 3-19 圆柱体内凝固时相变界面 S 的移动规律
— 热阻法; - - 数值法; $\square \triangle$ —实验值

$$\tau = \left[\frac{\rho(S^2-1)}{2BiSte} + \left(\frac{\rho}{Ste} + \frac{1}{2} \right) \left(\frac{S^2 \ln S}{2} + \frac{S^2-1}{4} \right) - \left(\frac{S^3 \ln S}{12} + \frac{S^3-1}{36} \right) \right] \quad (3-65)$$

$$\tau_{S=2} = \left[\frac{3\rho}{2BiSte} + \frac{\rho}{Ste} \left(2\ln 2 + \frac{3}{4} \right) + \frac{\ln 2}{3} + \frac{13}{72} \right] \quad (3-66)$$

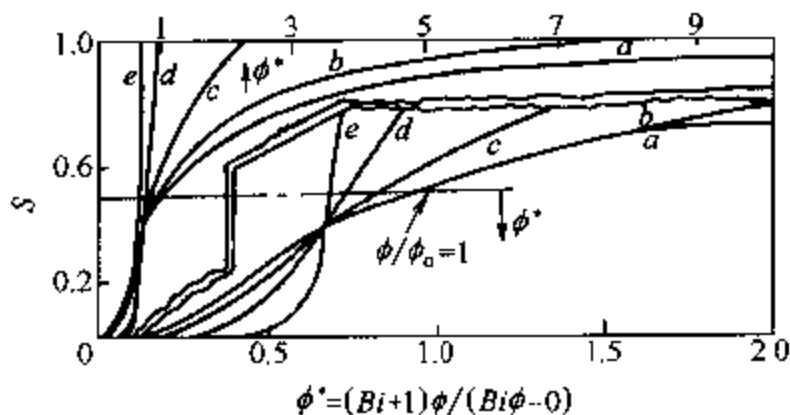


图 3-20 圆柱体凝固时无量纲 S 和热流量 ϕ^* 与 τ^* 的关系

Bi : a— ∞ ; b—10; c—2; d—0.5; e—0.1

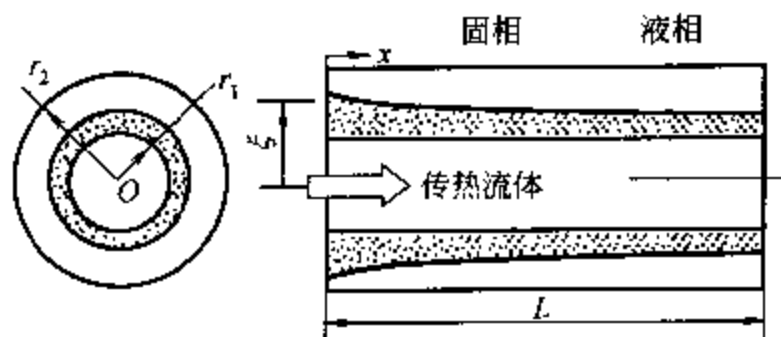


图 3-21 单套管结冰问题的物理模型

【例5】 单套管结冰问题^[16]其物理模型见图 3-21, 内管外半径为 r_1 , 外管内半径为 r_2 , 管长为 L , 管内有冷冻液流过, 入口处流体温度为 T_i , 质量流率为 q_m , 两同心管间充满熔点为 T_m 的相变储能介质 (PCM), 套管外绝热, $T_i < T_m$ 。假定管内壁的流体对流换热系数为 h , 初始 PCM 处于 T_m 温度。

此问题为二维问题。与例 4 不同点是流体的温度 T_f 也是在不断变化。讨论问题将在 x 截面取 dx 的微元段用热阻法列能量平衡方程

$$q_m c_f dT_{f,x} = d\phi_h + d\phi_s \quad (3-67)$$

和
$$2\pi h \xi (T_{1,x} - T_{f,x}) = d\phi_h + d\phi_s \quad (3-68)$$

式中
$$d\phi_h = 2\pi \xi \rho_s h_{fs} \frac{d\xi}{d\tau} dx \quad (3-69)$$

$$d\phi_s = -2\pi \rho_s c_s (\bar{T}_x - T_m) \xi \frac{d\xi}{d\tau} dx - \pi (\xi^2 - r_1^2) \rho_s c_s \frac{d\bar{T}_x}{d\tau} dx \quad (3-70)$$

式 (3-70) 中比前几例多考虑了固相平均温度下降的小量项, 即上式右边第二项。

式中 脚注 1、2、f、s、 ξ 、 x 分别表示内管壁、套管内壁、管内流体、固相、流体管入口、距管入口 x 距离截面。 ξ 为距轴心的相变界面位置, q_m 为质量流量。对上述热阻法能量方程无量纲后可以获得较间接的无量纲方程, 同一变量不同的无量纲定义式所得的无量纲方程会不一样, 但解无量纲化后是一致的。在求解凝固问题时一般先选取一个基准热流, 如取

$$\phi_0 = 2\pi(T_m - T_i)L\lambda_s$$

但对于流体项参照换热器的规则, 可选取

$$\phi_{\max} = 2\pi h r_1 L (T_m - T_i)$$

为基准去对局部段流体的热流量进行无量纲化, 并引用传热单元数 NTU 和传热有效度 ϵ 的概念, 即令

$$NTU = \phi_{\max} / q_m c_f (T_m - T_i), \quad \epsilon = q_m c_f (T_o - T_i) / q_m c_f (T_m - T_i)$$

$$\phi_{\max} / \phi_0 = h r_1 / \lambda_s = Bi_1, \quad Bi = h(r_2 - r_1) / \lambda_s$$

$$\theta = (T - T_m) / (T_m - T_i), \quad r = r / r_1, \quad r_2 = r_2 / r_1, \quad \tau = \lambda_s \tau / r_1^2$$

$$Ste = c_s (T_m - T_i) / h_{fs}, \quad \tau^* = Ste (r_2 - 1)^2 \tau$$

可得 2 个无量纲能量方程

$$\frac{(\rho_2 - 1)Bi}{NTU} \frac{d\theta_{f,x}}{dx} = (1 - Ste\bar{\theta}) \frac{SdS}{d\tau^*} + Ste \frac{1 - S^2}{2} \times \frac{d\bar{\theta}_x}{d\tau^*} \quad (3-71)$$

$$(\rho_2 - 1)Bi(T_1 - T_f) = (1 - Ste\bar{\theta}) \frac{SdS}{d\tau^*} + Ste \frac{1 - S^2}{2} \frac{d\bar{\theta}_x}{d\tau^*} \quad (3-72)$$

在根据准稳态假定，固相区内温度分布可设为对数分布，并根据边界条件

$$r = S \text{ 时 } \theta = 0, r = 1 \text{ 时 } \theta = \theta_1, \text{ 且 } \partial\theta/\partial r = -Bi(\theta_f - \theta_1)$$

可得到内管壁边界处

$$\theta_1 = \frac{Bi\theta_f \ln S}{(1 + Bi \ln S)} \quad (3-73)$$

和固相区的平均温度

$$\bar{\theta} = \theta_1 [1/(2 \ln S) + 1/(1 - S^2)] \quad (3-74)$$

利用式 (3-74)、式 (3-73)、式 (3-70) 和式 (3-71)，采用数值方法，相互迭代，就可以获得温度与相变界面位置与时间的规律。

在空调工程上了解相变换热器在不同条件和不同时刻的传热速率（热流通量）是十分重要的。整根管或换热器的传热速率可用流经换热器流体所携带的热量来表示，即

$$\phi_\tau = q_m c_f (T_o - T_i) \quad (3-75)$$

为了表示方便，使用无量纲化的有效度 ϵ 表示，据定义式 $\epsilon = 1 - \theta_o$ ， θ_o 为流体出口的无量纲温度，测量方便。图 3-22 中的实验数据取自文献 [17]，实验用材料为 n-eicosane，熔点 36.6°C ，相变潜热值为 $2.48 \times 10^5 \text{ J/kg}$ 。

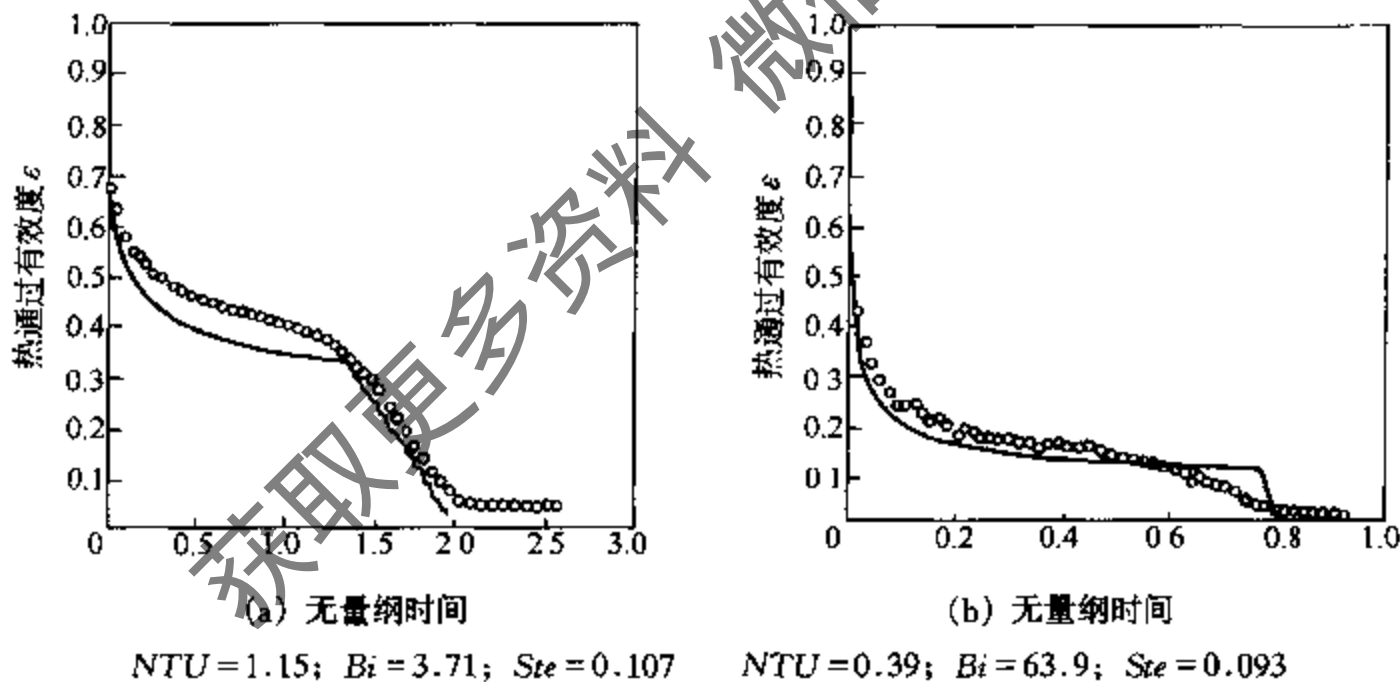


图 3-22 单套管相变换热器凝固过程换热速率变动

从图可以看出，相变换热器凝固时放热速率在初期较大，但随着固相层的增加，热阻增大，传热速率迅速下降；随后是个相对稳定段，这一阶段持续时间较长。在进行相变换热器设计时，传热速率应以此段的平均值为依据。良好的换热器应是相对稳定段持续时间较长的换热器，这与相变材料的性能以及相变换热器的结构等因素有关。当 PCM 在入口段已全部凝固以后，流体入口温度内移，传热速率急剧下降，此时换热器已不能正常工作，系统设计中要特别注意这一点。由于系统安全运行的约束，相变蓄冷材料不能全部凝结或不能充分融化。我们用蓄冷有效度来说明这一现象，并将在水蓄冷一节详细地加以讨论。

【例6】 球堆积床、板冰堆积床。工程上真正使用的蓄冷装置大多是堆积床形式，它与单套管不同的是对流换热系数 h 的确定比较难，且在容器中载流体流经蓄冷单元体可能不均匀等，因此，理论的推算可能有误差，尽管如此，理论计算对于新型号的蓄冷槽的设计与自动控制是有用的。文献 [18] 讨论了球堆积床凝固过程的传热特性，球床的对流换热系数可按下式计算^[19]

$$j_h = \frac{h}{c_p G_0} Pr^{2/3} = 1.55 Re_0 Pr^{0.43} \quad (3-76)$$

式中 j_h 为无量纲对流换热系数， h 为对流换热系数， G_0 为表面质量流率， Re 为雷诺数， Pr 为流体普朗特数， c_p 为流体比热容。

$$Re_0 = \frac{D_s G_0}{\mu_c}$$

$$G_0 = \rho_s (1 - \bar{\epsilon}) L \left[\frac{\Delta i_s \rho_c (Q_c / A_c)}{B} \right], \quad B = \frac{m_s \Delta i_s}{A_c}$$

式中 $\bar{\epsilon}$ 为堆积床空隙率； L 为流动向床深，m； m_s 为 PCM 相变材料质量，kg； Δi_s 为在相变换热器温差范围内相变材料的比焓差，kJ/kg； ρ_s 为相变材料的密度，kg/m³； ρ_c 为流体的密度，kg/m³； D_s 为球直径，m； B 为对应于单位蓄热器换热面积的蓄热材料的焓值，包括显热焓，kJ/m²； (Q_c / A_c) 为对应于单位蓄热器换热面积的流体体积流率，m³/(m²·s)。

有关相变堆积床流动传热特性请参阅文献[19]。

平板堆积床的对流换热系数可由下式确定

$$Nu_f = \frac{hD}{\lambda_f} = 8.3 \quad (3-77)$$

(3) 结冰过程的传热特性实验研究

对于相变堆积床的传热特性一般需要进行实验确定。实验装置原理如图 3-23，该系统中阀 F2 是用于调节流量，电热调节器是用于调节流体进口温度和在融化实验时作热负载，阀 F1 只在融化实验时开通，蒸发器由制冷机提供冷量。

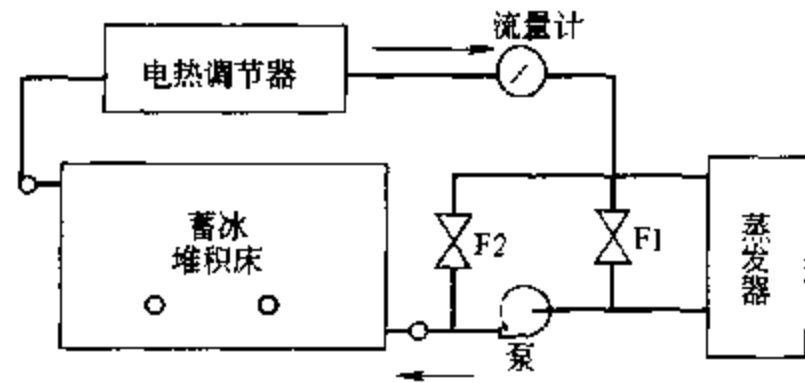


图 3-23 蓄冷实验装置原理图

实验装置已知不变的参数有：蓄冷槽容积 V 及通道尺寸，总换热面积 A ，空隙率 $\bar{\epsilon}$ ，PCM 相变材料的比热容 c 、密度 ρ_s 、熔点温度 T_m 、相变潜热 h_f 、总质量 M 、单元体尺寸，载冷剂流体比热容 c_f ；待求量有：换热流量 ϕ ，结冰或 PCM 材料凝固的百分比 ζ ，进而求出堆积床的换热系数 h ；可变可测量参数有：载冷剂流体质量流量 q_m ，流体进口温度 T_{in} ，蓄冷槽中 PCM 和载冷液的初始温度 T_0 ；待测量参数有流体出口温度 T_{out} ，时间 τ 。实验时最好在蓄冷槽的流体通道上等间距多布置几个测温点。

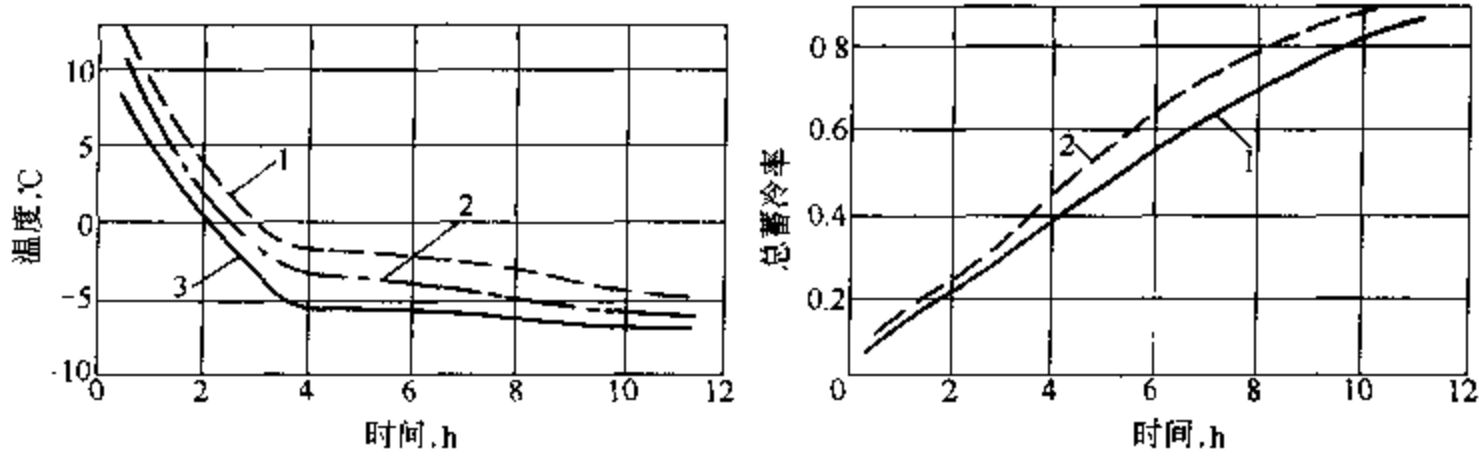
通过实验可以测得出口温度 $T_{out} = f(q_m, T_{in}, \tau)$ 的关系。

测试原理方程为

$$\phi = q_m c_f (T_{out} - T_{in}) \quad (3-78)$$

$$\zeta = \frac{\int_0^\tau \phi d\tau - (V - V_s) \rho_f c_f (T_0 - T_{out})}{M \Delta i | T_0^{out}} \quad (3-79)$$

式中 Δi 为 PCM 材料自温度 T_0 降至 T_{out} 的比焓 (包括潜热焓和显热焓)。



(a) 蓄冷过程蓄冷槽出口温度与流量关系

(b) 总结冰率与流量的关系

流量/ $m^3 \cdot h^{-1} \cdot RT^{-1}$: 1—0.09; 2—0.20; 3—供水温度 流量/ $m^3 \cdot h^{-1} \cdot RT^{-1}$: 1—0.09; 2—0.20

图 3-24 冰球床冻结过程变流量蓄冷特性

图 3-24 (a) 是冰球蓄冷罐蓄冷过程的实验曲线, 该实验曲线的总体趋势与单套管 PCM 凝固过程曲线与图 3-22 相似。理论分析指出了凝固过程与多种因素有关, 如载冷剂进口温度、流速、冰层的厚度等, 但概括起来还是表现在热阻上。定性分析可知, 载冷剂进口温度低、流速大、冰层薄, 结冰速度就快些, 总蓄冷时间就短些, 反之则反。球式结冰, 随结冰进程冰厚增速很快, 热阻增大快, 末期相变蓄冷量增长慢, 要使球内水都结成冰, 末期必须把载冷剂进口温度进一步降低才可能实现。这对制冷机运行不利, 只好放弃球内一部分水不结成冰。因此, 就有蓄冷有效度的问题, 也可称之为总蓄冷率, 记作 ξ_s , 定义作实际蓄冷量 $Q_{s,e}$ 与理论上最大允许蓄冷量 $Q_{s,max}$ 之比

$$\xi_s = \frac{Q_{s,e}}{Q_{s,max}} \quad (3-80)$$

式中 $Q_{s,max}$ 为理论上最大允许蓄冷量。例如球蓄冰的 $Q_{s,max}$ 则为球容积全部装满水并都冻结; 盘管外蓄冰则为不发生连冰的最大许可结冰的临界体积的结冰量。实验结果可以得到如下一些图。图 3-24 (a) 是实验可以直接获得的记录曲线, 通过改变流体进口温度的多组曲线才可再转换成图 3-24 (b) 和图 3-25 的曲线。但这些图使用并不方便, 最好应转化为无量纲传热有效度 ϵ , 无量纲时间 τ , 传热单元数 NTU , 凝固的百分比 ζ 等关系图。

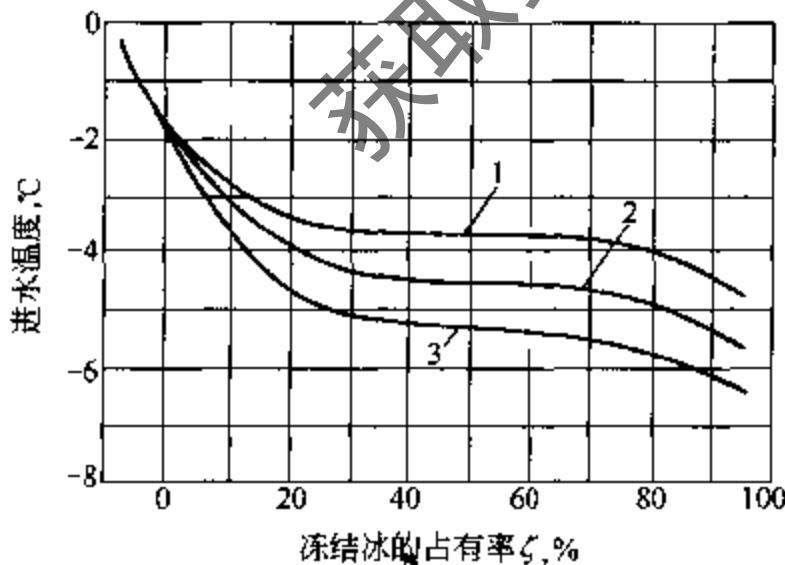


图 3-25 变进口温度蓄冷过程
结冰率与进水温度关系

t/h : 1—12; 2—10; 3—8

$$\epsilon = \frac{(T_{out} - T_{in})}{(T_m - T_{in})} \quad (3-81)$$

$$NTU = hA / q_m c_i \quad (3-82)$$

无量纲时间 τ 在热传导方程中用傅立叶数 Fo 的定义, 其定性尺寸习惯取球径、圆管径、板厚等, 但对于蓄冷换热器来说, 可取 $\tau = \tau_0 / \Delta\tau_0$, $\Delta\tau_0$ 为流体流经堆积床所需的时间

$$\Delta\tau_0 = \frac{\bar{\epsilon} V_0 \rho_i}{q_m} \quad (3-83)$$

在应用式 (3-78) 和式 (3-81) 时应当注意的是, 相变换热器大多在非稳态下运行, 由于蓄冷床容积较大, 流体流经蓄冷床有一相当长的时间, 流进蓄冷床流体只有经过全程换热到流

出时才与所用的能量方程相符合，因此，式(3-81)的 T_{out} 应比 T_{in} 晚 $\Delta\tau_0$ 时间读取才正确，否则会出现很大误差，特别是蓄冷之初期和末期。式(3-82)的换热系数 h ，它由下式求出

$$\phi = hA\Delta T_m \quad (3-84)$$

式中 ΔT_m 为堆积床的平均对数换热温差，在相变期间换热器进、出口温差分别为 $T_m - T_{in}$ 和 $T_m - T_{out}$ ，进、出口温度仍要注意有 $\Delta\tau_0$ 的时间差。

3.2.3 封装冰的熔冰特性

(1) 熔冰特性概述

设备的融冰过程曲线与蓄冰空调系统的应用有着密切的联系，能否满足空调系统的逐时负荷要求，很大程度上取决于蓄冰装置的取冷能力和调节方法。图3-26(a)、(b)为盘管外蓄冰内熔冰过程取冷特性。由这两图可以看出在融冰取冷过程中，来自空调负载的回水温度（即蓄冰设备的进水温度）和流量都会影响融冰量和给空调负载所提供的冷水温度。从图3-26(a)得知，当进水温度一定，出水温度越高，在一定时间内的总取冷量越大；要求的出水温度越低，能够取出的总冷量越少，也就是说，蓄冰装置中残冰率越高，其根本的原因是换热温差 ΔT_m 加大。例如进水温度为 10°C ，出水温度恒定为 7.2°C ，对冰的平均对数温差为 8.52°C ，8h可取出冷量 162RTH，平均供冷量为 20.25RT，正好等于该装置总潜冷蓄冷量。如果所需供冷水温为 4.4°C ，对冰的平均对数温差为 6.82°C ，8h总取冷量仅为 140RTH，平均供冷量为 17.5RT，剩余蓄冰量，即残冰率约 14%。但二者的传热温差相差为 25%，并不与供冷量的提高一致，这是由于要保持较高的出水温度，熔冰水流量就得减少，换热系数也减少。此外，取冷速率还与蓄冰装置中保存的冰量多少有关，存冰量越多，取冷率越大，存冰量减少，取冷率降低。

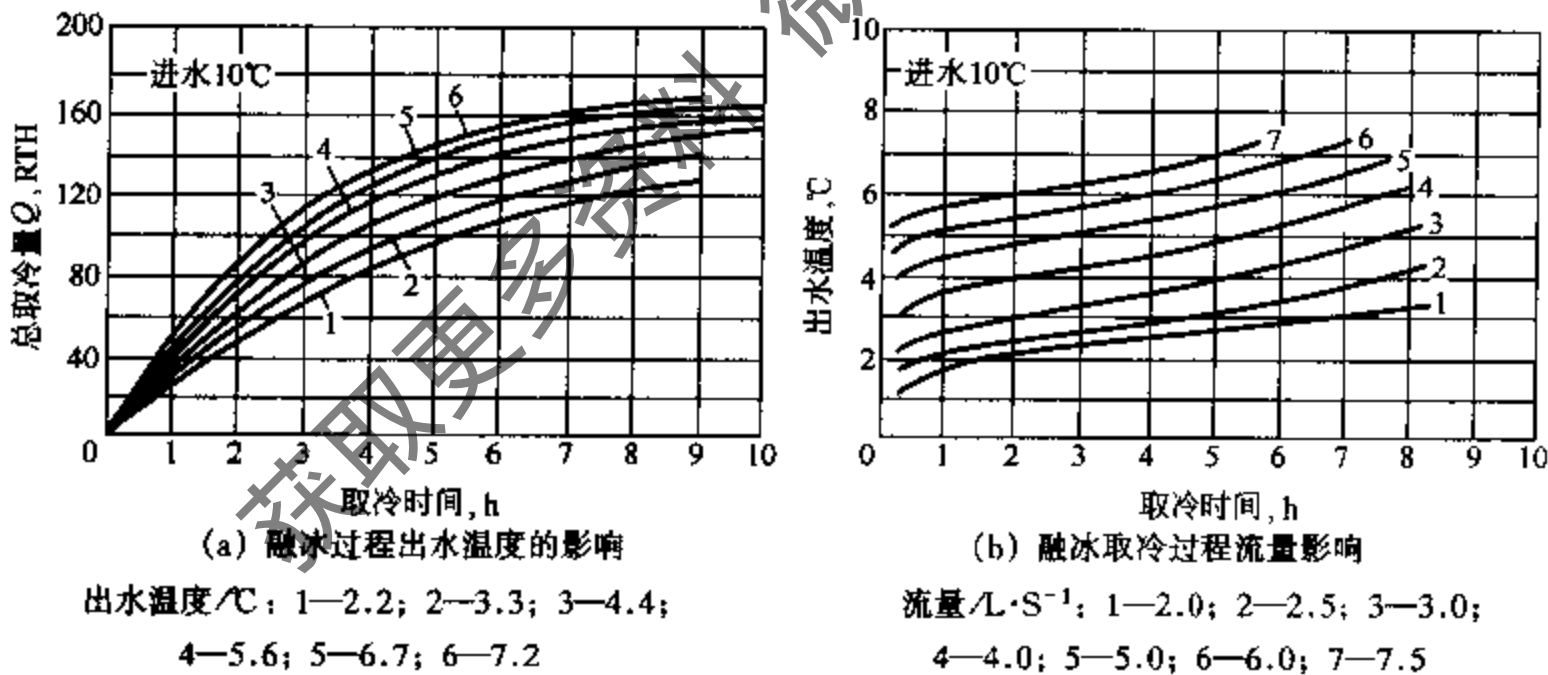


图 3-26 盘管蓄冰熔冰特性

图3-26(b)给出在定流量条件下，盘管式蓄冰装置的融冰取冷特性。从该图可以看出，当进水温度一定，流量越小，出水温度越低，取冷延续时间越长；反之，则取冷水温越高，取冷延续时间越短。从图中还可以看出，如果要等出水温度取冷，随着取冷时间的延续，需要逐渐减小流量才能实现。因为不同形状的内融冰式的冰盘管融冰过程中，不单伴随有冰层的相变与浮动，以及因而造成的冰与管壁面接触面积大小的变化，还与水层的自然对流等因素有关。图3-27是一种冰球罐的熔冰取冷受进口水温和流量影响的特性，冰球直径 $\phi = 95\text{mm}$ ，换热表面积约 $2.8\text{m}^2/\text{RTH}$ ，每立方米罐体空间容纳 $\phi = 95\text{mm}$ 冰球 1300 个，

总蓄冷量约 16.2RTH，潜热蓄冷量 13.8RTH。冰球罐的单位体积的换热表面较大，熔冰较容易，流量大，进口水温高则蓄冷罐水温也升得快。相对结冰过程来说，熔冰过程是个更复杂的换热过程。

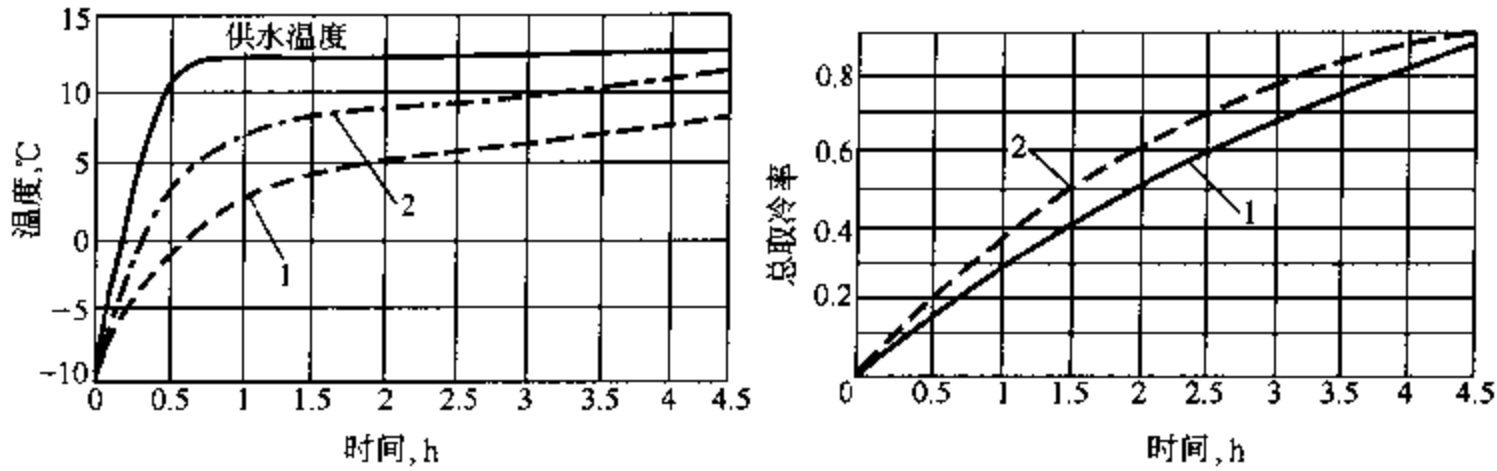


图 3-27 冰球罐融冰特性

流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{RT}^{-1}$: 1—0.09; 2—0.20

(2) 熔冰特性数值求解举例 熔冰过程特性也可以通过建模用数值法求解，由于问题复杂，只能举一简单例子说明数值求解的处理思路和方法。

【例1】如图 3-28 所示的矩形腔内 PCM 的融化问题，矩形腔内存有凝固了的 PCM 材料，腔体顶面和底面绝热，左侧以高于熔点的定温加热，右侧维持熔点温度冷却（工况 1）或与左侧相同温度定温加热（工况 2）。

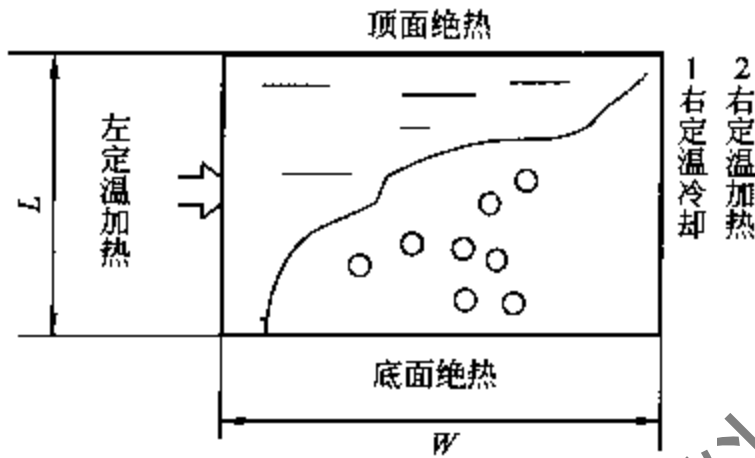


图 3-28 矩形腔融化模型

在对该问题进行数学描述之前一般要对问题作些假定，即忽略弱量变化项，抓住主要矛盾。此处假定：①只在考虑浮升力影响时才计及流体内密度变化，其他情况物性均为常数；②液相区的自然对流为层流；③不计固相与液相密度差；④相变界面若存在模糊区，模糊区可由多孔介质的 Darcy-Boussinesq 近似模型表述。

该种问题用传热学一般方法处理时，通常是列出固相区、液相区的热传导方程，把相变界面的等温条件和史蒂芬条件作为两相区的衔接边界条件，再列出动量、连续方程。尽管把这一系列方程组离散后迭代处理也可能获得结果，但还是比较麻烦^[20]。焓法模型是对整个控制体和边界进行积分处理的方法^[21]。当把相变界面或相变区看做是热汇面或热汇区，就可使固相、液相和相变界面的能量方程归为一个形式相同的方程；根据相同思路在处理流动问题时把固相区看做流动阻力很大的流体，数学上以引入一个合适的源项，在该源项的作用下使固相区虚拟的流动速度衰减到很小，这样处理又可使动量方程统一。文献 [22] 成功地用这种方法解决了本例所述的对流与相变耦合的传热问题。例 1 的控制方程组是，能量方程

$$\rho \left(\frac{\partial H}{\partial \tau} + \vec{V} \cdot \nabla H \right) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S^T \quad (3-85)$$

式中 V 为相变界面移动速度， S^T 为热源项， H 为焓值，它在固相和液相区不一样，为了使形式统一，引用一个表征潜热的量——液相体积率 $f_1(T)$ ，其定义为

$$f_1 = \begin{cases} 1 & T > T_m \\ 0 & T = T_m \\ 0 & T < T_m \end{cases} \quad (3-86)$$

则焓 H 可表成

$$H = h + f_1 h_f \quad (3-87)$$

式中, $h = \int_{T_m}^T c dT$, c 可以是固相比热容, 也可以表示液相比热容。

于是, 式 (3-85) 可表示为

$$\frac{\partial h}{\partial \tau} + \vec{V} \nabla h = \nabla(\alpha \nabla h) + S^h \quad (3-88)$$

式中 α 为热扩散率

$$S^h = S^T - h_f \frac{\partial f_1}{\partial \tau} - \vec{V} \nabla(f_1 h_f)$$

对纯物质的相变

$$S^h = S^T - h_f \frac{\partial f_1}{\partial \tau} \quad (3-89)$$

动量方程:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} + \vec{V} \nabla \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nabla(\nu \nabla \vec{V}) + A \vec{V} + S^V \quad (3-90)$$

式中 S^V 表示可能存在的真实源; A 为阻力系数, $A = -C(1 - f_1)$; C 为一个很大的常数, 例如 10^8 , C 值大小应视计算情况而定, 太大不易收敛, 太小会失真。

连续方程:

$$\nabla \vec{V} = 0 \quad (3-91)$$

对于二维问题, 可以从式 (3-84) ~ 式 (3-90) 出发编写二维的能量、动量和连续方程。对于二维问题, 可不必知道流体内部压力分布, 通过引进流函数 Ψ 和涡函数 ω 。定义

$$u = \frac{\partial \Psi}{\partial y}, \quad v = \frac{\partial \Psi}{\partial x}, \quad \omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3-92)$$

定义无量纲量:

$$AR = W/L, \quad \eta = \frac{1}{AR} \frac{x}{L}, \quad \xi = \frac{y}{L}, \quad f\mu = \frac{\Psi}{\nu}, \quad U = \frac{uL}{\nu}, \quad V = \frac{vL}{\nu}, \quad \tau = \frac{\tau\nu}{L^2}, \quad \Omega = \frac{\omega L^2}{\nu}$$

$$\theta = \frac{T - T_m}{T_{hot,w} - T_m} = \frac{h - h_m}{h_{hot,w} - h_m}, \quad Gr_L = g\beta (T_{hot,w} - T_m) L^3/\nu\alpha, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$Ste = c(T_{hot,w} - T_m)/h_f$$

于是可以得到无量纲三维方程组

$$U = \frac{\partial f\mu}{\partial \xi} = -\frac{1}{AR} \frac{\partial f\mu}{\partial \eta} \quad (3-93)$$

$$\frac{1}{AR^2} \frac{\partial^2 f\mu}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2 f\mu}{\partial \xi^2} = -\Omega \quad (3-94)$$

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + \frac{U}{AR} \frac{\partial \Omega}{\partial \eta} + V \frac{\partial \Omega}{\partial \xi} = \frac{1}{AR^2} \frac{\partial^2 \Omega}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial \xi^2} + A\Omega + Gr_L \frac{1}{AR} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \quad (3-95)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{U}{AR} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} + V \frac{\partial \theta}{\partial \xi} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{1}{AR^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} \right) - \frac{1}{Ste} \frac{\partial f_1}{\partial \tau} \quad (3-96)$$

其中 Ω 为无量纲涡函数

将上述无量纲控制方程组利用交替方向隐式格式 (ADI) 以及乘方定律格式进行离散, 并迭代求解。

由计算结果得知, 如图 3-28 所示的矩形腔内 PCM 的融化问题, 在加热刚开始初期属纯

传导情况，相界面与左右矿面保持平行；随着融化区扩大出现自然对流，受对流影响，相界面发生扭曲，上部融化较快，下部融化较慢。自然对流的影响越大，这种效果越明显。对于工况1，在左壁定温加热 $\theta = 1$ ，右壁定温 $\theta = 0$ 条件下当 $Ra = 2.2 \times 10^5$ 时，在 $\tau = 3.866$ 的等温线图和融化区的流线图见图 3-29。利用加热壁面处的温度梯度可求出传入矩形腔内的热流，整理成努塞尔特数，见图 3-30。

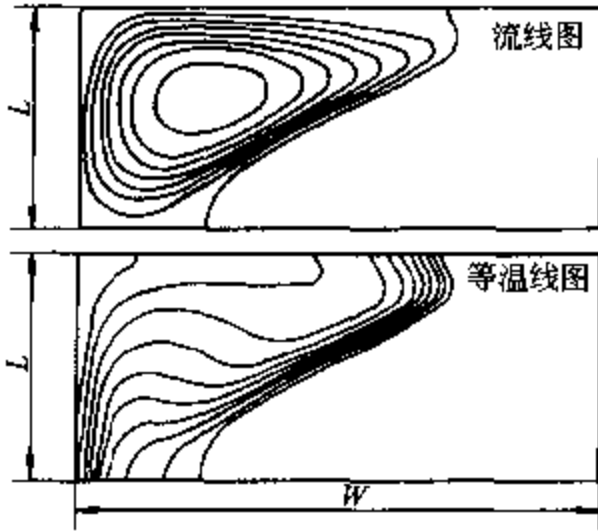


图 3-29 矩形腔左侧加热融化时流线图与等温线图
($Ra = 2.2 \times 10^5$; $\tau = 3.860$)

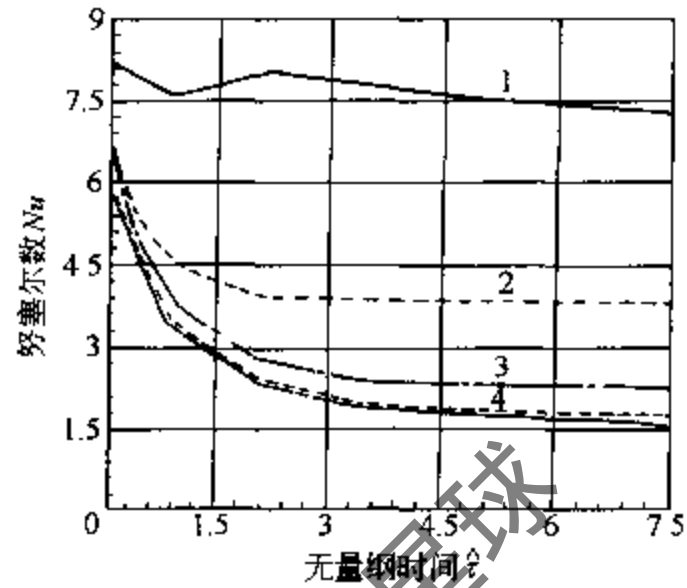


图 3-30 矩形腔融化时不同 Ra 数下 Nu 数与 τ 的关系
 Ra : 1— 2.2×10^3 ; 2— 2.2×10^4 ; 3— 2.2×10^5 ; 4— 2.2×10^6

双侧对称加热融化时相界面位置和壁面热流情况分别见图 3-31 和图 3-32。

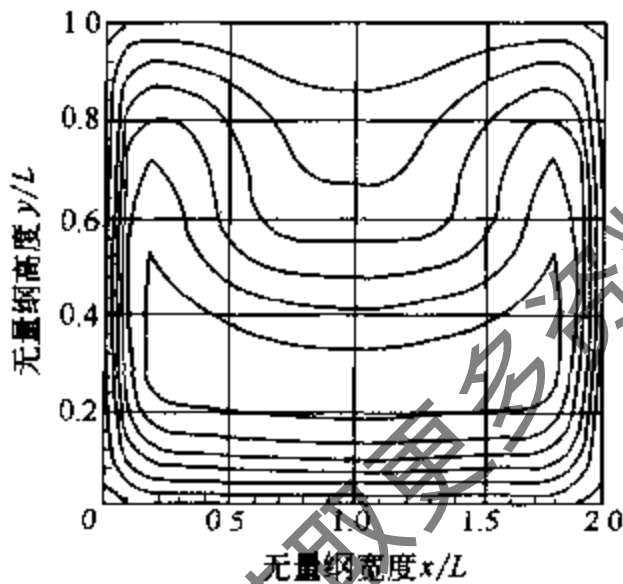


图 3-31 矩形腔双侧对称加热融化时等温线状

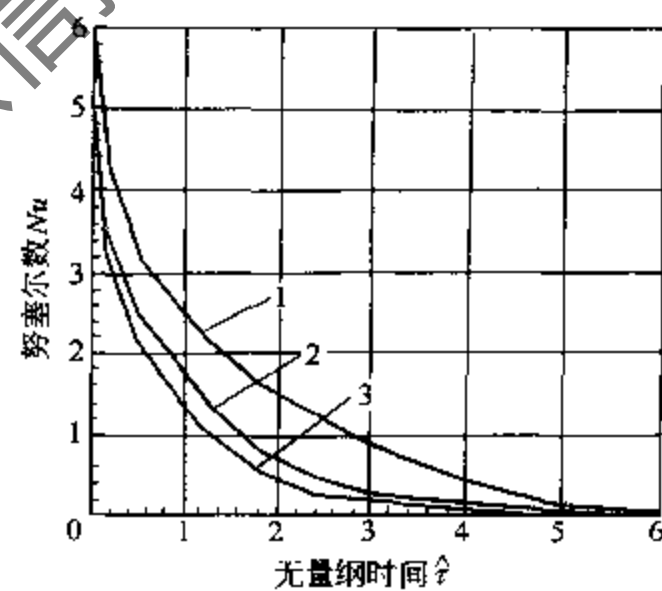
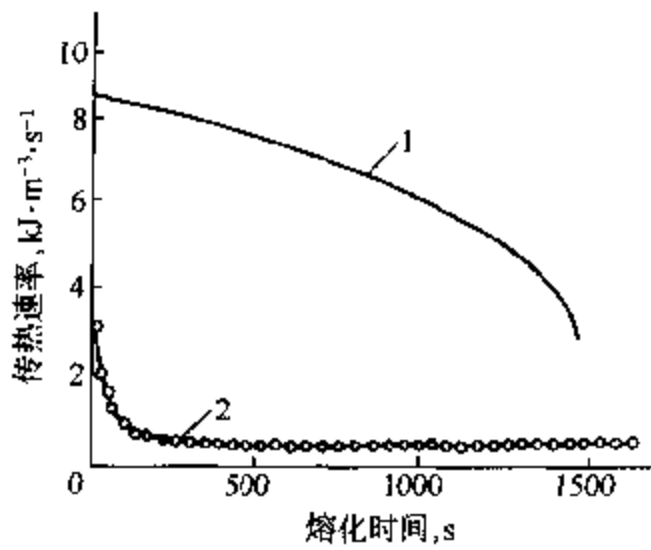


图 3-32 矩形腔双侧对称加热融化时侧壁面平均 Nu 数随时间变化
 Ra : 1—0; 2— 2.2×10^3 ; 3— 2.2×10^5

(3) 平板冰床融冰特性

在实际的冰蓄冷熔冰过程中，相变界面不仅受到传热和液体对流的影响，冰块整体还要受浮力作用逐渐向上浮动，始终贴于顶部，液相区水在 4°C 密度最大，沉于底部，随着融化时间的推移，底部水层增厚，顶层维持薄水层厚度基本不变。对于矩形腔平板冰堆积床，基本可以抽象为顶面和底面有流体强迫流加热模型处理。文献 [23] 初步讨论了这种情况。图 3-33~图 3-35 分别为矩形盒封装的平板冰融化时上、下表面的传热速率，整体融化率以及融化时间与壁温的关系。

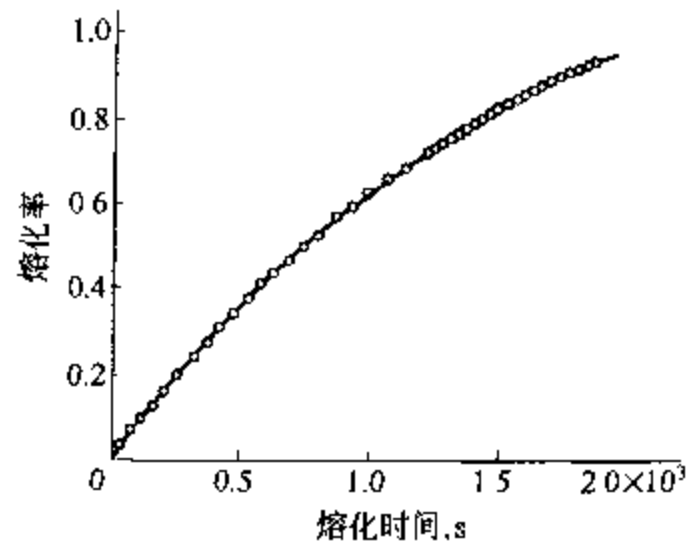
由图 3-33 可知上表面传热速率远大于下表面，是主融冰面，在估算时可忽略下表面传



(壁温 5℃)

图 3-33 平板熔冰时上下表面传热流密度与时间关系

1—上表面传热流率；2—下表面传热速率



(壁温 4℃)

图 3-34 平板冰融化率与时间关系

○—计算值；—拟合值

热速率。平板融冰率可用下式估算

$$\zeta = 0.0177 + 2.64 \times 10^{-4} \tau - 1.43 \times 10^{-8} \tau^2 \quad (T_w = 1^\circ\text{C})$$

$$\zeta = 0.0195 + 7.93 \times 10^{-4} \tau - 1.47 \times 10^{-7} \tau^2 \quad (T_w = 4^\circ\text{C}) \quad (3-97)$$

总融化时间用下式估算

$$\tau_{\text{end}} = 2304.9 + 6171.4e^{-(T_w - 0.5)/0.687} \quad (3-98)$$

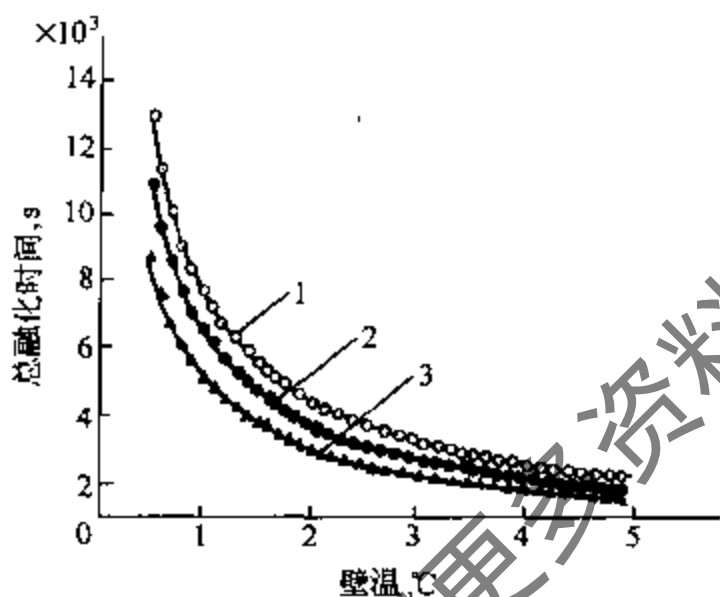


图 3-35 平板封装冰总融化时间随壁温变化的关系

冰板高度/mm: 1—50; 2—40; 3—30

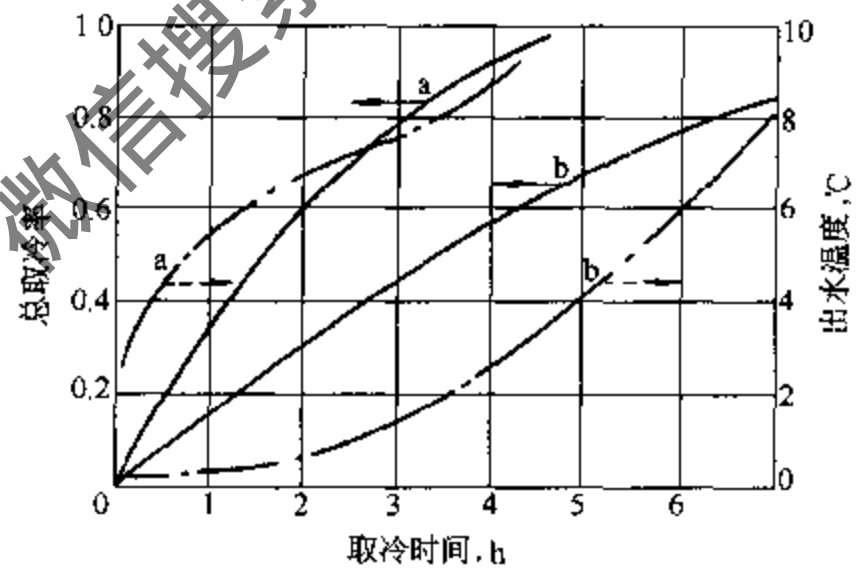


图 3-36 冰球罐在较小流量时取冷率

a— $\dot{Q}_v = 1.9[(\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^3]$; b— $\dot{Q}_v = 0.9[(\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^3]$

(4) 冰球融冰特性

冰球的融冰过程更要复杂，有着与冰盘管设备和板冰有不同的特性。因球体单位冰体的表面积最大，即当球内融冰换热时，冰水接触界面面积大；其次一般球体内水冲注并不满，留有一定结冰膨胀空间，即存在空气。由于空气的不可凝结特性，在结冰过程中析出的空气会形成一种类似“蓉花”状的毛细孔道。当融冰时，毛细孔道又被融化的水渗入，相当于进一步加大了冰与水的接触表面积。因而冰球罐取冷速率会很大，可以很好地适用于有限电量的地区（如目前杭州用电政策）。但应明确其取冷速率的变化是很大的，如图 3-36 所示，即当取冷水量和水温不变的情况下，冰球罐的出水温度变化非常大。若要保持稳定的取水温度，必须配合灵活恰当的流量控制装置与冷机相应的负荷调节装置。

图 3-36 为直径为 95 冰球堆积床，空隙率为 38%~40%，球间充灌乙二醇水溶液的传热特性。图中显示流量在 $0.9\text{m}^3/\text{h}$ RHT 时取冷速率较为稳定。实验得出该冰球床的熔冰传热系数约为 $1.6\text{kW}/(\text{C}\cdot\text{m}^2)$ 。

3.2.4 动态蓄冰空调

盘管外和封装冰蓄冷空调属于静态蓄冰空调范畴，是较早开发的蓄冰空调方式，比较成熟。现在蓄冰空调技术逐渐转向开发动态制冰、冰晶浆的管内输送和低温供冷技术。本节仅就动态蓄冰空调的制冰技术、储存技术、运输技术和取冷热交换技术作简单介绍，详细可参阅文献 [24]。

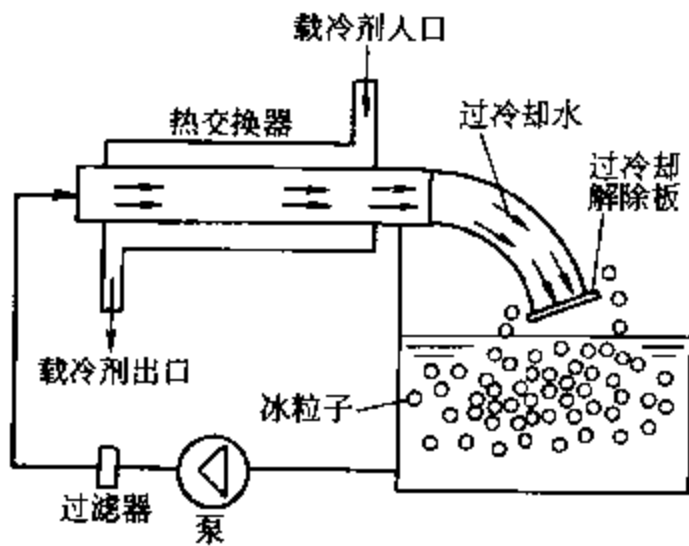


图 3-37 流动过冷却水制冰法

(1) 冰晶制作法
流动过冷却水制冰法，见图 3-37。利用传统换热器，在换热器外表流动过冷却水制冰。

- ① 流动过冷却水制冰法见图 3-37。
- ② 低沸点冷媒蒸发制冰法，见图 3-38。
- ③ 正戊烷蒸发制冰法，见图 3-39。
- ④ 低温冷媒喷射接触显热制冰法，见图 3-40。

⑤ 管内乙二醇水溶液流下膜制冰法，见图 3-41。

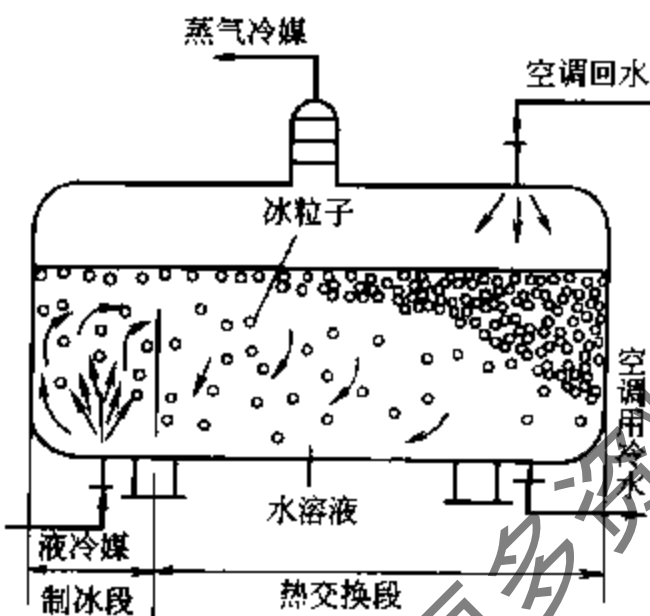


图 3-38 低沸点冷媒蒸发制冰法

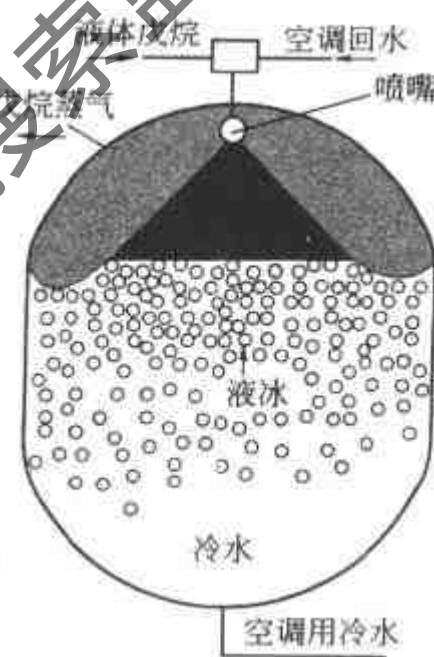


图 3-39 正戊烷蒸发制冰法

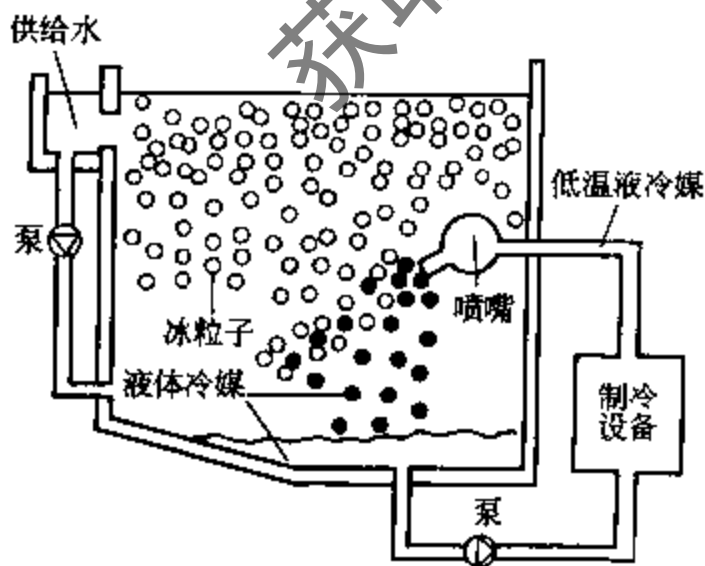


图 3-40 低温冷媒喷射接触显热制冰法

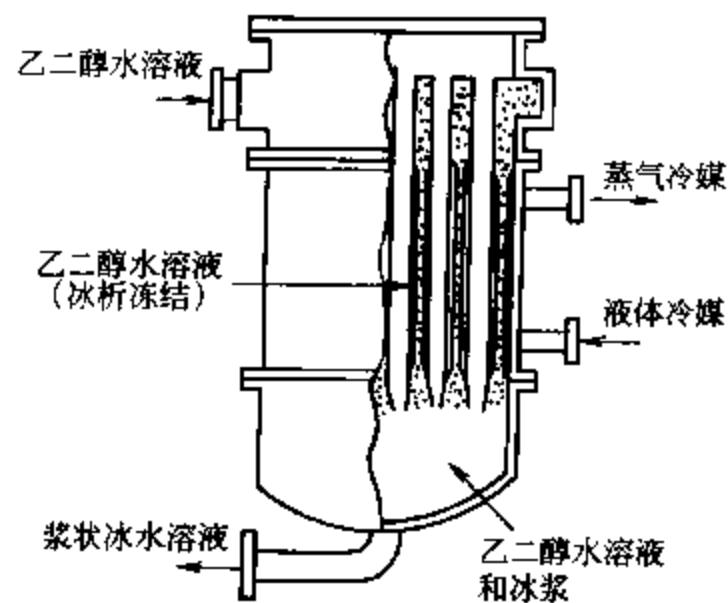


图 3-41 管内乙二醇水溶液流下膜制冰法

(2) 动态储冰和取冷技术

动态制冰法制的冰水混合物若长时间保存，冰晶可能结合形成冰块，冰充填率高和冰水中含有空气都会加剧冰块的形成，当形成冰块后有可能使蓄冰槽道堵塞，需注意防止。

用动态制冰法制的冰在储冰槽内储存一段时间后，取用时要用取冰机把它从蓄冰槽内搬出。其步骤和所用设备有以下几种。

① 使储冰槽内的冰分散混合 让设置在储冰槽内水中的泵强迫搅混，使冰水混合物成冰晶浆状。另外也可通过设置一组喷嘴往冰浆出口喷射高压水的方法将薄冰碎成冰浆供给，有的场合也用喷射空气方法制取冰浆。为防止冰块进入送冰水管道，冰浆出口处应设置适当的金属滤网。

② 使用冰浆取出机。

a. 储冰槽内冰浆通过回转翼送往管道。这种场合要利用在储冰槽内设置空气喷射把冰收集至回转翼前。

b. 螺旋推进型输冰器，如图 3-42 所示，螺旋输送机把储冰槽水中冰片送到左下端，冰片借浮力集于出口处，由高压喷射水流泵把螺旋输送机送来的冰片碎成冰晶浆送往配管。

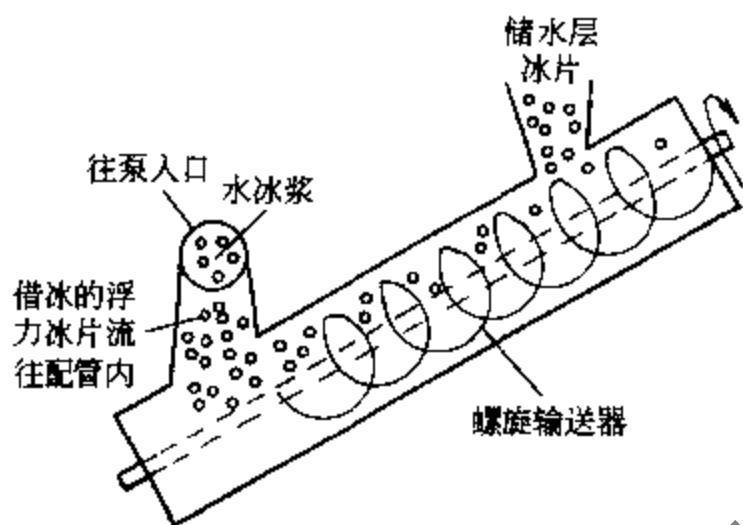


图 3-42 螺旋输送机型冰浆输送法

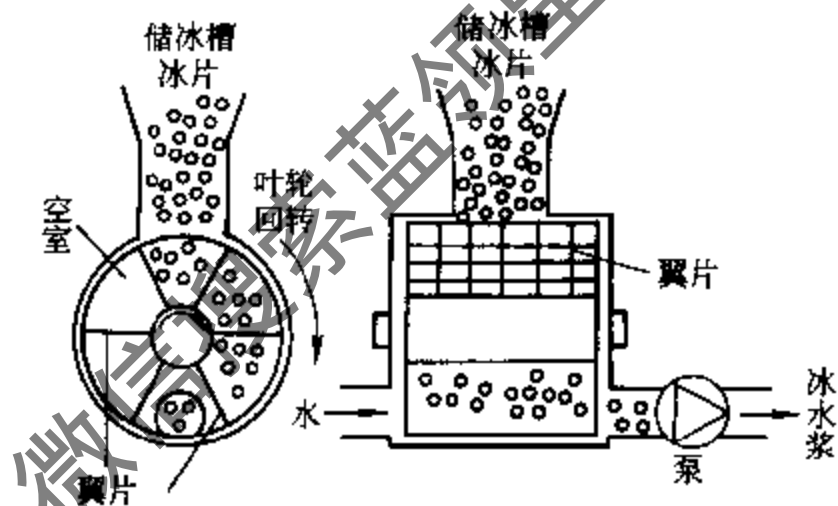


图 3-43 回转叶阀型冰浆输送法

c. 旋转门阀型输冰器，见图 3-43 所示，旋转门阀置于储冰槽底部，通过其转动把冰浆送进配管内。

d. 冰充填率 (IPF) 控制器。为控制管内冰的充填率，如图 3-44 在管内设置有一定孔径的金属网，分离出多余的水分。

冰浆储存最大问题是要防止储冰期结成冰块。目前已在配制新溶液，和制作纳米冰。有关技术可参考一些专利文献。

(3) 冰浆的运输技术

管道输冰水技术可以使输水管和换热器造价降低，例如冰水含冰率 15%，其送水管径只要送 7℃ 冷水，回水 15℃ 的管径一半即可。但送冰水有四个问题需要设计和运行注意。

① 流动阻力 粒径 1mm 以下的微细冰粒，冰充填率小于 20% 情况的管内送冰水压力损失与流动状态的关系趋势如图 3-45。

a. 对于伴有滞留冰的浮冰流动，管内流速小于 0.5m/s 时，压力损失较送冷水大；

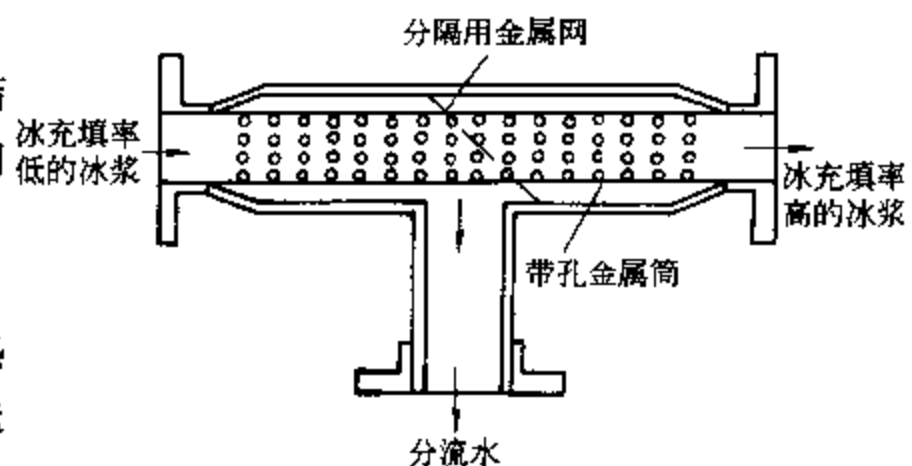


图 3-44 冰充填率管内控制器

b. 对于浮冰流动，管内流速大于 0.5m/s 时，滞留冰粒子向管底部水层扩散，压力损失可到最小值，而后随流速增加而增大；

c. 对于冰粒子扩散剥离流动。管内流速大于 1m/s ；

d. 对于冰粒子的均质流动。管内流速约超过 2m/s ，其阻力与送水情况相似。

随冰充填率增大，会出现送冰浆的阻力小于送水的阻力情况，这是由于冰充填率增大伴随冰粒往管中央集中的脉动流及管壁的水膜流形成二层（Bingham）流，加之冰粒群使流涡破坏，导致阻力减小。

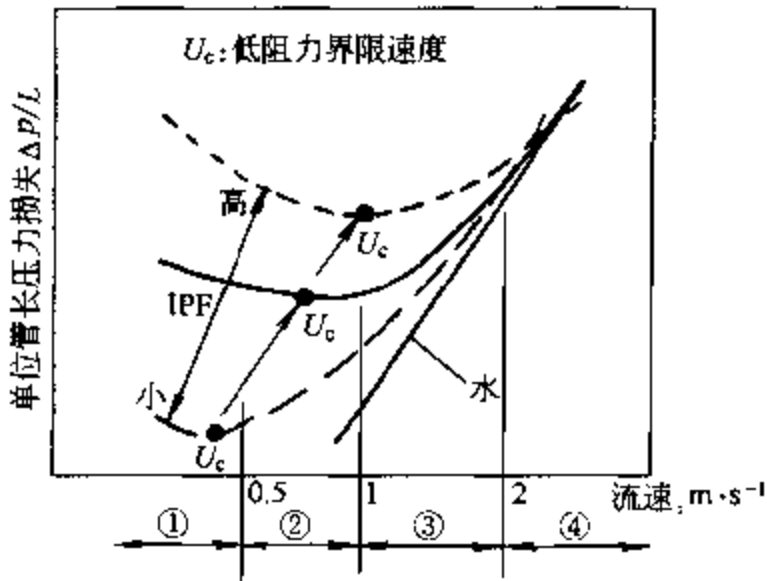


图 3-45 冰水浆流动阻力与流速关系示意图
①滞冰浮冰流区；②浮冰流区；
③扩散剥离流区；④均质流区

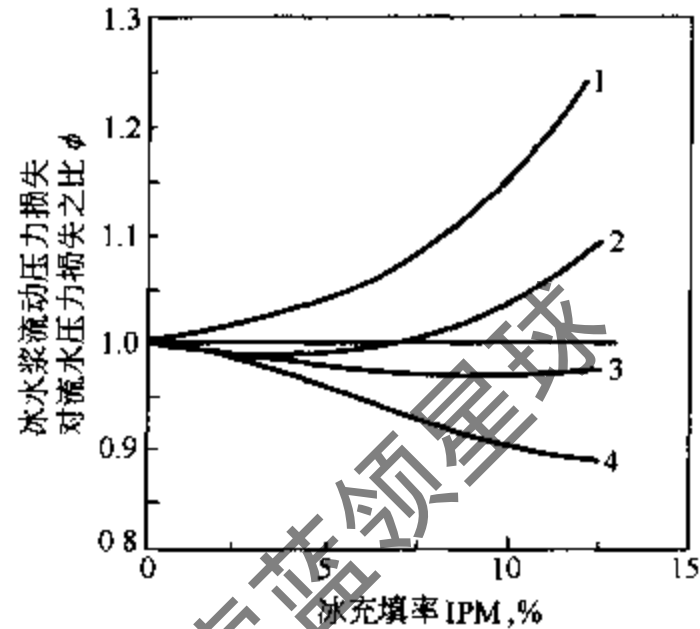


图 3-46 流动冰浆与流水阻力比
管内流速 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，1—0.8；2—1.1；
3—2.1；4—2.6

流动冰浆与流水阻力比示于图 3-46。

② 防止管内冰塞 冰浆中有粒径不等冰粒，大冰粒在冰停留处如管路弯曲、分叉、阀门处等易形成冰塞。解决方法是增大管径、增大弯曲曲率，使用定流量泵，提高流速使用均质流。另外还可使用有机水溶液冰浆，或用低凝固点溶液在冰表面形成薄膜。其水溶液可用丙二醇或多糖醇，如山梨糖醇水溶液。

③ 冰粒大小混合度对流动阻力的影响 大径和小径冰粒混合输运可增加输冷量，见图 3-47。

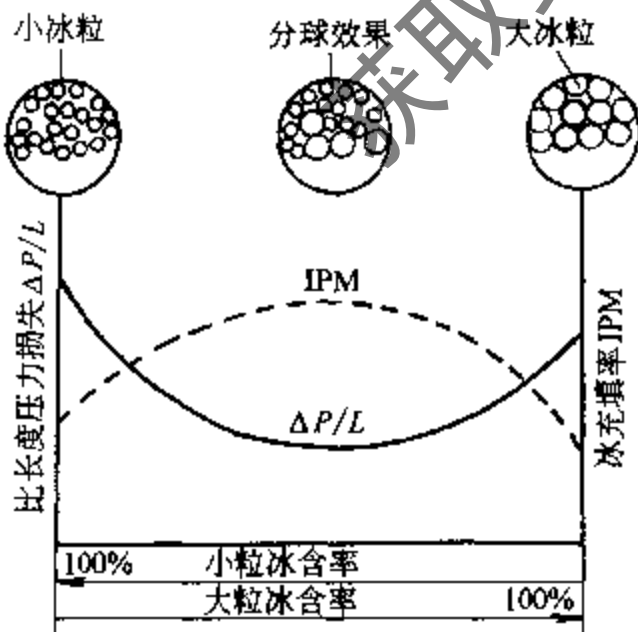


图 3-47 冰粒大小混合度与压力损失及冰充填率之间关系

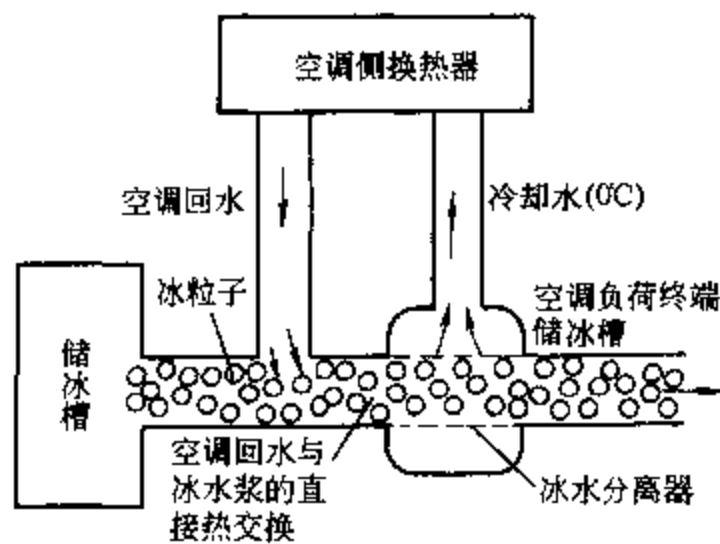


图 3-48 空调回水流入单管回路上游方式

④ 冰浆输送管方式与末端换热器 从储冰槽至用冷端的冰浆输送管可采用往复双管式或单管式。

a. 往复双管式 它由冰浆专送管和热交换后的融冰水返回管组成，因融冰后水显热可利用，送冷密度大，管径可缩小。另外，冰浆专送管的 IPF 可保持一定，利于各用冷末端均匀供冷。

b. 环路单管式 它用单一干管把储冰槽与各用冷侧的热换热器用环路形式连接起来，干管中始终有残冰。依据用冷侧的热交换器的用冷方式，可以由干管直接给换热器配送冰浆或经冰水分离器送 0°C 冷水。图 3-48 是一种充分利用潜热的供 0°C 冷水方式。

3.2.5 冰蓄冷空调系统

(1) 基本系统

根据用户要求不同，冰蓄冷空调系统有许多不同的设计方案。无论何种系统，它除了包括有制冷机的制冷剂回路、空调负荷换热器的供冷水回路外，还包括有充冷蓄冷回路、蓄冷罐单独供冷回路、制冷机充冷兼供冷回路，以及制冷机和蓄冷罐连合供冷回路。图 3-49 是冰蓄冷空调基本系统示意图。

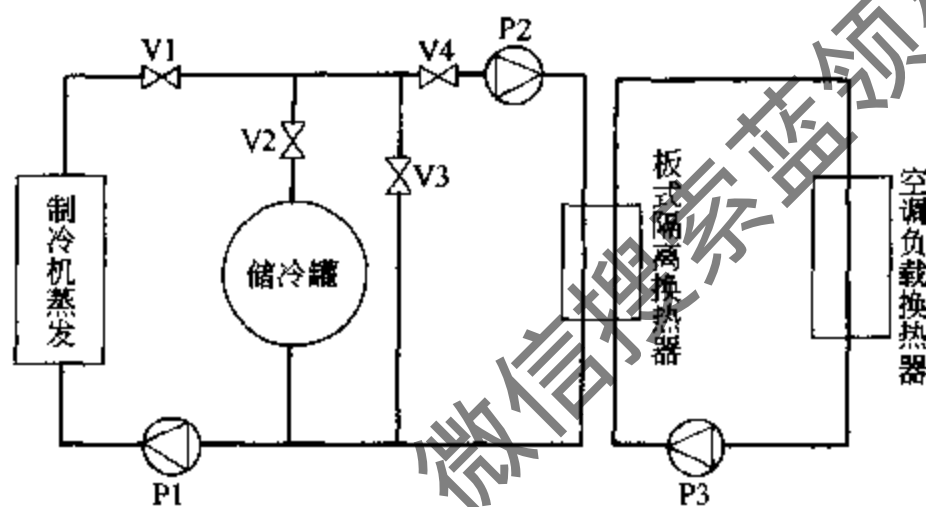


图 3-49 冰蓄冷空调基本系统示意图

其充冷蓄冷回路由储冰罐、泵 P1、制冷机蒸发器、阀 V1、阀 V2 组成，回路内以乙二醇为载冷剂，储冰罐为封装冰或盘管外结冰融冰式。此循环中，制冷机供水温度为 -5°C ，回水为 -1.7°C 。

蓄冷罐单独供冷回路由储冰罐、泵 P2、板式隔离换热器、阀 V2、阀 V4 组成，回路内仍然是乙二醇为载冷剂，板式隔离换热器的另一侧是空调循环水。此循环，蓄冷罐供水温度为 5.6°C ，回水为 10.6°C 。

制冷机充冷兼供冷回路是在夜间有部分用冷情况下才使用，该回路包括了储冰罐、泵 P1、泵 P2、制冷机蒸发器、板式隔离换热器、阀 V1、阀 V2、阀 V3 和阀 V4。其运行时载冷剂有两个回路：一个是充冷蓄冷回路，即储冰罐、泵 P1、制冷机蒸发器、阀 V1、阀 V2 回路；另一是制冷机供冷回路，即泵 P1、制冷机蒸发器、阀 V1、阀 V4、泵 P2、板式隔离换热器回路，阀 V3 支路配合阀 V4 是用于调节通过板式隔离换热器回路的流量，以保证供水温度大于 0°C 。此循环中，制冷机供水温度仍为 -5°C ，回水仍为 -1.7°C ，但应控制进板式隔离换热器供水温度为 5.6°C ，回水为 10.6°C 。

制冷机和蓄冷罐连合供冷回路。当阀 V3 关闭，通过调节阀 V1、阀 V2 开度即可实现制冷机和蓄冷罐连合供冷。实际回路中这种调节可以由自动控制阀完成。此循环中，蓄冷罐供水温度为 5.6°C ，制冷机和蓄冷罐回水为 10.6°C 。

这种蓄冷空调系统属于并联系统。由此可以演化出许多较复杂的系统，例如制冷主机可以有二台或多台并联，在供冷回路可设基载制冷机，板式热交换器可分成两级，一级专供与制冷机相连，另一级只与储冷罐相连，阀也可拆为通断式和连续调节式等。图 3-50 为有基载制冷机的蓄冷空调系统图。

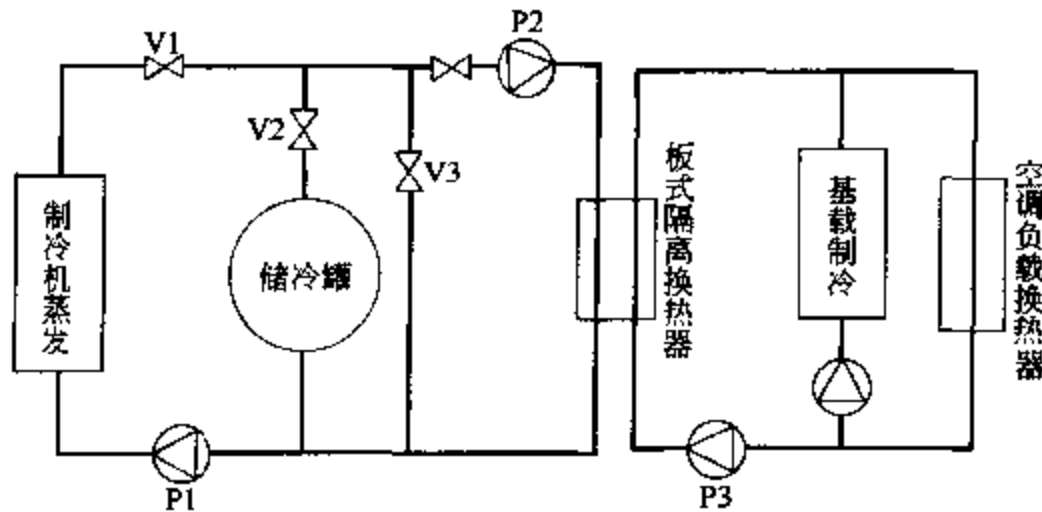


图 3-50 有基载制冷机的蓄冷空调系统图

(2) 基本串联系统

图 3-51 为串联型蓄冷空调系统。

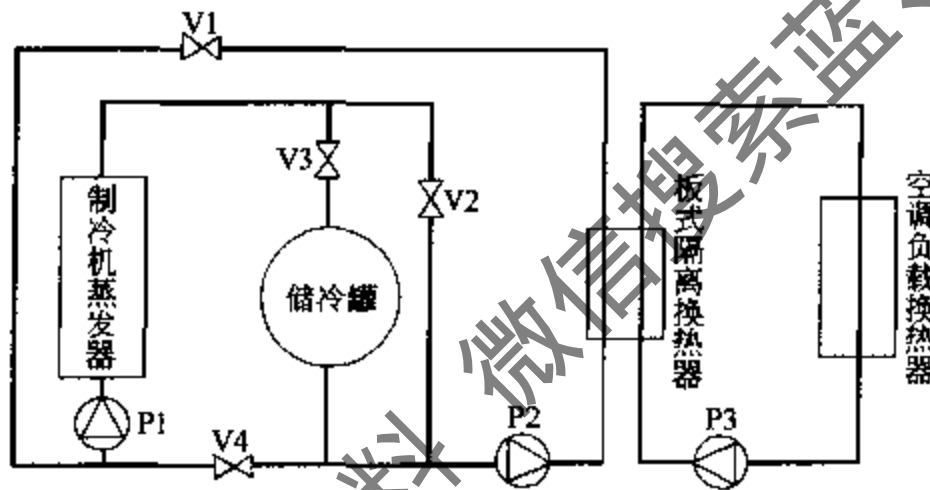


图 3-51 串联型蓄冷空调基本系统图

对于串联系统来说，制冷主机可位于蓄冰槽上游，此时，制冷主机出水温度较高，蓄冰槽进出水温度较低，因此，制冷主机效率高、电耗较小，故一般多采用“主机上游”布置。但对冰槽来说由于融冰温差小，取冰效率较低，常留陈冰，冷量不能充分释放，尤其对融冰特性不理想的冰槽缺点更明显，容易造成提供出的冷水温度过高，使供应的负荷量减少，不能满足用户要求的情况。如果制冷主机位于蓄冰槽下游，则情况正好相反。图 3-51 所示系统各工况运行组织和参数见表 3-6。

表 3-6 各工况运行组织和参数

工 况	阀 V1	阀 V2	阀 V3	阀 V4	制冷机水温,℃		蓄冷槽水温,℃	
					供水	回水	供水	回水
充冷蓄冰	关	关	开	开	-5	-1.7		
制冷机供冷	开	开	开	开	6.0	11.0		
蓄冷槽供冷	开	调节	调节	关	11.0	11.0	6.0	11.0
制冷机和蓄冷槽同时供冷	开	调节	调节	关	6.8	11.5	4.0	6.8

(3) 外融冰系统

外融冰系统是用温度较高的空调回水直接送入盘管表面结有冰层的蓄冰水槽，使盘管表面上的冰层自外向内逐渐融化，故称为外融冰方式，也称开式流程，见图 3-52。储冰槽的管内可以像一般内融冰一样走冷媒（大型蓄冷），也可以用直接蒸发制冰（小型蓄冷），典型产品有美国 BAC 公司和 Evapco 公司的产品。由于空调回水与冰直接接触，换热效果好，取冷快，来自蓄冰槽的供水温度可低达 1~2℃ 左右。此外，空调用冷水直接来自蓄冰槽，故可不需要二次换热装置。但是，为了使外融冰系统能达到快速稳定融冰放冷，蓄冰槽内水的空间应占一半，也就是说蓄冰槽的蓄冰率（IPF）不大于 50%，故蓄冰槽容积较大。同时，由于盘管外表面冻结的冰层不均匀，易形成水流死角，而使冰槽局部形成永不融化的冰层，故需采取搅拌措施，以促进冰的均匀融化。

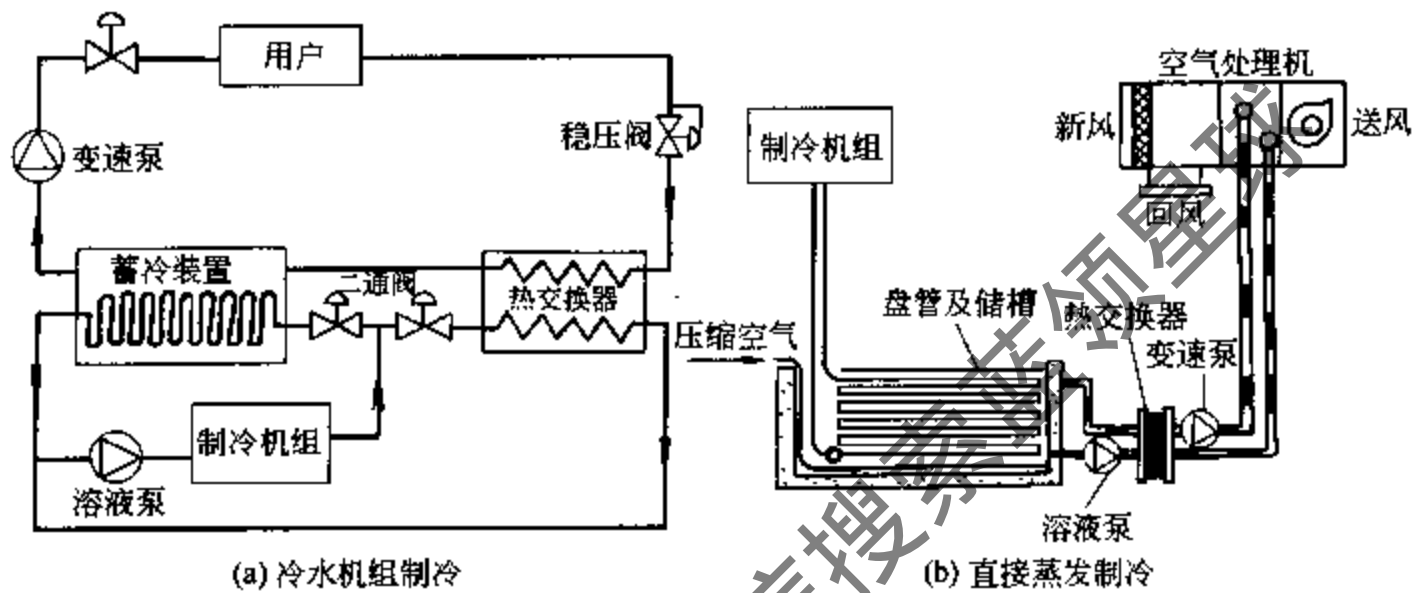


图 3-52 外融冰蓄冷系统流程图

(4) 冰晶或冰浆蓄冷空调系统

在前一节已对冰晶浆式蓄冷空调技术作了较详细介绍，该系统流程图较简单，是一种将低浓度载冷剂（如乙二醇水溶液）经特殊设计的制冷机组（称之为超冰机）冷却至冻结点温度以下，使之产生非常细小直径约为 100 μm 而均匀的冰晶，与载冷剂形成泥浆状物质，经泵输送蓄冰槽储存，以提供尖峰负荷的需求，见图 3-53。此蓄冰系统由于冰晶直径极小，因此总的换热面积大，融冰速率快。但由于储冰槽小，不宜长时间储冰，所以只适用于小容量一周式分量变动蓄冷空调运转模式，目前最大规模约为 176kW。

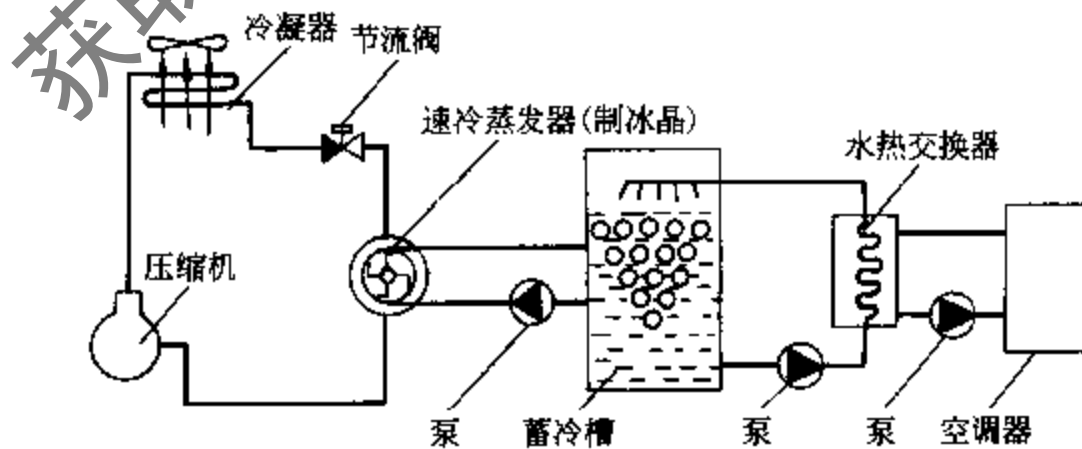


图 3-53 冰晶式蓄冷系统结构示意图

冰晶制冷制冷机产品以加拿大 Sunwell 公司和美国 MMeller 公司为代表，单台最大制冷能力不超过 100 冷吨。以 TS-30 型为例，其制冰能力为 30 冷吨，配有半封闭活塞式制冷机，水冷壳管式冷凝器，吸气分液蓄液器，气液回热器等。其特殊之处在于蒸发器部分，该

机配有6个长度为1.83m的套筒式蒸发器,内管直径约300mm。制冷剂R22从内外管之间的夹层内通过;冰/水双相液为8%的乙二醇水溶液,在内管中过冷。为了保持内管内壁表面温度均匀,配有三台电动擦拭机,每台负责两个套筒蒸发器。该机外形尺寸为2.36m长、1.75m宽、2.16m高,可以制造冰晶,也可像普通冷水机组一样生产冷水。

3.2.6 冰蓄冷空调系统的具体设计和安装工程中几个应注意的问题

在3.1.3节给出了蓄冷空调设计的7个基本步骤,并就许多问题展开了研究。为了让读者方便地将上述介绍的知识应用于冰蓄冷空调系统的具体设计,本节将补充一些具体设计中应考虑的事项和必要参数,并举例说明。

(1) 典型设计日的空调负荷

由空调场所具体情况和室外气象参数算出的24h的逐时负荷应绘成典型设计日的空调负荷图。冷负荷单位可为千瓦时(kW·h),百万焦(MJ)或冷吨小时(RTH),传统用千卡(kcal)三者间的换算关系是:

$$1 \text{ kW}\cdot\text{h} = 3600 \text{ kJ}, 1 \text{ MJ} = 10^6 \text{ J}, 1 \text{ RTH(US)} = 3.5169 \text{ kW}\cdot\text{h}$$

$1 \text{ RTH(日本)} = 3.86116 \text{ kW}\cdot\text{h}$, $1 \text{ kcal} = 4.1868 \text{ kJ}$,建议采用千瓦时(kW·h)。根据式(3-7)算出日总的空调负荷 Q_0 。

(2) 蓄冷方式的选择

其最主要是确定制冷主机的形式和蓄冷量所占日总冷负荷的比例,它除应遵照前述的最佳经济原则外,尚应考虑以下一些具体因素:

① 该建筑有无可利用来进行蓄冷的现有条件,如较大容积的消防水池(最好在 500m^3 以上),或可利用的槽基空间等;又如建筑物是否需要基载负荷,占总负荷量的比例如何;建筑空调负荷在日周期中变化是否剧烈等等;

② 当地用电政策。如避峰期不允许制冷机组开启的时间,低谷电价的时间段,峰谷电价差值等;

③ 在满足蓄冰时间段的情况下,选择的蓄冰装置所需的蓄冷温度不宜过低,制冷机的蒸发温度每降低 1°C ,同样一台冷机,其制冷能力会减少 $2\% \sim 3\%$;

④ 蓄冰槽的体积要小,占地面积尽量节省,对于发展较好的地区,如深圳,地皮很贵,建筑面积的充分利用应非常注意;

⑤ 合理确定最佳蓄冷比例,一般建议选用蓄冰量约占 $30\% \sim 50\%$ 的部分蓄冰系统,因为它的建设最为经济。一次投资大约在3年内可以收回。具体数值应据当地的用电政策有关;

⑥ 在建筑的空调或供冷系统允许条件下,选用低温送风系统,如供水为 4°C ,甚至更低为 $1.5^\circ\text{C} \sim 2^\circ\text{C}$ 。

【例】 设白天供冷 $\tau_d = 10\text{h}$,制冷机的 $COP_d = 3.0$,晚间可蓄冷 $\tau_s = 10\text{h}$, $COP_s = 2.0$,蓄冷效率 $\eta_s = 0.95$,冰蓄冷用双工况制冷机组单位轴功率价 $C_1 = 2500 \text{ 元/kW}$,机组建筑安装费 $C_2 = 600 \text{ 元/kW}$,电力增容费 $C_3 = 2000 \text{ 元/kW}$,高峰电价 $F_p = 0.6 \text{ 元/(kW}\cdot\text{h)}$,低谷电价 $F_v = 0.18 \text{ 元/(kW}\cdot\text{h)}$,冰蓄冷设备费 $F_s = 240 \text{ 元/(kW}\cdot\text{h)}$,设 $Q_0 = 30000\text{kW}\cdot\text{h}$ 。据制冷设备最充分用原则,由式(3-13)可算出第一最佳蓄冷占有率

$$\zeta_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{COP_d \tau_d}{COP_s \tau_s \eta_s}} = \frac{1}{1 + 3 \times 10 / (2 \times 10 \times 0.95)} = 0.388$$

由式 (3-12) 或式 (3-11) 算出最佳蓄冷率为

$$\zeta = \frac{Q_s}{Q_0} = \frac{11628}{30000} = 0.388$$

最后编制蓄冰周期逐时负荷分布图。

(3) 制冷主机的选择

制冷主机的主机轴功率 N_s 由式 (3-10) 算出

$$N_s = \frac{Q_0}{COP_s \tau_s \eta_s + COP_d \tau_d} = \frac{30000}{2 \times 10 \times 0.95 + 3 \times 10} = 612 \text{ kW}$$

制冷机标准制冷工况的制冷量为

$$q_{0,d} = N_s COP_d = 612 \times 3 = 1836 \text{ kW} = 475.5 \text{ RT}_{JP}$$

空调蓄冰系统用冷水机组需要适应空调工况和蓄冰工况，故常称之为双工况制冷机，可供选择的类型有活塞式冷水机组、螺杆式冷水机组和二级或三级离心式冷水机组。其制冷机适宜范围和性能系数见表 3-7 和表 3-8。

表 3-7 几种制冷机的适宜范围和性能系数

类 型	空调工况制冷量 (RT)	性能系数(kW/RT)	
		空调工况(6.7℃)	蓄冰工况(-5.6℃)
活塞式冷水机	10~240	0.85~1.0	1.10~1.30
螺杆式冷水机	80~1000	0.70~0.85	0.95~1.15
离心式冷水机	160~2000	0.65~0.75	0.9~1.10

从表 3-7 中可以看出，离心式冷水机组性能稍优。但请注意，对于空调蓄冰用离心式冷水机组最好采用中温中压制冷剂，如 R22、R134a 等；如果采用高温低压制冷剂如 R11，在蓄冰工况下蒸发器的真空度过高。一般蓄冰空调系统多采用螺杆式冷水机组。

同时，在设计蓄冰空调系统时还应掌握冷水机组在不同工况下运行时的制冷量变化，当然，这需求助于各制造厂提供的机组性能特性资料。在没有具体厂家的数据时，可按下列数据进行设计：

① 对于空调工况，空调用供水温度 7℃，冷却水进水温度为 32℃ 时，采用质量浓度 25%~30% 乙二醇水溶液为载冷剂时，其制冷量约为以水为载冷剂的 97%，因乙二醇水溶液热导率比水小，蒸发器的传热能力下降。

② 冷却水进水温度每降低（或增加）1℃，机组制冷量约增加（或降低）1.3%。

③ 空调用供水温度每降低 1℃，机组制冷量的降低量，活塞式与离心式机组约为 3%，螺杆机组约为 2.6%。因此，在选定空调蓄冰系统的制冷主机时，必须确定蓄冰期载冷剂的供水温度。

④ 在选择制冷机组容量时还应考虑增加 5%~10% 的余量。制冷机台数最好不要少于两台，以便提供最好的满荷载节能运行，而且便于维修安排。

据这些附加设计条款，实际选择的冷水机组制冷量 q_e 应当放大。本例选并联蓄冷系统，空调供水温度为 5.6℃，回水温度为 10.5℃，冷却水进水温度为 32℃，采用质量浓度为 25% 乙二醇水溶液，螺杆式冷水机组，在正常空调工况下（7℃ 供水）冷水机组制冷量是 1836kW（475RT）时，实际为

$$q_d = \frac{1.05 \times q_{0,d} [1 - 0.026 \times (7 - 5.6)]}{0.97}$$

$$= 1836 \times 1.12 = 2056 \text{ kW} = 532 \text{ RT}_{\text{JP}} \quad (3-99)$$

表 3-8 所列为常用制冷机一般性能表。

表 3-8 常用制冷机一般性能表

制冷机种类	制冷剂	单机制冷量, kW	制冷系数 COP		最低供冷温度, °C	
			空调工况	制冷工况		
压缩机	活塞式	HCFC-22 HFC-134a	52~1060	4.1~5.4	2.9~3.9	-10~-12
	涡旋式	HCFC-22 HFC-134a	<210	3.1~4.1	2.7~2.9	-9
	螺杆式	HCFC-22 HFC-134a	350~7000	4.1~5.4	2.9~3.9	-7~-12
	离心式	HCFC-123(低压) HCFC-22 HFC-134a	50~8500	5.0~5.9	3.5~4.1	三级压缩或低压 增速—6 其他—4
吸收式	蒸气热水式	H ₂ O/LiBr 双效	230~6000	1~1.23		6
	直燃式	H ₂ O/LiBr 双效	230~7000	1~1.33		6

冰蓄冷空调通常选用螺杆式冷水机组，选机组制冷功率 2000~2100kW。

(4) 蓄冷装置的选择与设计

蓄冷装置的选择与设计需做的工作有：

- ① 算出典型设计日蓄冷量；
- ② 确定蓄冰系统的形式；
- ③ 根据所选定的蓄冰槽形式，制作蓄冷槽的充冷蓄冷和放冷传热特性曲线图；
- ④ 计算蓄冷剂的灌装量，蓄冷槽的容积，或据商品蓄冰槽的性能指标和总取冷量计算所需蓄冰槽的型号和台数，做到总冷量平衡；
- ⑤ 确定制冷主机在充冷蓄冰载冷剂在蒸发器的进出口温度，保证充冷量达标；
- ⑥ 据典型设计日的峰值小时的蓄冷供冷负荷算出载冷剂流量，以及确定蓄冰槽的进出口温度，保证供冷速率满足需求。

例题的具体设计：

- ① 由式 (3-10) 算出日蓄冷量为

$$Q_s = N_s \eta_s \text{COP}_s \tau_s = 612 \times 0.95 \times 2.0 \times 10 = 11628 \text{ kW} \cdot \text{h} = 3011 \text{ RTH}_{\text{JP}}$$

- ② 设选定本例冰蓄冷空调系统为并联系统，如图 3-49。

③ 蓄冷装置为冰盘管蓄冷设备，其充冷蓄冰过程特性曲线见图 3-24、图 3-25。这些图的信息仍然不够充分，如果是实验曲线，最好应同时提供蓄冷槽出水温度曲线以及传热速率曲线，如图 3-54^[25]和图 3-55^[25]。

平板蓄冰床充冷期特性见图 3-55。

冰盘管蓄冷设备的融冰过程特性曲线见图 3-26。

④ 计算蓄冷剂的灌装量，蓄冷槽的容积。首先算出蓄冷槽的蓄冷密度 h_v 包括冰的潜热、水及载冷剂的显热。对于盘管外蓄冰式

$$h_V = (1 - \epsilon) h_f \rho_i \eta + c_w \rho_w (T_{out} + T_{in})_{end} / 2 \text{ kJ} \quad (3-100)$$

式中 ϵ 为冰充填率, 取 0.5; h_f 为冰融解潜热, 为 334.4 kJ/kg; ρ_i 为冰密度, 917 kg/m³; η 为结冰率, 取 0.95; T_{out} 为冰槽出口温度, °C; T_{in} 为冰槽进口温度, °C; 脚注 end 表示融解结束时刻, 融化初始时蓄冷槽温度为 0°C; c_w , ρ_w 为水的比热容和密度。当 $T_{in} = 10.6^\circ\text{C}$, $T_{out} = 5.6^\circ\text{C}$ 时, 由式 (3-100) 算得: $h_V = 179510 \text{ kJ/m}^3 = 49.86 \text{ (kW}\cdot\text{h)/m}^3 = 12.9 \text{ RTH(日本)/m}^3 = 14.2 \text{ RTH(US)/m}^3 = 42900 \text{ kcal/m}^3 (1.79 \times 10^5 \text{ kJ/m}^3)$ 。蓄冷槽是封装冰时, 孔隙率间充装的是乙二醇溶液, 当其体积分数为 25% 时比热容值约为 3.72 kJ/(kg·°C), 密度约为 1043 kg/m³, 其显热值为水的 0.925, 但冰充填率可以提高, 蓄冷密度 h_V 仍不小于 50 (kW·h)/m³。

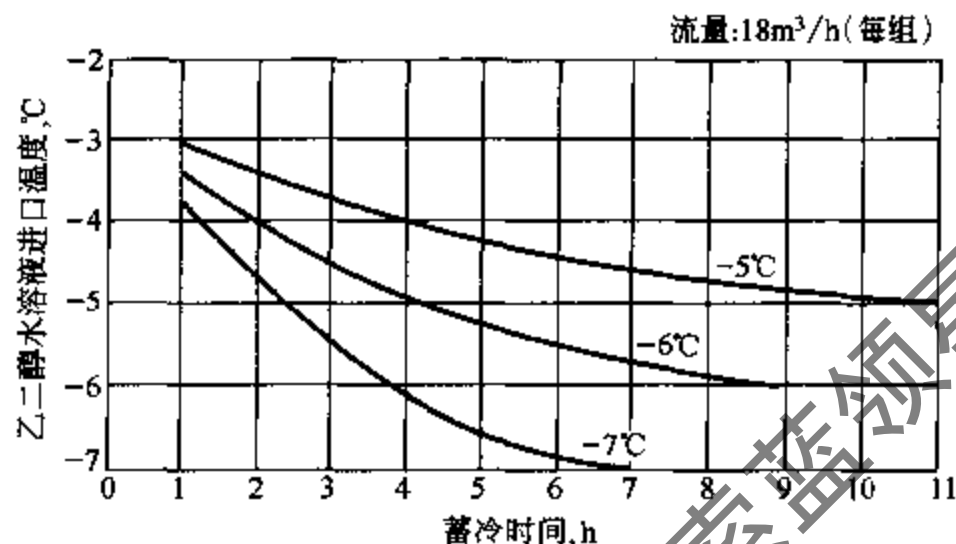


图 3-54 每组盘管蓄冷过程温度曲线

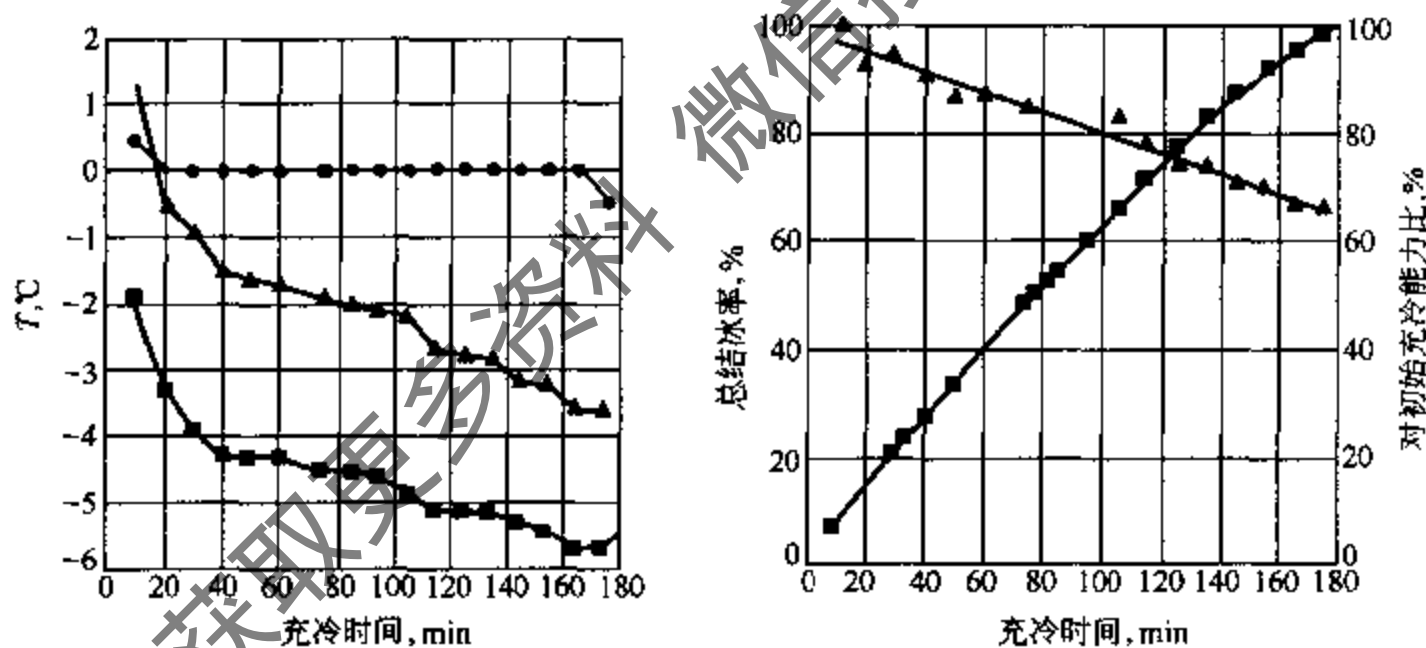


图 3-55 平板蓄冰床充冷期特性

●—冰板 T_s ; ▲—出口 T_{out} ; ■—进口 T_{in}

本例的蓄冰槽容积 V 为

$$V = \frac{Q_s}{h_V} = \frac{11628}{49.86} = 233 \text{ m}^3$$

若每个蓄冷槽有 12 m³, 应有 19.4 个, 整取为 20 个蓄冷槽。查图 3-26 在维持出水温度 5.6°C 情况下, 10h, 其总取冷量为 155 RTH, 20 个蓄冷槽共可取冷 3100 RTH, 大于所需冷量 3011 RTH, 富余量可弥补蓄冷期的冷量损失。

⑤ 据图 3-24 的蓄冰特性, 本例充冷蓄冰时要求蓄冷槽进口温度在 -4.5°C 以下, 在进口温度降至 -5.5°C 时结冰率为 0.95。值得指出的是, 此时制冷机的蒸发温度将降至 -7°C

以下，制冷效率大大降低。为了避免制冷机效率过低，通常将牺牲一部分结冰率。因此，在计算蓄冷剂灌装量时，要有余量。

⑥ 据所需峰值取冷量，计算通过蓄冰槽的乙二醇水溶液流量，并校核所选定的蓄冷装置能否满足最大供冷速率要求。图 3-56 为蓄冷槽供冷回路示意图。

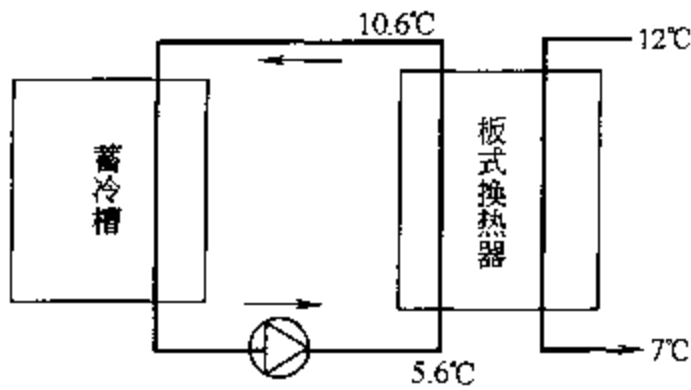


图 3-56 蓄冷槽供冷回路示意图

为保证峰值负荷时供冷，只要保证板式换热器的空调回水温度为 12℃ 时能提供 7℃ 的冷水，为保证板式换热器有充分换热量，则要求板式换热器有足够的传热温度差，为此要求蓄冰槽的进、出水温度对应为 10.6℃ 和 5.6℃。据此条件和峰值负荷，即可算出乙二醇水溶液的流量 G ，并据蓄冷槽中的流速查验蓄冷槽的换热速率。

设本例的峰值负荷为： $q_{\max} = 3800 \text{ kW} = 984 \text{ RT}_{\text{JP}}$

蓄冷供冷的峰值负荷为： $q_{s,\max} = q_{\max} - q_{0,d} = 3800 - 1836 = 1964 \text{ kW} = 508 \text{ RT}_{\text{JP}}$

载冷剂最大循环体积流量 G_f 为

$$G_f = \frac{q_{s,\max}}{\rho_f c_f \Delta T_f} \quad (3-101)$$

式中 脚注 f 表示为乙二醇溶液的参数，其若干物性参数见表 3-9。乙二醇水溶液浓度按保证蓄冷期最低温度低 3~4℃ 温度的凝固点配制。不同浓度的乙二醇水溶液凝固点见表 3-10。

表 3-9 乙二醇溶液物性参数

体积分数, %	20				30			
	密度 kg/m ³	比热容 kJ/(kg·℃)	热导率 W/(m·℃)	黏度 mPa·s	密度 kg/m ³	比热容 kJ/(kg·℃)	热导率 W/(m·℃)	黏度 mPa·s
-10					1054.3	3.560	0.415	6.19
-5	1036.8	3.757	0.460	3.65	1053.1	3.574	0.422	5.03
0	1035.7	3.769	0.468	3.02	1051.8	3.589	0.429	4.15
5	1034.4	3.780	0.476	2.54	1050.3	3.603	0.436	3.45
10	1032.9	3.792	0.483	2.18	1048.8	3.617	0.442	2.95

表 3-10 乙二醇水溶液凝固点

质量分数, %	0	5	10	15	20	25	30	35
体积分数, %	0	4.4	8.9	13.6	18.1	22.9	27.7	32.6
凝固点, ℃	0	-1.4	-3.2	-5.4	-7.8	-10.7	-14.1	-17.9

本例选用体积浓度 25% 的乙二醇水溶液为载冷剂，其凝固点为 -12.7℃，溶解潜热为 187kJ/kg，在温度 5.6~10.6℃ 间的平均密度和比热容由上表用插值法算出： $\rho_f = 1041.6 \text{ kg/m}^3$ ， $c_f = 3.698 \text{ kJ/kg} \cdot \text{℃}$ ，代入式 (3-102)，算得

$$G_f = 1964 \times 3600 / [1041.6 \times 3.698 \times (10.6 - 5.6)] = 367 \text{ m}^3/\text{h} = 102 \text{ L/s}$$

20 组蓄冷槽并联使用，每组流速为 5.1L/s。查融冰特性图 3-26(b)，可知流速 5.0 L/s，

取冷时间在 5h 时可保证出水温度在 5.6℃。一般峰值负荷多出现在每日午后 13:00~14:00 点,故可满足高峰用冷需要。

工程中,蓄冷槽外保温层要进行气密和防水处理,否则由于大气中水气在隔热层的露点层会结露,使隔热层的热导率增大,保温性能变坏。

(5) 附属设备设计

蓄冷装置的附属设备包括蓄冷回路循环泵 P1、板式隔离换热器、膨胀水箱、阀与管件等。

① 对于板式隔离换热器,只要提供总热交换量、两侧流动的介质种类、换热形式、压力和压降要求,即可由厂家配套设计。对于制冷机和蓄冷器共用一个板式隔离换热器,其换热量按典型设计日最高峰值负荷计算,本例为 3500kW。对于制冷机和蓄冷器共用一个板式隔离换热器,蓄冷回路的板式隔离换热器按蓄冷供冷的峰值负荷确定,本例为 1963kW。

② 循环泵 P1 流量按式 (3-101) 确定。其扬程压力由蓄冷槽、板式隔离换热器、蓄冷供冷回路管道三部分在最大流速时的阻力之和计算。对于乙二醇系统的阻力计算,在双工况冷机的选择中,冷机运行阻力生产厂家可以提供,在选板式换热器时,两侧的阻力厂家也可以给出,只有机房及系统中管道的阻力需要设计人员具体计算。

由于乙二醇水溶液的密度稍大于水,黏度大于水,而比热容小于水,所以在计算载冷剂流量和管道系统阻力时应予以注意。图 3-57 给出不同质量浓度乙二醇水溶液在管道中流动时,其阻力与水阻力相比的修正系数。

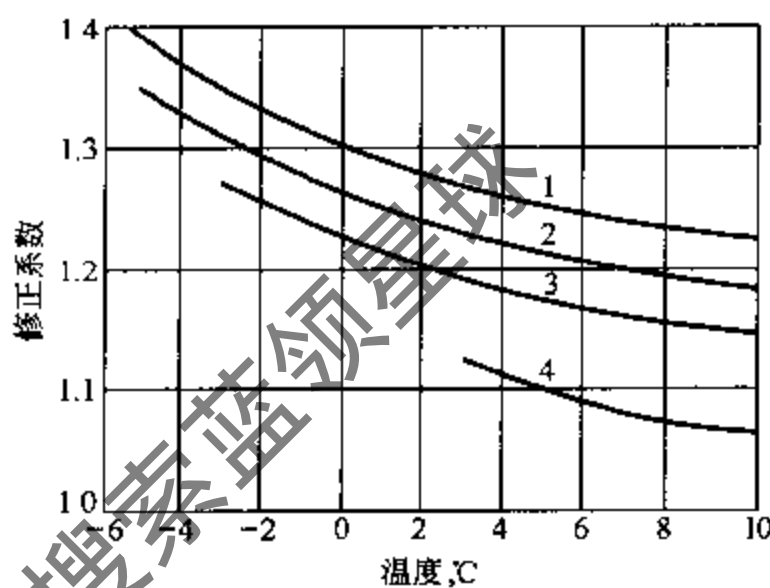


图 3-57 乙二醇水溶液与水的阻力修正系数
质量浓度/%: 1—30; 2—25; 3—20; 4—10

③ 膨胀箱。与常规供暖和供冷水系统相同,在闭式系统最高点应设置膨胀箱。对于盘式蓄冰装置,以及冰球内留有水在冻结时膨胀空间的冰球式蓄冰装置,膨胀箱的体积 V_E 可按下式计算^[3]

$$V_E = \frac{V_f \left[\left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right) - 1 \right]}{1 - (\alpha_1 + \alpha_2)} \quad (3-102)$$

式中 V_f 为在蓄冰期最低温度 t_1 条件下,系统中载冷剂的体积, m^3 ; ρ_1, ρ_2 为分别为在 t_1 条件下和最高温度条件下,载冷剂的密度, kg/m^3 ; α_1 为在 t_1 状态下、低液位时,膨胀箱的剩余空间比,一般取 10%; α_2 为在最高温度下、高液位时,膨胀箱上部气体空间比,一般可取 20%。

当在冰球、冰板等封装容器内蓄冰时,如果封装容器内没有预留水在冻结时的膨胀空间,则需依靠封装容器的体积增大而补偿水冻结的体积膨胀,这样,膨胀箱的容积应考虑封装容器体积膨胀所排挤的载冷剂。由于冰水相变体积膨胀率约 9%,所需容纳载冷剂的箱体体积颇大,应特别给予注意。

④ 管道系统。管道系统阀门的密封性要良好,不应有内漏或外漏。泵轴部位的密封性要好,乙二醇水溶液管道不允许采用镀锌钢管,因锌与乙二醇会发生化学反应。乙二醇的水溶液会呈现出微弱的腐蚀性,使用过程中,乙二醇水溶液被氧化呈弱酸性。因此,乙二醇水溶液中应加入添加剂,添加剂包括防腐剂和稳定剂,或预先作防腐处理,以使在金属表面

形成阻蚀层。稳定剂可为碱性缓冲剂硼砂，使溶液维持碱性 ($\text{pH} > 7$)。溶液中添加剂的添加量为 $800 \sim 1200 \text{mg/kg}$ 。

施工时应特别注意管道内部清洁，以防造成板式换热器或蓄冰盘管堵塞。施工完毕应仔细清洗管道系统，清除铁锈及其他杂物。对于金属管的清洗过程为：a. 用清水在系统内循环 $1 \sim 2 \text{h}$ ，然后排空；b. 将浓度为 10g/L 的环元偏磷基苏打水注水系统，循环 2h ；c. 用清水多次漂洗；d. 注入乙二醇水溶液。

蓄冰槽中的水质也应予以关注。虽然在冰点温度附近，水的结垢和腐蚀作用均很小，一般不需要水处理，但要注意控制藻类的生长和铁细菌的扩展。

(6) 蓄冷系统的控制

在一个蓄冰空调系统中都存在几种运行工况的必要转换，相对一般空调系统都比较复杂，为使之达到预期的效果都需要增设必要的自动控制。

部分负荷蓄冰系统的控制，除了保证蓄冰工况与供冷工况之间的转换操作以及空调供水或回水温度控制以外，主要应解决制冷主机和蓄冰装置之间的供冷负荷分配问题。常用的控制策略有三种，即制冷主机优先、蓄冰槽优先和优化控制。

① 制冷机优先 制冷主机优先就是尽量使制冷主机满负荷供冷，只有当空调冷负荷超过制冷主机的供冷能力时，方启用蓄冰槽，使其承担不足部分。这种控制策略实施简单，运行可靠，但是，蓄冰槽使用率颇低，不能有效地削减峰值用电，节约运行费用。

② 蓄冰槽优先 蓄冰槽优先就是尽量发挥蓄冰槽的供冷能力，只有在蓄冰槽不能完全负担时，方启动制冷主机，以解决不足部分。这种控制策略既要保证弥补最大负荷时制冷主机供冷能力的不足，又要最大限度的利用蓄冰槽，因此，实施颇为复杂，需要对空调供冷负荷进行一定的预测。

③ 优化控制 优化控制就是根据电价政策，最大限度的发挥蓄冰槽作用使用户支付的电费最少。这种控制策略对于非典型设计日具有颇大的经济性。在春秋季节白天可以只用蓄冰量供冷完全可以满足要求，或对于建筑物内的内外区空调，在过渡季往往外区已经可以停止供冷时，内区空调还需要相当大的冷负荷存在，也可以让制冷机白天供电高峰时停止运行，只在夜间的低谷期蓄存下冷量即可，或保留一定数量的蓄冰，供晚高峰使用。根据分析，按照目前北京电价结构来说，采用优化控制比采用制冷机优先控制，可以节省运行电费 25% 以上。

总之，为使空调蓄冰系统给用户带来较大的经济性，又能保证更灵活的供冷需求，且具有更大的安全性，应进行优化控制，为此，应配置较完善的参数检测与控制系统。

3.3 高温相变潜热蓄冷空调系统

3.3.1 概述

冰蓄冷空调虽然有单位容积较大的融解潜热，可使在同等蓄冷量条件下蓄冷槽占地面积较小的优点，但是它在制冰充冷时制冷机的蒸发温度要比正常空调工况低 $8 \sim 10^\circ\text{C}$ ，制冷机效率降低 30% ，而且需要两种工况的制冷机组，多数系统要增加乙二醇水溶液为载冷剂的中间换热装置，系统设计、控制都增加了难度。因此，许多科学工作者和从事空调工作的工程师都致力于研究开发融点在 $4 \sim 8^\circ\text{C}$ 的相变材料作为空调蓄冷用。这类融点仅比冰点 0°C 高几度的相变材料通常冠以“高温相变材料”之称，通常用相变材料的英文第一字母大写 (PCM) 表示，以与冰相变蓄冷区别。有关研究在两个方面展开，一个是共晶盐或复合盐水

合物，另一种是氟里昂气体水合物。前者代表性的成果有由美国 TRANSPHASE 公司与美国哈佛大学生化研究所在 1981 年开发成功的 T-47 型（熔点 $47^{\circ}\text{F} = 8.3^{\circ}\text{C}$ ）和 1988 年调配成功的 T-41 型（熔点 $41^{\circ}\text{F} = 5^{\circ}\text{C}$ ）两种产品，并在美国和日本都有成功的应用例。气体水合物有较大相变热，其熔点可通过调节气体压力达到，但气水融化速率不高，且不与目前制冷机兼容，目前仍在实验室研究阶段，美国的橡树岭国家实验研究室和我国中科院广州能源研究所都在这方面开展了研究。本节主要根据 TRANSPHASE 公司编制的相变潜热蓄冷空调系统设计入门书进行摘要介绍。

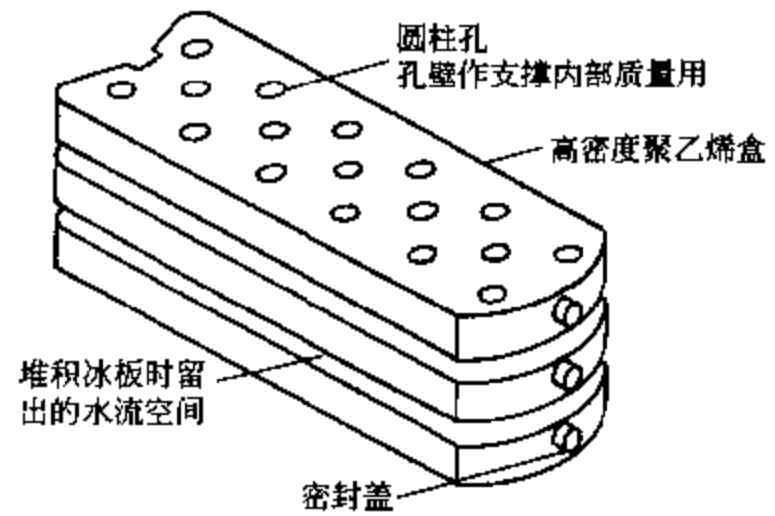


图 3-58 高温相变蓄冷单元块

图 3-58 为高温相变蓄冷单元块外形图。它是用高密度聚乙烯用吹塑方法制成。容器两平面板之间设有凹洞，洞壁作为支撑肋，另外还增加了相变材料的换热面积。容器一面散布多个凸块，作为堆积时留作板间的流水通道。表 3-11 为单元块 PCM 性能。

表 3-11 单元块 PCM 性能

型 号	T-41	T-47	型 号	T-41	T-47
冻结·融解温度, $^{\circ}\text{C}$ ($^{\circ}\text{F}$)	5(41)	8.3(47)	一次进出口温度(蓄冷), $^{\circ}\text{C}$	1.5~4	5~7.5
融解潜热, kJ/kg	125.6	95.5	二次进出口温度(取冷), $^{\circ}\text{C}$	11~6	14~9
液体比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$		0.92	1 US RTM 蓄冷所需的块数	20	28
固体比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$		0.71	尺寸, mm	410×203×44	410×203×44
密度, kg/m^3		1.49	质量, kg	5.6	5.6
单块融解潜热, kJ	640	485	容积, L	4.2	4.2

寻求或开发共晶盐高温相变材料，有两个问题需要解决：①避免凝固时出现过冷，因为只要有几度过冷度就会使蓄冷材料无法在冷水机组所允许的低温范围内凝固蓄冷；②避免层化或老化。所谓层化是由于结晶盐水合物融化后，盐的密度比水大，沉于容器底部，水浮于上部，再凝固时盐分子与水分子不能充分接触，结晶盐的水分子减少，或部分盐分子根本找不到水分子配合，导致相变潜热随着融化-凝固次数增加相变潜热不断减少。影响因素有盐的种类、核化方法以及封装容器的厚度。

3.3.2 高温相变蓄冷材料物性的测试方法^[26]

高温相变蓄冷空调的关键是相变材料，为寻找熔点合适、过冷度小、融解潜热大、不易老化、导热性能好、廉价的蓄冷空调用的高温相变材料，主要通过实验来完成。

测试相变潜热可用三种方法：①差示扫描量热计法（DSC）；②电热平衡法；③温差热流计法。

(1) 差示扫描量热计法（DSC）

差示扫描量热计测试原理是，在一块金属围护体内有两个加热腔洞，试样和参比试样首先被分别封装在两个半黄豆粒大小薄铝容器里，而后分别放在两个加热腔内，金属围护体受加热器加热，温度控制器可使金属围护体按设定要求作匀速升温，升温的加热块将对试样和

参比试样加热，两加热腔试样容器底分别都有辅助加热器和温度传感器，仪器会根据两腔试样的温度差调节加热功率，尽量做到两试样时间温度相等，这样金属围护体传给试样和参比试样的热量将相等，通过积算二腔内辅助加热器的加热量差值，根据参比试样潜热值，即可算出待测试样的潜热值。DSC 所用的试样仅几毫克，其记录的是辅助加热功率的差值，潜热是通过热功率差值线与基线的对时间积分面积大小算出；熔点是由起融段曲线的切线对基线交点求得。DSC 仪器大多是进口，价值数万美元。DSC 是比较法，其测试精度与所取的加热速度、试样与容器的接触情况等许多因素有关，还与测试者的经验有关，一般测试精度约在 10%。

(2) 电热平衡法^[8]

电热平衡法的测试装置见图 3-59，它包括：保温瓶，可调稳压电源，放置在保温瓶内有绝缘保护的加热丝，电路开关，温度计，电脑数据采集器或电位差计，计时器秒表等。

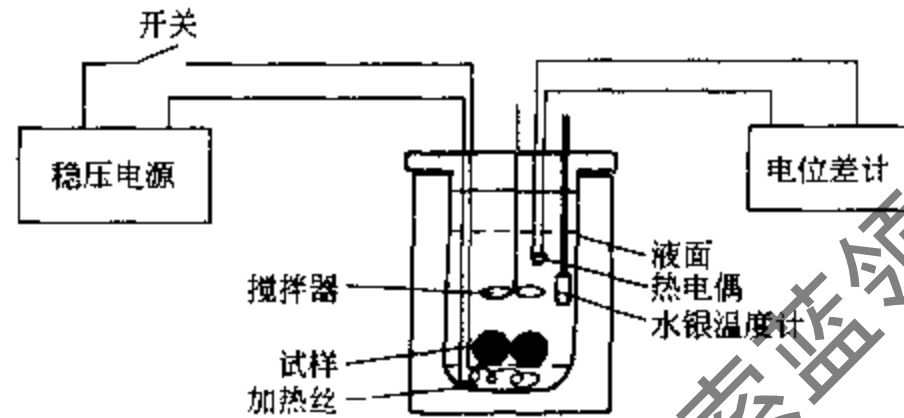


图 3-59 电热平衡法的测相变潜热装置示意图

其测试方法是，先把封装在容器内 PCM 相变材料放在冰箱内冻结好，并放在冰水中充分使它均温至 0℃。另外把 12℃ 一定量水装在保温瓶内，确定 12℃ 水温是根据空调回水温度决定的。而后，把封装的试样放入保温瓶内水中，接通电路开关，加热丝加热，同时搅拌水，监视温度计，调节开关通断，保持水中的温度于 12℃，记录每次加热时间，记为 τ_i 。当融化结束后，记下实验的总时间，记为 τ_t ，累计总加热时间，记为 τ_h 。加热功率的设定是通过预实验，使加热功率与相变材料放热速率相等。

试样的从 0℃ 升到 12℃ 时的总焓值由下式算出

$$h = \frac{(P\tau_h + \phi_L\tau_t - h_0)}{m} \quad (3-103)$$

式中 P 为加热功率，W； h_0 为封装容器从 0℃ 升到 12℃ 的热容，kJ； τ_h 为累计总加热时间，s； τ_t 为实验的总时间，s； m 为实验样品质量，kg； ϕ_L 为装置热损，W。

因实验时量热计处在低于室温 T_∞ 下工作，环境向试样容器传入的热量，它使电加热功率减少。装置热损是根据对称原理而采用电加热平衡法测得的。因为量热器在低于环境温度 $\Delta T_c = (T_\infty - T_0)$ 下单位时间获得的冷量，近似等于量热器在高于环境相同温差 $\Delta T_h = \Delta T_c = (T_\infty - T_0)$ 时向环境损失的热量。而高于环境温度的单位时间热损量，可以通过调节量热器内电加热功率，使之维持于恒定温度条件下测得。具体测定时，还要注意装在保温瓶容器内的水与上述实验的水量相同。

用电加热平衡法测试样融解热至少要做三次实验，第一次测试的温度 T_1 低于熔点 T_m ，第二、三次， T_1 、 T_3 高于 T_m ，而 T_3 又高于 T_2 。

由第一次测得的焓升 h_1 和温升 $\Delta T = T_1 - T_2$ ，求得固相比热容 c_s

$$c_s = h_1 / (\Delta T_1 m)$$

由第三与第二次的焓差 $\Delta h_{32} = (h_3 - h_2)$ 和二者最终温度差 $\Delta T_2 = T_3 - T_2$, 求得液相比热容 c_l

$$c_l = \Delta h_{32} / (\Delta T_{32} m)$$

最后由第二或第三次测定的焓升值中扣除固、液相显热后算得融解热 h_f

$$h_f = h_2 - c_s(T_m - T_1) - c_l(T_2 - T_m)$$

值得指出的是, 作为蓄冷空调用的蓄冷材料的有用蓄冷潜热的测定条件必须限定在可与空调回水 (12°C 以下范围) 进行热交换的范围, 否则会发生错误。这是在测试某公司一种空调用 PCM 材料的相变潜热时发现这一问题的。据我们实验测得该种材料的相变潜热约为 200kJ/kg , 而某公司告诉我们, 同样蓄冷材料由另外某单位测量时, 相变潜热几乎多出我们测定值的一倍。经过我们询问, 得知某单位是用水量热计混合平衡法测得, 初始水温高过 40°C 。而后, 我们用不同方法和改变融化温限测定, 发现了问题所在。例如, 用混合平衡法, 初始用 40°C 的热水使蓄冷材料融化, 或电热平衡法的温限提高到 33°C , 其测试结果与某外单位测定值相近。经用温差式热流计测试, 发现该相变材料在 $18 \sim 22^\circ\text{C}$ 和 $26 \sim 32^\circ\text{C}$ 区还有相变潜热存在, 当用高温水使之融化后, 这部分潜热值放出来了, 但是高于 12°C 的显热值, 在这种蓄冷空调中是不能被利用的, 这一现象值得十分注意。由于这些实验, 发现了复合盐 PCM 材料的老化现象, 其中有一重要原因是表现在其低温融解热向高温融解热转化上, 这是复合盐彼此分离所致。

(3) 温差热流计法

DSC 法和电热平衡法较适用测定融解热, 但相变材料的凝固情况并不能与融化情况重复, 测得的融解潜热与凝固热并不完全相等, 也就说在测试限定温度和传热条件下, 有不凝固部分出现。因此, 需要在冷却情况下对相变材料进行测定。用低温水量热计的混合法, 也可以测凝固潜热。此处介绍一种温差式热流量热计法^[27], 见图 3-60。

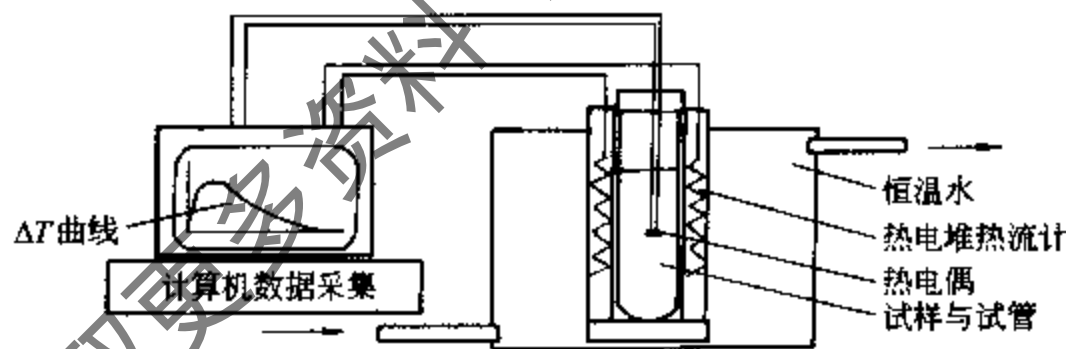


图 3-60 温差式热流量热计

热流量热计的测试原理是测试样逸出量热计的热量, 无需热补偿。最简易的测试装置是在一端密封的薄铜管外包扎一层温差热电堆, 其外进行电绝缘密封处理后再紧套上一个薄铜管。测试时把装有已融化的试样玻璃试管插入热流量热计的铜管内, 铜管置于所需低温的恒温水槽 T_c 或冰水槽中, 记录由温差热电堆测出的信号, 并根据温差信号曲线与基轴的面积 A 和仪器常数 K , 即可由下式求得试样从初始温度到 T_c 所释放的热量 Q

$$Q = KA \quad (3-104)$$

其中

$$A = \int_0^{\tau} \Delta T d\tau$$

$$K = \frac{\lambda}{\delta} \int_s ds$$

式中 λ 为温差热电堆夹层材料的热导率, $W/(m \cdot K)$; δ 为温差热电堆夹层厚度, m ; K 为仪器常数, 实际上是由电热法或标准试样标定给出^[27]。

3.3.3 PCM 相变潜热蓄冷空调系统

PCM 相变潜热蓄冷空调系统也可分为全蓄冷和部分蓄冷两种系统, 但从经济原则考虑更多地选用部分蓄冷系统, 图 3-61 即为一种形式 PCM 相变潜热部分蓄冷空调系统流程示意图。图 3-61 (a) 为制冷机对 PCM 蓄冷槽充冷兼对空调负荷供冷循环, 图 3-61 (b) 图为制冷机与蓄冷槽联合向空调负荷供冷, 有一台制冷机停止运转。从该图看出 PCM 蓄冷空调系统要比冰蓄冷空调系统简单得多, 仅需在原普通空调系统中并入 PCM 回路即可, 制冷主机无需变更。

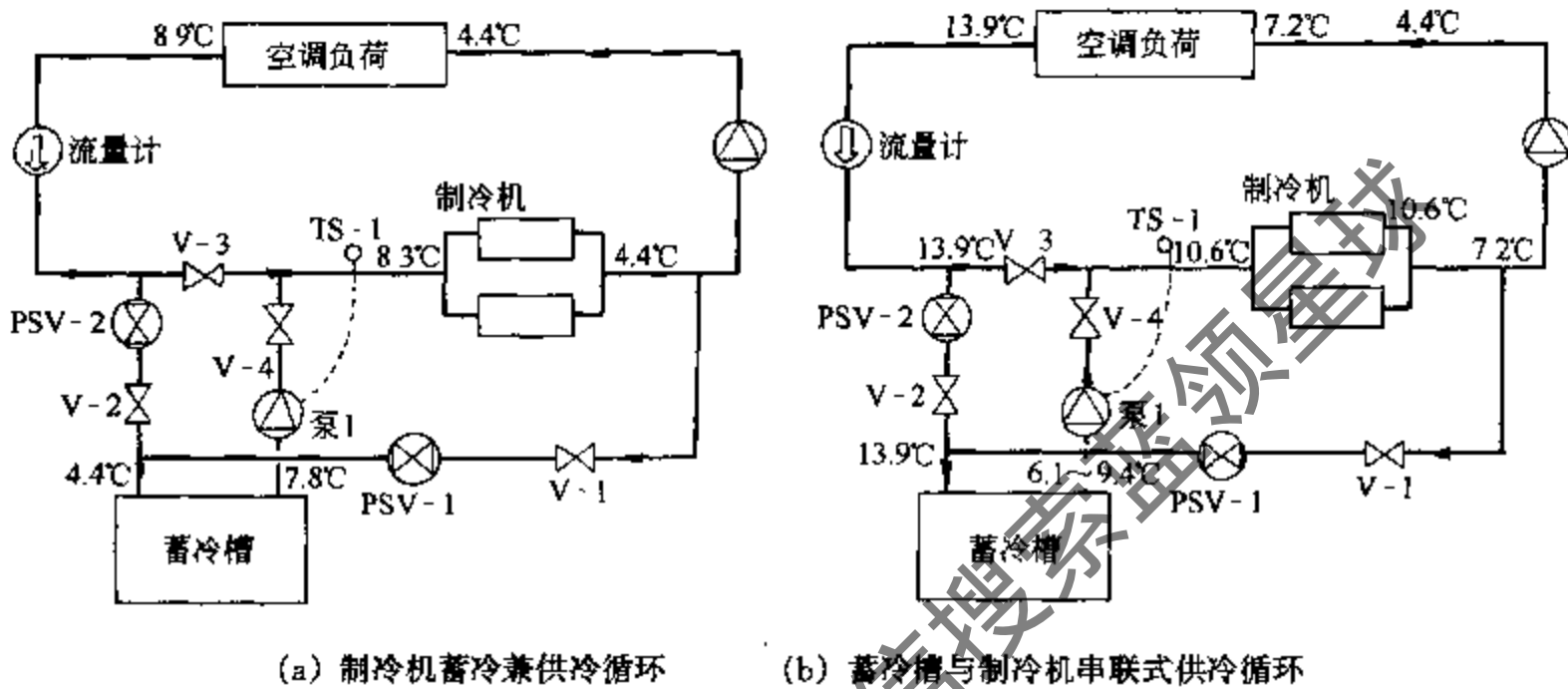


图 3-61 PCM 相变潜热部分蓄冷空调系统流程示意图

在设计 PCM 蓄冷回路接入空调供冷主回路时应注意, 蓄冷槽多是混凝土制开式槽, 蓄冷槽回路是低压回路, 而空调供冷回路大多要向高层楼房供冷, 是高压回路。因此, 蓄冷槽回路的出水回路上的循环水泵为增压泵, 扬程压力等于回路阻力与二回路压差之和, 流量可按空调回路主泵选取; 出水管道上配有逆止阀, 防止停泵时倒流; 进水管道上设有恒压阀 PSV-1, PSV-2, 用以维持空调供水回路与蓄冷回路的压差, 同时还分别设置了两个自动开闭阀 V-1 和 V-2, 它与增压泵连动, 在泵停止前关闭, 泵由延时开关控制。要在泵停止前关闭自动阀, 是因为恒压阀从泵停止后到完全关闭需要数秒钟。在这期间, 若无自动阀提前关闭, 部分水会通过恒压阀流失, 造成管道内缺水, 出现气泡, 泵再启动时容易引发水锤。自动阀在泵停止前提前关闭可有效地防止这些现象, 并在全系统停止运行时, 有效地维持水压。

在进行 PCM 工程中要十分注意 PCM 单元块不能有破损, 摆放蓄冷块时要用槽板从地面滑送到地下储槽, 或从车上滑送到地面, 不可摔挪。储堆前应经检验, 剔除损坏块, 否则堆放后出现漏损, 需更换, 后果不堪设想。蓄冷块破损会使水带有腐蚀性。要随时检测水质变化, 另外还要防止藻类等生长。建议使用 NALCO 2819 水处理剂。该水处理剂主要由钼酸盐、磷酸盐和其他成分组成的混合物的浓缩液, 其参数指标: 透明黄至棕色, 微带有机物味, 密度 $1162\text{kg}/\text{m}^3$, 21°C 时 $\text{pH} = 12.9 \sim 14.0$, 凝固点 -6.7°C , 凝固-融解-回复完全。NALCO 2819 可以长时间持久性形成保护膜, 有效防止腐蚀, 它比亚硝酸基的处理具有更大耐久性和稳定性, 它可中和水路中可能的酸, 作为一种特殊的缓冲剂。

3.4 高温水蓄冷空调系统^[28,29]

尽管为了追求蓄冷密度大的目的，人们先后开发了冰蓄冷系统和 PCM 高温相变蓄冷系统，但水蓄冷空调系统还是占有一定市场。这是因为水有许多其他蓄热材料不可比拟的优点，即传热性能好、稳定、廉价，蓄冷空调系统简单，制冷机效率高等。传统水蓄冷空调只有一个缺点，那就是受空调回水 12℃ 及送冷水温度 5℃ 的限制，只能利用水从 4℃ 至 12℃ 之间 8℃ 温差的显热来蓄冷，同等蓄冷量水蓄冷槽与冰蓄冷槽约大 6 倍，因而被人冷落。如果能让 12℃ 以上的水的显热也能用作蓄冷，提供 5℃ 的冷水，那么水蓄冷就具有其他蓄冷空调所不可比拟的优势。庆幸的是中国科学技术大学在这方面的研究取得了突破，提出了创新的高温水蓄冷空调方案，并于 2001 年获得国家发明专利^[28]，该发明对于风冷制冷机组可用 38℃ 以下水的显热蓄冷供冷，对于水冷式冷水机组可用其冷凝器冷却水出口温度（32℃）以下水的显热蓄冷供冷，若蓄冷水初始被冷至 3℃，其单位容积蓄冷供冷量可达 121~146kJ/L，为冰蓄冷的 0.65~0.75（结冰率 50% 计算），已与 PCM 蓄冷量相当。

3.4.1 高温水蓄冷空调的原理

为什么高于空调回水温度的水的显热可以提供 5℃ 以下的冷量呢？如果仅孤立地考察，它是实现不了的，因为温度高的热量只能传给温度低的地方。长期以来人们受这孤立观点的束缚，仅局限在 8℃ 以下的温度范围去寻找空调用的蓄冷材料，并以此为基础进行技术开发，当然跳不出空调回水温度限定的圈子。但对空调蓄冷进行整体考察，对制冷循环进行综合研究后就会发现，现有制冷机有相当部分的制冷潜力未被发挥而被高于空调回水温度的制冷剂液体显热消耗了。那么用蓄冷水去冷却高于空调回水温度的制冷剂液体的显热，换回制冷剂的制冷量，也就可实现增加供冷的蓄冷空调目的。基于这种思考，提出了采用大过冷度逆流式过冷器的高温水蓄冷空调方案。

高温水蓄冷空调的系统之所以能把高于 12~38℃ 的水的显热作为冷量供给 5℃ 的空调送水，是综合利用了传热学和热力学知识，其原理是温度 12~32℃ 的蓄水温度低于从冷凝器出口流出的制冷剂液体的温度高达 38℃ 或 45℃ 以上，可以使高压制冷剂液体冷却，被过冷的高压制冷剂液体经节流降压后在蒸发器内以低于 5℃ 的温度蒸发，可吸收 12℃ 空调回水的热量，最终向空调用的风机盘管送出 5℃ 的冷水，实现把高温水的显热作为供给空调的冷量。关键是要把蓄冷量转移给高压制冷剂。据热力学分析 R22 工质每提高 1℃ 过冷度，制冷循环的制冷量约提高 0.8%。

蓄冷水使制冷剂过冷所增加的制冷量可根据制冷循环的压焓图算出，如图 3-62。图 3-62 中 12341 是无过冷循环，其单位制冷量 q_{0g} 为

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3 \quad (3-106)$$

有过冷的循环为 12561；其单位制冷量 q_0 为

$$q_{0g} = h_1 - h_5 \quad (3-107)$$

因过冷而增加的制冷量率 η_g 为

$$\eta_g = \frac{(q_{0g} - q_0)}{q_0} \quad (3-108)$$

式中， η_g 值将与当时制冷循环的各参数有关，例如冷凝温度、蒸发温度、制冷剂的过冷度等有关。制冷工质为

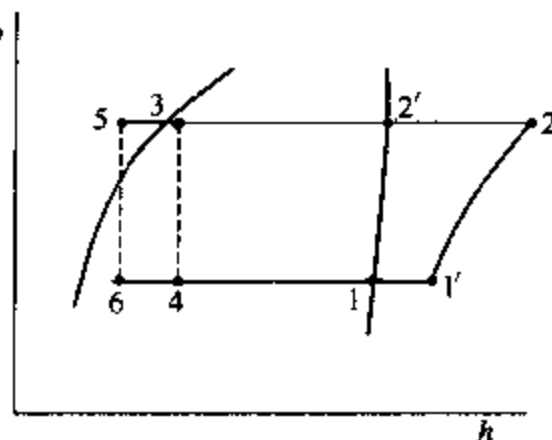


图 3-62 lg p-h 图

R22时, 每增加 1℃ 过冷度, 增加的制冷量率 η_g 约 0.8% ~ 1.0%。

3.4.2 高温水蓄冷空调系统

高温水蓄冷空调系统的基本流程见图 3-63 所示。该系统包括制冷、蓄冷和供冷三大回路。

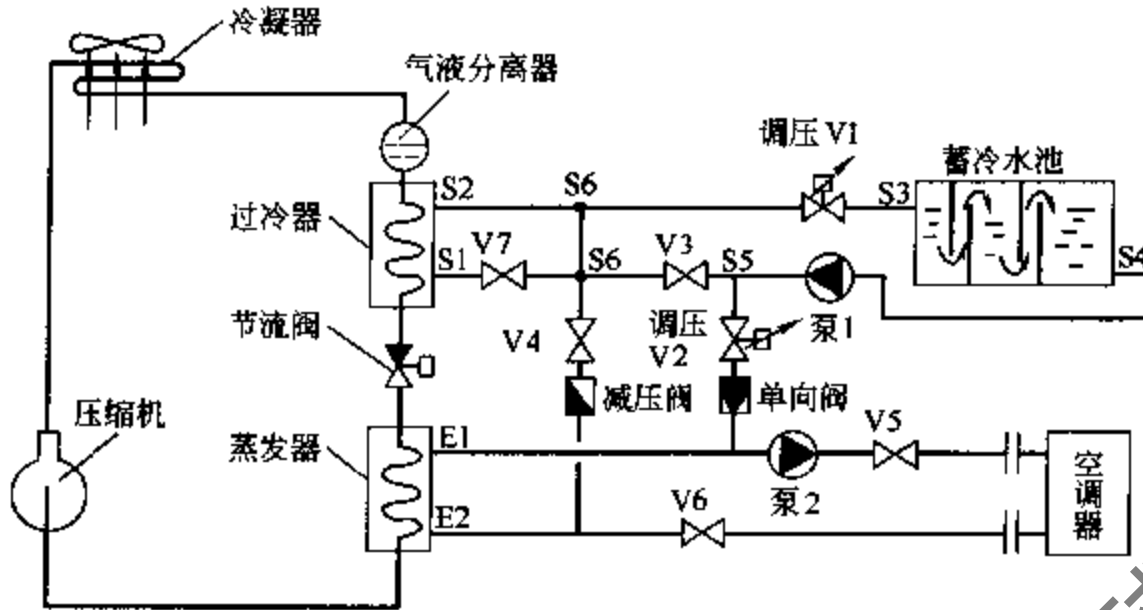


图 3-63 高温水蓄冷空调系统的基本流程示意图

(1) 制冷回路: 压缩机→冷凝器→气液分离器→过冷器→节流阀→蒸发器→压缩机;

(2) 蓄冷回路: 蓄冷水池出水口 S4→泵 1→S5→调压阀 V2→单向阀→蒸发器水侧 E1→E2→减压阀→阀 V4→S6→调压阀 V1→蓄冷水池入水口 S3;

(3) 供冷回路可分解为三种小回路

① 制冷机直接供冷回路 蒸发器水侧 E1→泵 2→阀 V5→空调器→阀 V6→蒸发器水侧 E2。

② 制冷机过冷回路 蓄冷水池出水口 S4→循环泵 1→S5→阀 V3→阀 V7→过冷器进水口 S1→出水口 S2→S6→调压阀 1→蓄冷水池入水口 S3。

③ 蓄冷槽直接供冷回路 蓄冷水池出水口 S4→循环泵 1→S5→调压阀 V2→单向阀→阀 V5→空调器→阀 V6→减压阀→阀 V4→S6→调压阀 3→蓄冷水池出水口 S3。

上述三个供冷回路可直接提供三种供冷方式外, 还可根据需要组合成另外两种供冷方式: 由①和③回路组合供冷, 且记作④供冷方式; 由②和③回路组合供冷, 且记作⑤供冷方式。若把①循环方式时制冷机直接供冷功率作为基量 1kW, 总制冷量定为 10kW·h, 基准供冷时间 10h, 蓄冷槽从 3℃ 到 38℃ 能显热全被取用的冷量定作 4kW·h, 五种供冷方式基本参数如表 3-12。表中的数据基本说明高温水蓄冷采用过冷方式最大可增加供冷量 30%, 持续时间与主机运行时间一致。常规水蓄冷方式虽然在大流量供冷时可提供较大的供冷功率, 如③、④的供冷方式, 但它可供总冷量很少, 不能有效地解决供冷负荷增加的要求。而采用⑤供冷方式, 可充分发挥高温水蓄冷空调优势, 使增加供冷总量达 40% 的同时又能在短时间急速增加供冷功率, 满足实际需要。

表 3-12 高温水蓄冷几种供冷方式比较

供冷方式	①	②	③	④	⑤
供冷能力	1	1.15~1.30	1~1.5	1~1.5	1~1.8
可供最大总冷量	10	11.5~13.0	1.0	11.0	14.0
可供冷时间	10	10	1~0.67	10	10

注: 表中供冷方式④实际是常规水蓄冷空调方式。

$$\epsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{q_{mr}c_r}{q_m c}\right)\right]}{\left(1 - \frac{q_{mr}c_r}{q_m c}\right)\exp\left[-NTU\left(1 - \frac{q_{mr}c_r}{q_m c}\right)\right]} \quad (3-113)$$

式中 NTU 为传热单元数, 其定义为 $NTU = KA/q_{mr}c_r$;

当 $q_m c \gg q_{mr}c_r$, 或 $q_m c$ 趋于无穷大时有

$$\epsilon_{\max} = 1 - \exp(-NTU) \quad (3-114)$$

b. 当 $q_m c = q_{mr}c_r$ 时的等流量过冷有效度记作 ϵ_0 , 此时式 (3-113) 简化为

$$\epsilon_0 = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3-115)$$

ϵ_0 为最佳过冷有效度。由于过冷器一般选板式换热器, 其传热单元数在 4.5~5 之间, 所以最佳过冷有效度 ϵ_0 约为 0.82~0.833。

c. 当 $q_m c < q_{mr}c_r$ 时, 流经过冷器的水的热容流率 $q_m c$ 较小, 其最大过冷量也比式 (3-109) 以制冷剂的热容流率为小值时算出的最大过冷量 ϕ_{\max} 要小, 记 $q_m c < q_{mr}c_r$ 时的最大过冷量为 ϕ'_{\max} , 则

$$\phi'_{\max} = q_m c (T_3 - T_0) \quad (3-116)$$

显然, 当 $q_m c < q_{mr}c_r$ 时, 过冷器的有效过冷度应当定义为实际的过冷量 ϕ 与 $q_m c < q_{mr}c_r$ 时的最大过冷量 ϕ'_{\max} 之比, 记为 ϵ' 以示与式 (3-110) 定义的 ϵ 区别

$$\epsilon' = \frac{\phi}{\phi'_{\max}} = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{q_m c}{q_{mr}c_r}\right)\right]}{\left(1 - \frac{q_m c}{q_{mr}c_r}\right)\exp\left[-NTU\left(1 - \frac{q_m c}{q_{mr}c_r}\right)\right]} \quad (3-117)$$

由式 (3-116) 可知, 在工况条件 ($T_3 - T_0$) 确定时, ϕ_{\max} 仍将随过冷水流率 q_m 的减少而成正比例地减少, 由于制冷剂流率不变, 当 q_m 为零时, ϕ_{\max} 也为零。因此, 实际过冷量 ϕ_g 是与 ϵ' 和 ϕ_{\max} 有关。 ϵ 与 ϵ' 的换算关系为

$$\epsilon = \epsilon' \left(\frac{q_m c}{q_{mr}c_r}\right) \quad (3-118)$$

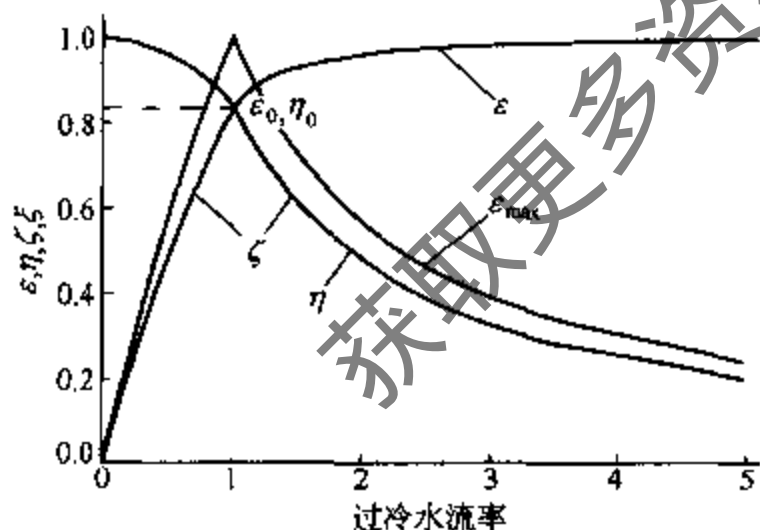


图 3-65 过冷有效度 ϵ 与过冷水流率 ($q_m c/q_{mr}c_r$) 的关系

由于过冷器的 KA 基本不变, NTU 随最小热容流率的减小而比 5 大, ϵ' 将在 0.82~1 范围内。

d. 过冷有效度 ϵ 与过冷水流率 ($q_m c/q_{mr}c_r$) 的关系: 把式 (3-113)、式 (3-114)、式 (3-115) 和式 (3-116) 结合在一起就可给出完整的 $\epsilon = f(q_m c/q_{mr}c_r)$ 关系, 当 $NTU = 5$, $T_5 = 46^\circ\text{C}$, $T_0 = 2^\circ\text{C}$ 的 ϵ 与 ($q_m c/q_{mr}c_r$) 的关系示于图 3-65。

② 单位容积蓄冷有效利用度 η

作为蓄冷-过冷系统循环的另一个重要特性是高温水蓄冷可能被利用的冷量。蓄冷水最大的潜

在蓄冷密度 $q_{s,\max}$ 为

$$q_{s,\max} = \rho c (T_3 - T_0) \quad (3-119)$$

定义单位容积蓄冷有效利用度为实际被用的单位容积蓄冷量 q_s 与最大单位容积的蓄冷量之比, 记作 η

$$\eta = \frac{q_s}{q_{s,\max}} = \frac{(T - T_0)}{(T_3 - T_0)} \quad (3-120)$$

$T - T_0$ 是一个讨论蓄冷量利用率的有用参数, 可据式 (3-108) 和式 (3-112) 的定义确定

$$T - T_0 = \frac{\epsilon \phi_{\max}}{q_m c} = \epsilon \left(\frac{q_{mr} c_r}{q_m c} \right) (T_3 - T_0) \quad (3-121)$$

把式 (3-121)、式 (3-111) 代入式 (3-120) 得

$$\eta = \frac{\epsilon \phi_{\max}}{q_m c (T_3 - T_0)} = \frac{\epsilon}{\left(\frac{q_m c}{q_{mr} c_r} \right)} \quad (3-122)$$

当 $NTU = 5$ 时由式 (3-122) 确定的 $\eta = f(q_m c / q_{mr} c_r)$ 曲线也画于图 3-65。由图 3-65 可看出, 当 $q_m c \rightarrow 0$ 时, $\eta \rightarrow 1$ 为最大值, 当 $q_m c = q_{mr} c_r$ 时, $\eta = \epsilon_0$, 以后 ϵ 随 q_m 增加趋暖, 而 η 随 q_m 增大下降迅速。因此, 可把 η 曲线与 ϵ 曲线的交点所对应的 η 定义为蓄冷密度的有效利用度的比较基准单位, 记作 η_0 , η_0 为最佳蓄冷有效利用度, 并有 $\eta_0 = \epsilon_0$, ϵ_0 则称为最佳传热有效度。据式 (3-114), ϵ_0 与传热单元数 NTU 关系极大, 当 $NTU = 5$, $\eta_0 = \epsilon_0 = 0.833$ 。

与 η_0 对应的最佳有效单位容积蓄冷利用量记作 $q_{s,\text{opt}}$

$$q_{s,\text{opt}} = \eta_0 q_{s,\max} = \eta_0 c (T_3 - T_0) \quad (3-123)$$

与 ϵ_0 对应的最佳过冷度

$$\Delta T_{g,\text{opt}} = \epsilon_0 (T_3 - T_0) \quad (3-124)$$

例: 当 $NTU = 5$, $T_3 = 48^\circ\text{C}$, $T_0 = 2^\circ\text{C}$, $\eta_0 = \epsilon_0 = 0.833$ 时, 可得最有效单位容积蓄冷利用量 $q_{s,\text{opt}} = 153 \times 10^3 \text{kJ/m}^3$, 其有效蓄冷密度已与冰有效蓄冷密度 ($188 \times 10^3 \text{kJ/m}^3$) 可比, 过冷度 $T_3 - T_5$ 可达 38.3°C , 过冷水可从 2°C 回热到 40.3°C 。

③ 总实际利用的蓄冷量 Q_s

单位时间实际过冷量 $\phi_{g,e}$ 由下式算出

$$\phi_{g,e} = \epsilon q_{mr} c_r (T_3 - T_0) \quad (3-125)$$

在时间 τ 内总实际获得过冷量或实际利用的蓄冷量记作 Q_s

$$Q_s = \int_0^\tau \phi_g d\tau = q_{mr} c_r (T_3 - T_0) \int_0^\tau \epsilon d\tau \quad (3-126)$$

如果在 τ 时间内过冷水流率保持不变, ϵ 则为常数, 上式简化为

$$Q_s = \epsilon q_{mr} c_r (T_3 - T_0) \tau \quad (3-127)$$

在蓄冷空调系统的设计时一般已预先确定的过冷使用时间, 记作 τ_0 , 于是, 最大理论总蓄冷量为 Q_{\max} 为

$$Q_{\max} = \tau_0 q_{mr} c_r (T_3 - T_0) \quad (3-128)$$

最大设计总蓄冷量 $Q_{s,\max}$ 是以最佳过冷度 ϵ_0 (或最佳蓄冷度 η_0) 为设计依据, 所以为

$$Q_{s,\max} = \epsilon_0 \tau_0 \epsilon q_{mr} c_r (T_3 - T_0) \quad (3-129)$$

由式 (3-129) 可以计算储冷水箱的总容积为

$$V = \frac{Q_{s,\max}}{\rho c \epsilon_0 (T_3 - T_0)} \quad (3-130)$$

④ 总蓄冷有效度 ζ

总蓄冷有效度记作 ζ , 定义为

$$\zeta = \frac{Q_s}{Q_{\max}} = \int_0^\tau \frac{\epsilon d\tau}{\tau_0} \quad (3-131)$$

当 ϵ 为常数时

$$\zeta = \frac{\epsilon \tau}{\tau_0} \quad (3-132)$$

且当 $\epsilon \leq \epsilon_0$, $\tau = \tau_0$; 当 $\epsilon > \epsilon_0$, $\tau = \tau_0 / (q_m c / q_{mr} c_r)$

⑤ 总蓄冷有效利用度 ξ

总蓄冷有效利用度记作 ξ , 定义为

$$\xi = \frac{Q_s}{Q_{s, \max}} \quad (3-133)$$

如果在 τ 时间内过冷水流率保持不变, 则

$$\xi = \frac{\epsilon \tau}{\epsilon_0 \tau_0} \quad (3-134)$$

应当注意到当 $(q_m c / q_{mr} c_r) \leq 1$ 时, $\tau \leq \tau_0$, 取最大的 ξ 记作 ξ_{\max} 有

$$\xi_{\max} = \frac{\epsilon}{\epsilon_0} \quad (3-135)$$

当 $q_m c / q_{mr} c_r \geq 1$ 时, $\tau \leq \rho V / q_m$, 有

$$\xi_{\max} = \frac{\epsilon}{\epsilon_0 \left(\frac{q_m c}{q_{mr} c_r} \right)} \quad (3-136)$$

在上述例中的最大总蓄冷有效利用度 ξ_{\max} 也表示在图 3-65 中。在最佳过冷有效度 ϵ_0 时, $T - T_0 = T_3 - T_5$, 据此可控制最佳的蓄冷-过冷空调循环运行。

(2) 池浸式高温水蓄冷空调系统

有的水蓄冷系统为了设备简化就把过冷器浸在蓄冷水箱中, 有的水蓄冷槽与过冷器之间用大流量循环以提高过冷度, 有的冰蓄冷系统也采用池浸式过冷器来利用蓄冷量, 典型池浸式高温水蓄冷空调系统过冷循环如图 3-66 所示。使用这些过冷方式随着使用时间的延续, 储水箱水温升高, 过冷能力逐渐减弱。因此, 讨论这种形式的过冷量的变化、蓄冷有效度和最大总蓄冷利用率也是必要的。

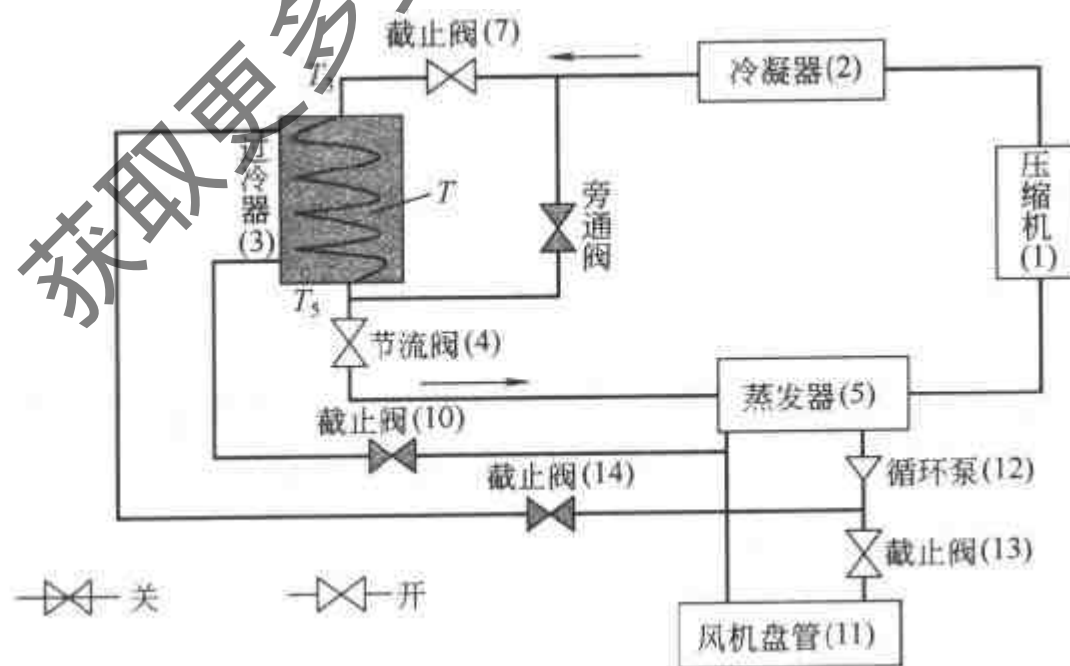


图 3-66 池浸式高温水蓄冷空调系统过冷循环示意图

① 蓄冷箱水温 T

为求取蓄冷箱水温 T 可利用式 (3-109)、式 (3-110) 和式 (3-137):

$$q_{mr}c_r(T_3 - T) = C \frac{dT}{d\tau} \quad (3-137)$$

式中 $c = (Mc + m_b c_b)$ 为蓄冷箱与水的总蓄冷热容; M 为蓄冷箱中水的总质量; $m_b c_b$ 为蓄冷箱的比热容; c 为水的比热容。

由式 (3-137) 分离变量积分得

$$\frac{T_3 - T}{T_3 - T_0} = \exp\left(-\frac{q_{mr}c_r\tau}{C}\right) = \exp(-\bar{\tau}) \quad (3-138)$$

其中, $\bar{\tau} = q_{mr}c_r\tau/c$ 。

② 过冷器的每秒换热量 ϕ_g 为

$$\phi_g = q_{mr}c_r(T_3 - T_0)\exp(-\bar{\tau}) \quad (3-139)$$

③ 完全掺混型的过冷有效度 ϵ 为

$$\epsilon = \frac{\phi_g}{\phi_{\max}} = \exp(-\bar{\tau}) \quad (3-140)$$

④ 总实际利用的蓄冷量 Q_s

在时间 τ 内总计实际获得过冷量或实际利用的蓄冷量记作 Q_s

$$\begin{aligned} Q_s &= \int_0^{\tau} \phi_g d\tau = q_{mr}c_r(T_3 - T_0) \int_0^{\tau} \epsilon d\tau \\ &= q_{mr}c_r(T_3 - T_0) \int_0^{\tau} \exp\left(-\frac{q_{mr}c_r\tau}{c}\right) d\tau = c(T_3 - T_0)[1 - \exp(-\bar{\tau})] \end{aligned} \quad (3-141)$$

⑤ 总蓄冷有效度 ζ

$$\zeta = \frac{Q_s}{Q_{\max}} = \frac{Q_s}{c(T_3 - T_0)} = [1 - \exp(-\bar{\tau})] \quad (3-142)$$

ϵ 、 ζ 与无量纲时间 $\bar{\tau}$ 的关系被示于图 3-67。作为参照, 完全不掺混型最佳运行工况的 ϵ_0 、 ζ_0 和总蓄冷度与完全掺混型相等的工况的 ϵ_d 和 η_d 也被示于图 3-67 中。

⑥ 总蓄冷有效利用度 ξ

$$\xi = \frac{Q_s}{Q_{\max}} = \frac{Q_s}{\epsilon_0 c(T_3 - T_0)} = \frac{[1 - \exp(-\bar{\tau})]}{\epsilon_0} \quad (3-143)$$

ϵ 、 ζ 与无量纲时间 $\bar{\tau}$ 的关系被示于图 3-67。作为参照, 完全不掺混型最佳运行工况的 ϵ_0 、 ζ_0 和总蓄冷度与完全掺混型相等的工况的 ϵ_d 和 η_d 也被示于图 3-67 中。

$\bar{\tau} = 1$ 是一个重要的特征时间, $\bar{\tau} = 1$ 时的时间 τ 相当于在完全不掺混型蓄冷-过冷循环系统中作最佳过冷循环时蓄冷箱内水完成了一次循环所用的时间, 也即是设计的使用蓄冷空调的时间 τ_0 。由式 (3-138)、式 (3-140)、式 (3-142) 和式 (3-144) 可知, 当 $\bar{\tau} = 1$ 时, 储水箱的水终温 $T_{s1} = T_0 + 0.632(T_3 - T_0)$, $\epsilon_1 = 0.368$, $\zeta_1 = 0.632$, $\xi_1 = \zeta_1/\epsilon_0 = 0.7587$ 。

由图 3-67 看出, 在完全掺混型蓄冷-过冷循环过程中, 过冷有效度 ϵ 是在不断减小, 由于实际过冷换热量 $\phi_{g,e}$ 与 ϵ 成正比, 所以 $\phi_{g,e}$ 也随使用时间的延续而减小; 当到达设计的使

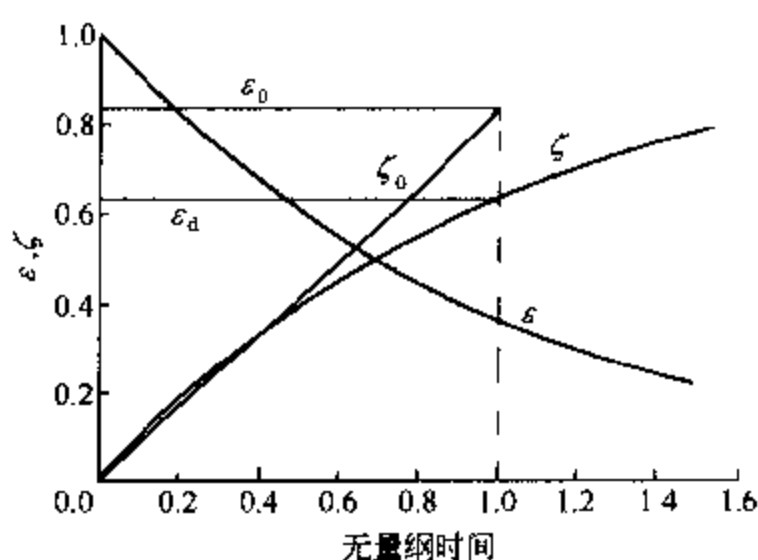


图 3-67 过冷有效度 ϵ 和总蓄冷有效度 ζ 与无量纲时间 $\bar{\tau}$ 的关系

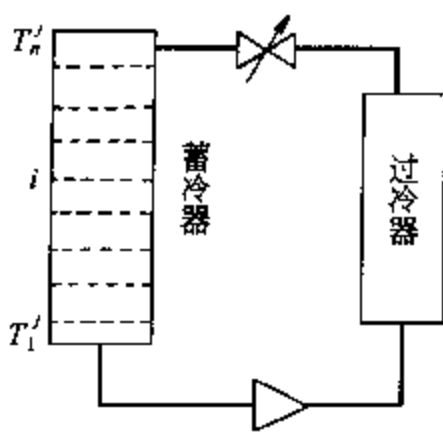


图 3-68 部分掺混型的蓄冷-过冷循环

用时间 τ_0 时, 储水箱内水的终温也比完全不掺混型蓄冷-过冷循环的蓄冷水回升的最终温度低, 二者温差为 $(\epsilon_0 - 0.632)(T_3 - T_0)$, 当 $T_3 = 48^\circ\text{C}$, $T_0 = 2^\circ\text{C}$ 时, $T_{s1} = 31.1^\circ\text{C}$, 低于完全不掺混型的循环 40.3°C 约 9.2°C 。由此可知, 减少储水箱中过冷水的掺混度对于提高高温水蓄冷空调的蓄冷密度、稳定过冷换热量等有重要意义。显然池浸式的过冷器不能充分利蓄冷水的冷量。

(3) 部分掺混型高温水蓄冷空调系统

许多场合, 高温水蓄冷系统的蓄冷水箱与过冷器是分离的, 也不设备用空箱, 蓄冷水箱与过冷器之间组成如图 3-68 的循环回路。当循环水量有限时, 就属于部分掺混型。

部分掺混型的蓄冷-过冷特性介于完全不掺混与完全掺混型之间, 它与不掺混型的区别在于当热水流回蓄冷箱的顶层后箱内冷热水交界区将出现一个斜温层。斜温层的厚度和温度梯度与过冷循环水流量、蓄冷水的初始温度、过冷器换热情况、掺混度以及蓄冷水使用了的时间等因素有关。斜温层的增厚和下移会使过冷有效度 ϵ 和蓄冷水有效利用度比完全不掺混型降低, 但仍优于完全掺混型。

因此, 研究部分掺混型水蓄冷空调循环特性必须了解储水箱的掺混度。从热力学第二定律来看, 冷热掺混就造成系统熵增, 有用能损失。对于储水箱内的分层与流动问题, 在太阳能利用方面已有许多研究工作可供参考。研究水蓄冷空调系统的水箱内冷热水混合影响可以引入掺混度来描述^[30]。本节将通过把水箱中蓄冷水分成若干层, 用数值法探讨部分掺混型高温水蓄冷空调系统的特性。

设蓄冷储水箱高 L , 截面积 A , 总储水量 M , 初始水温 T_0 , 设计使用时间为 τ_0 , 稳定的过冷循环水流量为 q_m , 一维流动, 忽略水箱侧壁的传热损失与箱壁的热容, 取水箱高度为 x 轴, 底部为 0 点, 向上为 x 轴正向, 则水箱高度 x 处厚度 dx 微元层的热平衡方程为

$$\left(\frac{M}{L}\right) c \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda A \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + q_m c \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3-144)$$

注意到: $\tau_0 = Mc / q_{mr} c_r$, $\lambda = \rho a c$, $M = \rho A L$, $g = q_m c / q_{mr} c_r$, a 为水的热扩散率, 上式简化为

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{gL}{\tau_0} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3-145)$$

令 $\theta = \frac{T - T_0}{T_3 - T_0}$, $X = \frac{x}{L}$, $\tau = \frac{\tau}{\tau_0}$, $F_0 = \frac{a\tau_0}{L^2}$, 则上式可简化为

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = F_0 \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + g \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad (3-146)$$

初始条件: $T = T_0$, $g =$ 某常数, 一般取 $g = 1$ 或接近于 1 的值。

求解式 (3-146) 时一般对方程作离散化处理, 式 (3-146) 的离散方程是

$$\theta_i^{j+1} = \theta_i^j + n^2 F_0 \Delta \tau (\theta_{i+1}^j + \theta_{i-1}^j - 2\theta_i^j) + ng \Delta \tau (\theta_{i+1}^j - \theta_i^j) \quad (3-147)$$

式中 j 表示当前时刻, $j+1$ 表示后一时刻, n 为水箱高度 L 被等间距划分的层数。内部各层分别用脚注序号 $2, \dots, i, \dots, n-1$ 表示, 并假设各层内的水温是均匀的。

最底层单元无量纲温度

$$\theta_1^{j+1} = \theta_1^j + n^2 F_0 \Delta \tau (\theta_2^j - \theta_1^j) + ng \Delta \tau (\theta_2^j - \theta_1^j) \quad (3-148)$$

最顶层单元的温度 $T_{L,\tau}$ 由下面方程确定

$$q_m c (T_{x=0} - T_{L,\tau}) = q_{mr} c_r (T_3 - T_{5,\tau}) \quad (3-149)$$

$$\epsilon_\tau = \frac{\phi_g}{\phi_{\max,\tau}} = \frac{T_3 - T_{5,\tau}}{T_3 - T_{x=0}} \quad (3-150)$$

参照式 (3-114), 当 $q_m c > q_{mr} c_r$ 时, 有

$$\epsilon_\tau = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{q_{mr} c_r}{q_m c}\right)\right]}{1 - \left(\frac{q_{mr} c_r}{q_m c}\right) \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{q_{mr} c_r}{q_m c}\right)\right]} \quad (3-151)$$

当 $q_m c < q_{mr} c_r$ 时, 有

$$\epsilon_\tau = \epsilon'_\tau (q_m c / q_{mr} c_r) \quad (3-152)$$

$$\epsilon'_\tau = \frac{\phi_g}{\phi_{\max}} = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{q_m c}{q_{mr} c_r}\right)\right]}{1 - \left(\frac{q_m c}{q_{mr} c_r}\right) \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{q_m c}{q_{mr} c_r}\right)\right]} \quad (3-153)$$

当 $q_m c = q_{mr} c_r$ 时, 有

$$\epsilon_\tau = \epsilon_0 = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3-154)$$

并得到

$$\epsilon = \frac{\phi_g}{\phi_{\max}} = \frac{T_3 - T_5}{T_3 - T_0} = \frac{T_3 - T_{x=0}}{T_3 - T_0} \epsilon_\tau \quad (3-155)$$

总蓄冷有效度记作 ζ , 定义为

$$\zeta = \frac{Q_s}{Q_{\max}} = \int_0^\tau \frac{\epsilon d\tau}{\tau_0} \quad (3-156)$$

当过冷器的传热单元数 NTU 和过冷水流率 $g = q_m c / q_{mr} c_r$ 确定后, 问题可解。

【例】 $NTU = 5$, $T_3 = 48^\circ\text{C}$, $T_0 = 2^\circ\text{C}$, 水箱高 $L = 1.5\text{m}$, $g = 1$ ($q_m c = q_{mr} c_r$) 时, $\tau_0 = 10\text{h}$ 。

求解 θ , ϵ , ζ 与 g , τ 的关系。

本节计算了不同 g 值情况下的温度分布、过冷有效度和总蓄冷有效度在无量纲时间从 0 到 1 时间段内的变化情况。图 3-69 为 $g = 1$ 时, 不同时刻的无量纲温度分布。随着时间的推移, 斜温层逐渐增厚。作为设定的使用工况, 无量纲时间为 1 时, 蓄冷箱内的水完成一次循环, 蓄冷箱底部的温度明显升高。在 79% 的时间内, 过冷有效度维持在 0.8 以上, 然后开始下降。总蓄冷有效度最后达到 0.796。

而当过冷水流率发生变化时, 蓄冷箱温度分布和过冷有效度、总蓄冷有效度发生改变, 如图 3-70、图

3-71 所示。当过冷水流率小时 ($g = 0.5$) 时, 其斜温层比 $g = 1$ 情况下的薄, 且顶部温度较高。在无量纲时间达到 1 之前, 底部温度无明显升高。与之相对应, 过冷有效度稳定在 0.479, 在无量纲时间为 1 时, 总蓄冷有效度只有 0.479。当过冷水流率较大时 ($g = 1.5$) 时, 其斜温层比 $g = 1$ 情况下的厚, 顶部温度稍低, 底部温度升高较快。无量纲时间 0.5 之前, 过冷有效度维持在 0.922 以上, 然后开始明显下降。总蓄冷有效度最后达 0.732。

3.4.4 高温水蓄冷空调实验研究

中国科学技术大学制冷空调实验室已建造了高温水蓄冷空调系统、冰蓄冷系统和 PCM

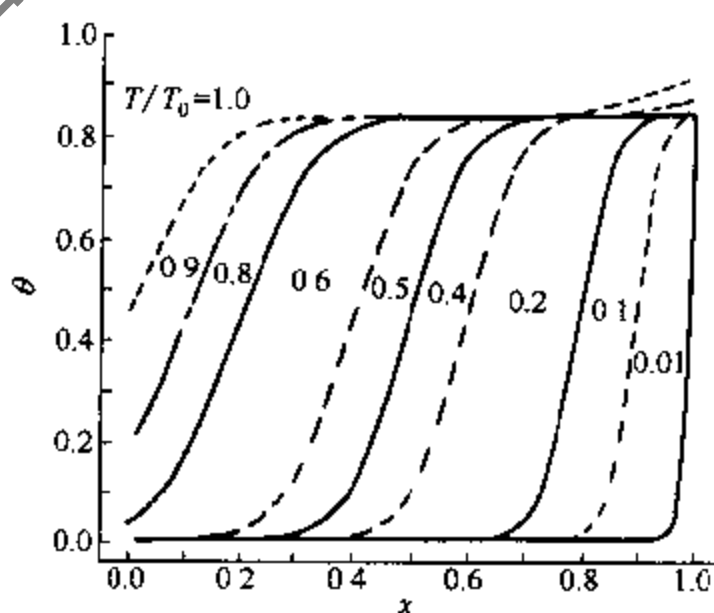


图 3-69 $g = 1$ 情况下, 不同时刻蓄冷箱温度分布

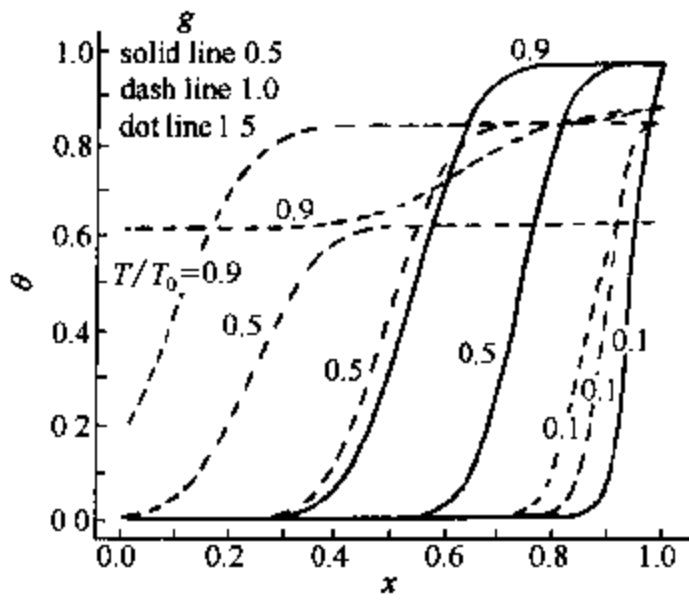


图 3-70 不同 g 值情况下温度分布比较

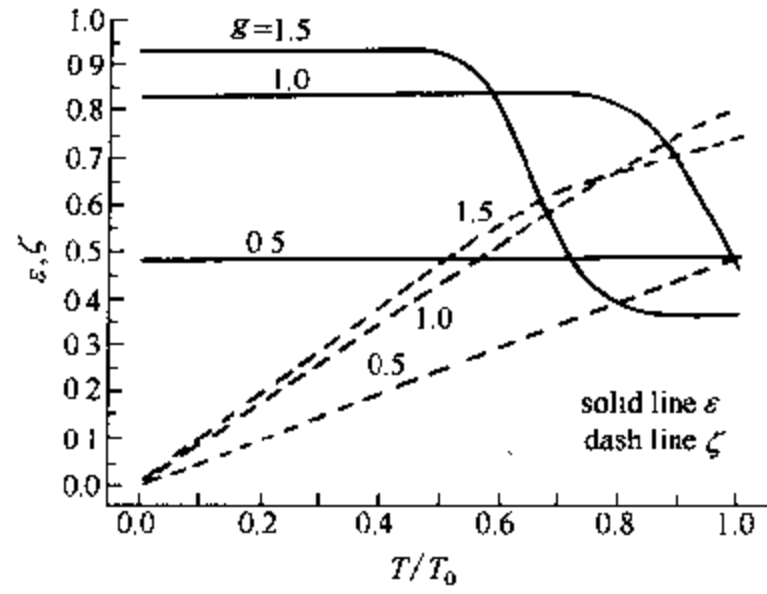


图 3-71 过冷有效度与总蓄冷有效度

复合盐蓄冷系统的对比实验台，标准工况制冷量 5kW。制冷主机为风冷式，其冷凝器之后增添了板式换热器，其换热面积约等于原系统蒸发器的面积，过冷器之后接节流阀进蒸发器，同时在冷凝器之后也接一个节流器与过冷器旁路直接进蒸发器。实验蓄水桶为圆筒状，竖立安装，容积约 0.6m³。实验时，蓄水最低温度可降至 1℃，但再降低会导致蒸发器结冰，因此，蓄水温度可降至 2~3℃ 是安全的。蓄冷水在作过冷用时，当水流量加大时，可使从冷凝温度 50℃ 制冷剂降到只比桶底水温高 2~3℃ 的情况，由电热平衡器测得增加制冷量超过 35%。此种方式与池浸式相同，随着箱内水温逐渐提高，供冷量越来越小。当适当调节流量，使制冷剂降温 and 过冷水升温基本相近时，效果较好，水箱水温最高用到 38℃，制冷剂从 50℃ 左右降到 12℃ 左右可维持 80% 供冷时间。实验情况与理论分析相同，但理论分析更深刻。实验表明水蓄冷空调对供冷量的调节非常方便。

3.5 结论

本章就蓄冷技术的主要应用着重介绍了蓄冷空调的冰蓄冷、PCM 蓄冷和高温水蓄冷几种方案。现将几种方案的特点和经济效益比较列于表 3-13 中。

表 3-13 几种蓄冷空调方案的特点和经济效益比较表

参 数	冰 蓄 冷	PCM 蓄冷	常规水蓄冷	高温水蓄冷
蓄冷温度,℃	0	5~8	4	2
制冷机蒸发温度,℃	-10~-4	-2~3	0	-2~0
蓄冷密度, kJ/m ³	200~250	125~140	33	125~140
蓄冷密度比	1	0.6~0.7	0.16	0.6~0.7
制冷系数比	0.65	0.9	1	1.1
制冷机组选择	双温型	单温	单温	单温
制冷机组费用比	1.2	1	1	1.2
蓄冷装置费比	1	1.5	0.6	0.2
总投资比	1	1.2	0.8	0.6
技术可靠性	中	中	好	好
系统复杂性	复杂	较复杂	简单	简单
占地面积	小	小	大	小
综合热效率	低	中	较好	好
供冷能力比, %	>50 大	20~50	20~30	15~40

注：供冷能力比是蓄冷供冷能力主机正常供冷量之比。

参考文献

- 1 岳鹿群. 在中国节能协会蓄冷空调研究中心成立大会上的讲话. 江苏暖通空调制冷《冰蓄冷专辑》. 1995. 4~7
- 2 陈沛霖, 岳孝芳主编. 空调与制冷技术手册. 第6版. 上海: 同济大学出版社, 1993. 140
- 3 彦启森, 赵庆珠. 冰蓄冷系统设计. 清华同方人环工程公司. 1998. 4
- 4 陈则韶, 程文龙. 制冷与空调, 1997. (1)
- 5 郭开华. 制冷. 1994, 2: 22~28
- 6 西川辰朗. REFRIGERATION. 1963 (734): 16~26
- 7 陈则韶等. 蓄冷空调系统的探讨, 见: 过增元等主编. 面向21世纪热科学研究(庆祝王补宣院士七十五寿辰论文集). 北京: 高等教育出版社, 1999
- 8 方贵银. 空调用制冷蓄冷系统及其特性的研究: [学位论文]. 合肥: 中国科学技术大学, 2000
- 9 A.B. 雷柯夫著. 裘烈钧, 丁履德译. 热传导理论. 第1版. 北京: 高等教育出版社. 1959
- 10 陈则韶. 求解凝固相变热传导问题的简便方法—热阻法. 中国科学技术大学学报, 1991, 21 (3): 69~76
- 11 宋又王. 用奇异摄动法解圆柱体的凝固问题. 工程热物理学报, 1981, 2 (4)
- 12 Mori A, Araki K. Methods for analysis of the moving boundary surface problem. Int. Chem Eng, 1976, 16: 734
- 13 Cryer C W. A Survey of Trial Free-Boundary Methods for the Numerical Solution of Free Boundary Problems. Report. No. 1963, Madison: Mathematics Research Center, University of Wisconsin, 1976
- 14 Shamsundar N. Comparison of numerical methods for diffusion problems with moving boundary problems. In: Wilson D G, Solomon A D, Boggs P T Eds. Moving Boundary problems, New York: Academic Press, 1978. 165
- 15 方贵银, 陈则韶. 平板单体内凝固传热特性理论研究. 中国科学技术大学学报, 1999, 29 (4)
- 16 程文龙, 陈则韶. 单套管相变蓄冷器凝固过程一种简单解法及其传热特性. 工程热物理学报, 1996, 17 (增刊): 111~114
- 17 海野弘治. 熱放出割合を獨立變數とする相似曲線を用いて求られた潜熱蓄熱器の凝固過程における熱通過有効度. 日本機械學會論文集 (B編). 1993, 59 (564): 203~209
- 18 施伟, 葛新石, 张寅平. 球堆积床潜热蓄冷的理论研究. 流体机械, 1998, (1): 46~50
- 19 张寅平, 胡汉平, 孔祥冬, 苏跃红. 相变贮能——理论和应用. 合肥: 中国科学技术大学出版社. 1996
- 20 谢华清, 陈则韶. 伴有自然对流影响的移动界面的矩形腔体融化传热研究. 传热传质学学术会议论文集. 1996. 北京: 工程热物理学报, 1997 (增刊)
- 21 Shamsundar N, Sparrow E M. Analysis of multidimensional conduction phase change via the enthalpy model. J. Heat Transfer, 1975, 97: 333
- 22 Chen Zeshao, Wu Guanhua, Cheng Wenlong, Xie Huaqing. A new numerical method to solve convective/diffusive phase change heat transfer problems. 见: Heat Transfer of Science and Technology, ed. B. X. Wang. Beijing. 1996. 高等教育出版社, 1996. 529~534
- 23 张维, 方贵银, 陈则韶. 封装式冰蓄冷器融冰放冷过程动态特性研究. 低温与特气, 2000, (1) 24~28
- 24 稻葉英男 (Hideo INABA). 冰蓄熱システムのご現状とその新展開. 冷凍, 1996. 71 (830): 3~15
- 25 余光宝, 刘震炎. 中央空调蓄冷系统最优化: [学位论文]. 合肥: 中国科学技术大学. 1996.
- 26 陈则韶, 葛新石, 顾毓沁. 量热技术和热物性测定. 合肥: 中国科学技术大学出版社. 1990
- 27 陈则韶, 葛新石. 测定比热和相变热的温差式热流卡计. 中国科学技术大学学报, 1983, 13 (3)
- 28 陈则韶. 一种采用逆流式过冷器的空调用制冷/热蓄冷/热系统. ZL 96 1 21221. 7
- 29 陈则韶, 戚学贵, 胡芑, 程文龙, 方贵银. 高温水蓄冷空调的原理和理论分析. 工程热物理学报, 2002, 23 (2): 133~138
- 30 Ze-shao Chen, Wen-long Cheng and Takehiro Ito. A new scheme of air-conditioning with cold storage by water through the method of super-cooling refrigerator, Proceeding of 1997 China-Japan Joint Symposium on Advanced Energy and Transportation Engineering, Edited: Zhao-Yuan Han Essuo Morishita. 1997, 10. 102~110

4 CO₂ 汽车空调

4.1 概述

4.1.1 CO₂ 作为制冷剂的历史

作为制冷剂,在 19 世纪末至 20 世纪 30 年代前,CO₂ (R744),氨 (R717),SO₂ (R764),氯甲烷 (R40) 等曾被广泛应用。上述除了 CO₂ 外,其余工质均有毒性或可燃性,而 CO₂ 则因无毒且不燃,因而在民用和船用制冷等方面有其巨大的优势。

在蒸汽压缩系统中采用 CO₂ 作为制冷剂,最初是由美国人 Alexander Twining 在 1850 年提出,并获英国专利^[1]。第一次成功使用 CO₂ 应用于商业机的是 Thaddeus S.C. Lowe,他在对军事气球用 CO₂ 做试验过程中,证实了 CO₂ 作为制冷剂的可能性。他于 1867 年获得了英国专利,于 1869 年制造了一台制冰机,他还设计了一种置于船上的机器,用于在墨西哥港运送冷冻肉。

1882 年 Carl von Linde 在为德国埃森的 F. Krupp 公司设计开发了采用 CO₂ 作工质的制冷机。1884 年 W. Raydt 设计的 CO₂ 压缩制冰系统获得了英国 15475 号专利。同年澳大利亚的 J. Harrison 在 1884 年设计了一台用于制冷的 CO₂ 装置获得了英国 1890 号专利。

随后 CO₂ 制冷剂的使用有了显著的发展。1886 年德国人 Franz Windhausen 设计的 CO₂ 压缩机获得了英国专利。英国的 J&E Hall 公司收购了该专利,将其改进后于 1890 年开始投入生产。Hall 的 CO₂ 压缩机在船上有广泛的应用,取代了原先使用的空气压缩机。20 世纪 40 年代在英国的船上广泛采用了 CO₂ 压缩机。

19 世纪 90 年代美国开始将 CO₂ 应用于制冷。1897 年 Kroeschell Bros. 锅炉公司在芝加哥成立了分公司生产 CO₂ 压缩机,称为 Kroeschell Bros. 制冰机械公司。Kroeschell 工厂生产 CO₂ 制冷压缩机、冷凝器、水和盐水冷却器、高压 CO₂、冷藏系统的阀门和零件。1924 年 Kroeschell 和 Brunswick 制冷公司合并成 N.J. 公司生产氨压缩机和附件。1918 年 Kroeschell 公司制冷部门的工作人员 Fred Wittenmeier 辞职在芝加哥成立了另一个制冷机械公司——Wittenmeier 公司,该公司成功地安装了一些 CO₂ 制冷与空调系统。

CO₂ 用于空调机相对较晚。1919 年前后,CO₂ 制冷压缩机才被广泛应用在舒适性空调中。例如 1919 年在剧院和百货商店的空调系统中得到应用;1920 年在教堂的空调系统中得到应用;1925 年干冰循环用于空气调节;1927 年在办公室的空调系统中得到使用;1930 年在住宅的空调系统中得到使用;后来又被用于各种商业建筑和公共设施的空调制冷系统。

CO₂ 制冷曾经达到很辉煌的程度。据统计,1900 年全世界范围内的 356 艘船只中,37%用空气循环制冷机,37%有氨吸收式制冷机,25%使用 CO₂ 蒸汽压缩式制冷机。发展到 1930 年,80%的船舶采用 CO₂ 制冷机,其余的 20%则用氨制冷机。由于当时的技术水平比较差,CO₂ 较低的临界温度 (31.1℃) 和较高的临界压力 (7.37MPa),使得 CO₂ 系统的效率较低。加上其冷凝器的冷却介质多采用温度较低的地下水或海水,基本属于亚临界循环,则当水温较高时(如热带海洋上行驶的轮船其冷却水的温度可接近 30℃),其制冷效率

会更加下降。所以 CO₂ 制冷技术并没有进一步开发运用于汽车空调、热泵等。1931 年，以 R12 为代表的 CFCs 制冷剂一经开发，便以其无毒、不可燃、不爆炸、无刺激性、适中的压力和较高的制冷效率，很快取代了 CO₂ 在安全制冷剂方面的位置，CO₂ 逐渐不再被作为制冷剂使用，最后一艘使用 CO₂ 制冷机的船只在 1950 年停止工作。只是干冰仍在制造、储藏冰淇淋和其他易坏食物等领域中得到广泛应用。

4.1.2 CO₂ 制冷剂的再受重视

由于 CFCs 对于臭氧层和大气变暖的重要影响，为保护环境，实现 CFCs 替代成为全世界共同关注的问题。从 1985 的《保护臭氧层的维也纳公约》到 1987 年的《蒙特利尔议定书》以及 1990 年伦敦会议和 1992 年哥本哈根会议对蒙特利尔议定书的修正，世界范围内的 CFCs 替代进程在不断加快。1991 年 6 月，我国在修改的《蒙特利尔议定书》上签字，成为缔约国之一。1992 年 5~7 月编制了“中国消耗臭氧层物质逐步淘汰国家方案”，并于 1993 年 1 月经国务院批准。这样按国家方案，逐步淘汰消耗臭氧层物质已经成为一项国际责任。

CFCs 替代的首要原因是因为它们破坏臭氧层，因此新的替代工质必须对于臭氧层没有破坏。HFC 类工质，因为对于臭氧层没有破坏力，成为替代 CFCs 的重要工质。特别是 HFC134a 作为 CFC12 的替代物已被大规模生产与应用。HFCs 虽然不破坏臭氧层，但它们化学性稳定，释放后能够积累，这最终导致明显的温室效应。虽然人们可以努力合成性能更佳的工质，但由于制冷剂的使用量非常大，最终将不可避免地有相当部分泄漏到大气中去。任何大量人工合成物质排放到自然界中，都会对于环境造成影响，因此现在一种普遍的观点是采用自然工质。前国际制冷学会主席、挪威的 G. Lorentzen 在 1989~1994 年大力提倡使用自然工质^[2]，特别是对于 CO₂ 的研究与推广应用上起了很好的带头作用。从此 CO₂ 制冷装置的研究与应用又一次成为在全球范围内受重视的热点。

概括起来，CO₂ 制冷的应用主要包括以下三方面：

① 是在汽车空调中的应用 此时，空调系统在跨临界条件下运行，其工作压力虽然较高，但压比却很低，压缩机的效率相对较高；超临界流体优良的传热和热力学特性使得换热器的效率也很高，这就使得整个空调系统的能效较高，完全可与传统的制冷剂（如 R12、R22 等）及其现有的替代物（如 R134a、R410A 等）竞争。加上 CO₂ 在气体冷却器中大的温度变化，使得气体冷却器进口空气温度与出口制冷剂温度可能非常接近，这自然可减少高压侧不可逆传热引起的损失。为了减轻质量、缩小尺寸及增加安全性，换热器的优化设计也正在进行。另外，CO₂ 在热泵方面的特性，还可以解决现代汽车空调冬季不能向车厢提供足够热量的缺陷。

这一领域的研究由挪威 SINTEF 研究所的 G. Lorentzen、J. Petterson 等人率先发起。他们先从理论上论述了 CO₂ 用于汽车空调和热泵等领域的可能性，随后又建立了专门的实验台，对汽车空调用 CO₂ 作为制冷剂进行了实验研究，样机实验也得出较好的结果。

德国 Kassel 大学的 J. Kohler 等人开展了 CO₂ 汽车空调和热泵应用的研究。1996 年 8 月，第一台公共汽车空调样机在车上通过现场实验且运行良好。在综合考虑了质量、安全性、可靠性、紧密性、系统性能和制冷效率后，他们认为 CO₂ 跨临界循环系统将是 21 世纪汽车空调中惟一可选的可靠系统。

美国伊利诺伊大学（UIUC）空调和制冷中心（ACRC）的 C. W. Bullard 等人，在美国各大制冷空调企业的支持下，建立了相应的汽车空调实验台，对系统中回热器的特性及布置特点进行了研究，并与其他替代工质 R134a、R410A 等进行了比较，得到了较好的结果。

他们还对 CO₂ 工质在家用空调、超市冷柜等方面的应用进行了广泛的理论与实验研究。

此外，丹麦的 J. Holst 等人在丹佛斯建立了 CO₂ 跨临界汽车空调实验台，对系统的调节部件进行了分析与研究；美国 Purdue 大学的 M. R. Douglas 和 Maryland 大学的 Yunho Hwang 等人对 CO₂ 跨临界循环系统中设置膨胀机的特性进行了理论分析；德国 Dresden 大学的 H. Quack 等人对火车的空调制冷系统中应用 CO₂ 跨临界循环的可能性进行了研究。这些研究表明，CO₂ 跨临界循环用于车辆空调，不仅具有环境方面的优势，而且系统的效率也具有提高的潜力。

② 是在各种热泵中的应用，尤其是在热泵热水器方面的应用。此时，热泵系统同样在跨临界条件下运行，压缩机、换热器方面的优势依然存在；最主要的是 CO₂ 在气体冷却器中较大的温度变化，正好适合于水的加热，从而使热泵的效率较高，同样可与传统的制冷剂（如 R22 等）及其现有的替代物（如 R134a、R410A 等）竞争。

该领域的研究由挪威 SINTEF 研究所的 P. Neksa、J. Petterson 等人率先发起，他们对水-水热泵的特性、系统设计进行了理论与实验研究，结果表明：CO₂ 跨临界循环不仅具有高的供热系数，而且系统紧凑，产生的热水温度高，在工业和民用两方面都具有相当大的发展潜力。

德国在热泵领域的研究尤为广泛深入。Kassel 大学的 J. Kohler 等人开展了 CO₂ 跨临界热泵应用的理论研究与分析。Dresden 大学 P. Heyl 等人对 CO₂ 跨临界循环热泵的热力学性能进行分析，对各种循环方式的计算方法，系统部件的设计，选取和组装原则等方面展开研究与讨论，并在 Dresden 大学建立 CO₂ 跨临界循环热泵试验台，对于不同装置中的计算和评价方法等进行分析及研究，得到了一些有意义的结论。Essen 大学的 E. L. Schmidt 等人以商业洗衣店中的干燥器为研究对象，分析和讨论了 CO₂ 跨临界循环在热泵干燥方面应用的可行性。在该领域内通过与 R134a 热泵系统的对比后认为，跨临界循环热泵并没有比后者引起过多的能量消耗，加上 CO₂ 自身优良的环境性能和热力学特性，在热泵干燥系统中用 CO₂ 作制冷工质是很有希望的。德国 FKW 制冷热泵研究中心的 H. Kruse 和荷兰 TNO 环境科学研究所的 P. A. Oostendorp 等人针对德国、荷兰等国大量使用化石燃料供热造成 CO₂ 排放日益严重的现状，对 CO₂ 跨临界循环热泵在供热系统中的应用前景进行了分析与讨论，认为 CO₂ 热泵在该领域的使用不仅能有效地减少 CO₂ 排放，而且热泵性能也提高，具有广阔的应用与开发前景。

此处，日本 CRIEPI 的 M. Saikawa 等人于 1995 年开始进行了 CO₂ 热泵的基础研究，通过对于 CO₂ 热泵（尤其是 CO₂ 热水供应热泵）性能的计算及相应循环特性的理论分析后，他们得出了 CO₂ 热泵在热水供应时的性能高于传统工质热泵的结论。1996 年 3 月，他们在 Yokosuka 研究所建立了相应的 CO₂ 热泵实验台，对跨临界热泵的性能及 CO₂ 在超临界条件下的传热及热力学特性进行进一步研究。

③ 是在复叠式制冷系统中的应用。此时 CO₂ 用作低压级制冷剂，高压级用 NH₃ 作制冷剂。与其他低压制冷剂相比，即使处在低温，CO₂ 的黏度也非常小，传热性能良好，因为利用潜热，其制冷能力相当大。目前，欧洲在超市中已建立了几个这种用 CO₂ 作低温制冷剂的复叠式制冷系统，运行情况表明技术上是可行的，这种系统还适用于低温冷冻干燥过程。

4.1.3 CO₂ 的性质

常温下，CO₂ 是一种无色、无臭的气体。其相对分子量为 44.01，临界压力为 7.37MPa，临界温度为 31.1℃，临界容积为 0.00214m³/kg，比热容为 0.833 kJ/(kg·K)，

三相点温度为 -56.57°C ，三相点压力为 416kPa ，在 101.325kPa 下，其升华温度为 -78.15°C ，蒸发热为 573.27kJ/kg 。 CO_2 是碳的最高氧化状态，具有非常稳定的化学性质，既不可燃，也不助燃。

CO_2 与水混合时呈弱酸性，可腐蚀碳钢等普通金属，但不腐蚀不锈钢和铜类金属。当输送的 CO_2 比较干燥（含水率小于 8×10^{-6} ）时，可采用普通的碳素钢。 CO_2 不能维持生命，当它在空气中的浓度低于 2% 时，对人没有明显危害。但如果超过此浓度，则可引起呼吸器官的损伤，甚至窒息死亡。

CO_2 的热物性，在早期的制冷书籍中作为制冷剂而以图或表的形式给出。由于这些图表都是以实验为依据绘制，所以结果出入较大。到了 1965 年，国际理论与应用化学专业委员会（IUPAC）所属的物理化学分会，在伦敦成立了 CO_2 物性研究小组，对以前的实验结果和图表进行了重新整理，并于 1976 年出版了关于 CO_2 物性计算的专著。该专著以 CO_2 在三相区、两相区、单相区以及作为理想气体时的实验结果为基础，以已有的计算 CO_2 物性的 Altunin、Gadetskii、Bender、Stein、Schofield 等方程为参考，建立了统一的物性计算方程，同时提供了相应的图表。其中包括温度在 $210 \sim 700\text{K}$ 、压力在 $0.1 \sim 1000\text{bar}$ ($1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$) 以及温度在 $700 \sim 1100\text{K}$ 、压力在 $0.1 \sim 600\text{bar}$ ($1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$) 的范围内， CO_2 的比容、焓、熵、比定压热容、压缩因子逸度（压缩比）、声速等随压力和温度变化的函数关系， CO_2 气体和液体的压力、焓、内能、比定容热容等随密度和温度变化的函数关系。而 R. Span 和 V. Vesovic 分别于 1996 年和 1990 年发表在 Journal of Physical and Chemical Reference Data 上的关于二氧化碳状态方程和传输特性的文章，则是目前最新并被广泛引用的物性数据源。

作为制冷剂，人们希望其安全性、循环效率、价格等方面均佳，但实际上并不存在一种十全十美的制冷剂。与其他制冷剂相比， CO_2 也有其优势与不足。表 4-1 和表 4-2 列出的几种制冷剂性质的比较。

表 4-1 几种制冷剂主要性能比较^[3,4]

参 数	R744	R717	R134a	R12	R22
分子式	CO_2	NH_3	CH_2FCF_3	CCl_2F_2	CHClF_2
分子量度 $M, \text{kg/kmol}$	44.01	17.03	102.0	120.93	86.48
气体常数 $R, \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	188.9	488.2	81.5	68.7	96.1
绝热指数 k	1.30	1.31	—	1.14	1.20
消耗臭氧层潜能 (ODP)	0	0	0	1	0.055
全球变暖潜能 GWP (100 年)	1	0	3100	7100	4200
全球变暖潜能 GWP (20 年)	1	0	1200	7100	1600
临界温度 $t_c, ^{\circ}\text{C}$	31.1	133.0	101.7	112.0	96.0
临界压力 p_c, MPa	7.372	11.42	4.055	4.113	4.974
临界密度 $\rho_c, \text{kg/m}^3$	465				
凝固点温度 $t_s, ^{\circ}\text{C}$	-56.55	-77.7	—	-158	-160
标准大气压下沸点 $t_s, ^{\circ}\text{C}$	-78.4 (常压升华点)	-33.3	-26.2	-29.8	-40.8
0°C 时容积制冷量, kJ/m^3	22600	4360	2860	2740	4344
可燃性	否	是	否	否	否

表 4-2 几种制冷剂的毒性^[3]

制冷剂名称	造成人员死亡或严重伤害情况		安全等级 评价	分解物 是否有毒	
	暴露时间, h	空气中含量			
		按体积计, %			按质量计, g/m ³
CO ₂	0.5~1	29~30	530~550	低毒、不传播火焰	否
NH ₃	0.5	0.5~0.6	3~5	高毒性、低度可燃	否
R12	2	28.5~30.4	1435~1530	低毒、不传播火焰	是
R22	2	18~22.6	645~810	低毒、不传播火焰	是

通过比较与相关分析可见, 在制冷空调的许多应用领域, 使用 CO₂ 作制冷剂具有相当多的优点, 主要概括如下:

① 环境性能优良 CO₂ 是自然界天然存在的物质, 它的臭氧层破坏潜能 (ODP) 为零, 其温室效应潜能极小 ($GWP = 1$)。而现在作为推荐替代工质 HFC 及其混合物, 其 ODP 虽为零, 但 GWP 却比 CO₂ 高 1000~2000 倍。如果考虑到所用 CO₂ 大多为化工副产品, 用它做制冷剂正好回收了原来要排向大气的废物的话, CO₂ 的温室效应就应为零。再加上 HFC 及其混合物不但会增加温室效应, 而且可能产生其他现在未知的副作用, CO₂ 在这一方面的优势就更为明显。尤其是随着制冷空调设备数量的增加, 对各种制冷工质的需要量逐年上升, 在选择和确定现有制冷空调设备中所用的制冷工质的替代物时, 完全有理由把更多的精力投向对人类自身生存环境无破坏作用的自然工质——CO₂。

② 自身费用低 无需回收或再生, 操作与运行的费用也较低。

③ 化学稳定性好 完全适用于普通的润滑油和通常的制造材料。

④ 有利于减小装置体积 高的工作压力使得压缩机吸气比容较小, 使得容积制冷量较大, 使得压缩尺寸减小。流动和传热性能提高, 减少了管道和热交换器的尺寸, 从而使系统非常紧凑。

⑤ 安全无毒 不可燃, 即使在高温下也不分解产生有害气体。

当然, CO₂ 高的临界压力和低的临界温度也给它做制冷剂带来了许多难题。无论亚临界循环还是跨临界循环, CO₂ 制冷系统的运行压力都将高于传统的制冷空调系统, 这必然会给系统及部件的设计带来许多新的要求。同时现阶段还存在 CO₂ 制冷系统的效率相对较低的问题。

4.1.4 CO₂ 跨 (超) 临界循环及其特点

CO₂ 的临界温度接近环境温度, 根据循环的外部条件, 可以实现三种循环。

(1) 亚临界制冷循环 (Subcritical Cycle)

CO₂ 亚临界制冷循环的流程与普通的蒸汽压缩式制冷循环完全一样, 其循环过程如图 4-1 中的 1-2-3-4-1 所示。此时压缩机的吸、排气压力都低于临界压力, 蒸发温度、冷凝温度也低于临界温度, 循环的吸、放热过程都在亚临界条件下进行, 换热过程主要依靠潜热来完成, 早年的 CO₂ 制冷循环多为亚临界循环。

(2) 跨临界制冷循环 (Transcritical Cycle)

CO₂ 跨临界制冷循环的流程与普通的蒸汽压缩式制冷循环略有不同, 其循环过程如图 4-1 中的 1-2'-3'-4'-1 所示。此时压缩机的吸气压力低于临界压力, 蒸发温度也低于临界温度, 循环的吸热过程仍在亚临界条件下进行, 换热过程主要依靠潜热来完成。但是压缩机的排气压力高于临界压力, 工质的冷凝过程则亚临界状态下则完全不同, 换热过程依靠显热来完成, 此时高压换热器不再称为冷凝器, 而称为气体冷却器 (Gas Cooler)。此类循环有时也称为超临界

循环(Supercritical Cycle),它是当前 CO₂ 制冷循环研究中最活跃的方式。

(3) 超临界循环 (Hypercritical Cycle)

CO₂ 超临界循环与普通的蒸汽压缩式制冷循环完全不同,所有的循环都在临界点以上,工质的循环过程没有相变,不能变为液态,实际上是气体循环,如图 4-1 中的 1''-2''-3''-4''-1'' 所示。

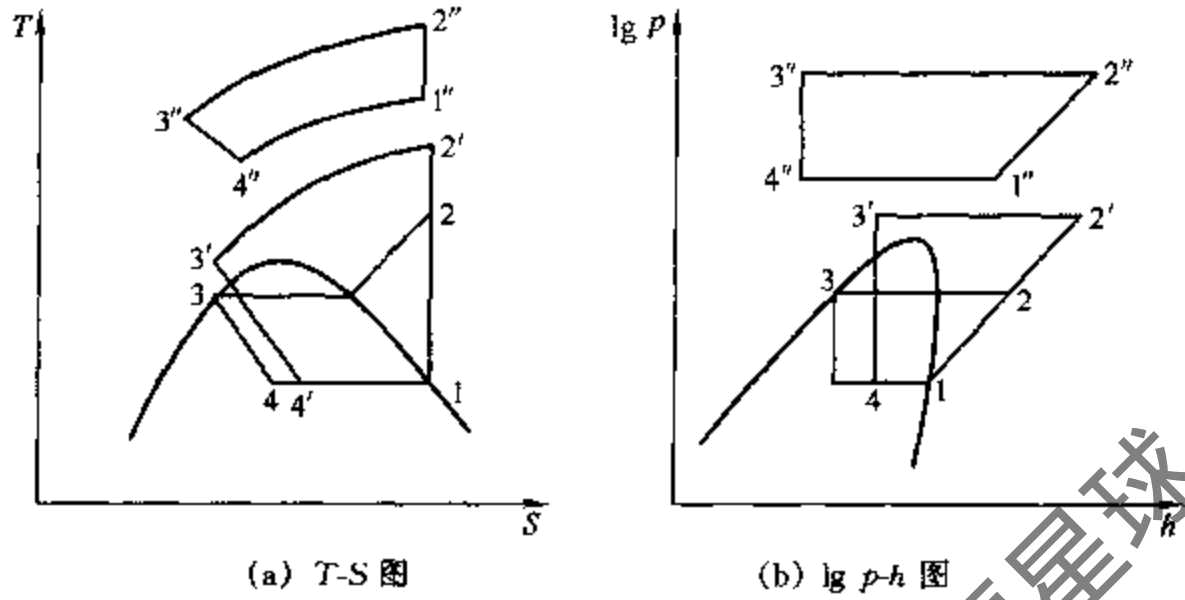


图 4-1 二氧化碳的三种循环方式

在目前正在研究的 CO₂ 汽车空调中,基本上都是采用跨临界制冷循环方式,而完全超临界的循环,只有在原子能发电时采用,制冷空调应用中则不采用该循环方式。

本章以后各节的介绍中,将以 CO₂ 跨临界循环的汽车空调(含车用热泵)为对象,介绍其相关的部件,以及整体装置的性能分析与优化,以及装置的建模与仿真。

4.2 跨临界 CO₂ 汽车空调结构与特性

4.2.1 CO₂ 汽车空调结构

汽车空调系统是制冷剂向大气排放的主要来源,从而也是变暖效应和臭氧层破坏的主要来源,因此制冷剂的选择非常重要。正是因为这一点,在挪威科技大学 Lorentzen 首先提出在汽车空调系统中采用跨临界 CO₂ 制冷系统,其系统结构原理由图 4-2 所示。近年来世界上研究跨临界 CO₂ 制冷系统的很多研究机构都对汽车空调上的应用进行了研究,基本结构也与此类同。

对于汽车空调来讲,除了制冷需求外,还有供热的需求。虽然汽车中的废热是可供利用的热源之一,但使用燃油喷射发动机的现代汽车发动机冷却剂不能提供足够的废热,这使得一些汽车上还得安装辅助加热器,以在制热量不够时得以补充。这种情况在冬天较为普遍。现代汽车发展中有一个重要的趋势是,低排放量的电动汽车或混合汽车得到了较快的发展,而这些汽车中几乎没有可以利用的废热。因此如何高效率地解决车内的制热要求也是汽车空调设计中应当考虑的问题。

对于跨临界 CO₂ 系统,其高温侧具有较大的温度滑移,这使得其供风温度高,对于系

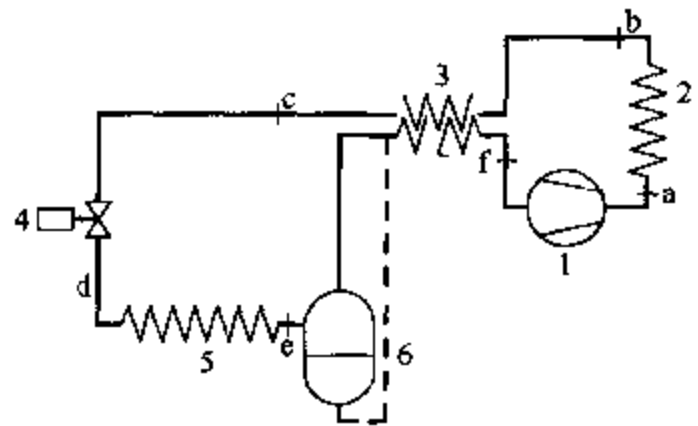


图 4-2 二氧化碳汽车空调制冷剂流程图

1—压缩机; 2—气体冷却器; 3—吸气热交换器;
4—膨胀阀; 5—蒸发器; 6—低压储液器

统作热泵运行时提供热量较为有利。另外在系统设计中，仍然需要考虑尽可能利用车内的废热，从乘客车厢余热中回收能量，这样有利于提高车用 HVAC（供热、通风和空调）系统的总效率。这样设计的系统对于电动汽车也很合适。制冷系统高温端可用来加热车厢中的空气，冷端用于冷却电动机、电池组和耗电电子元件。

上述的 HVAC 系统在夏季可以为客车室提供冷量并对空气除湿，在冬季可以供热和除湿。在寒冷的季节中需要对空气除湿以便改善挡风玻璃和侧面玻璃的除雾和除霜的效果。在夏季制冷工况，环境温度和电动机的冷却剂（在散热器中冷却后）可以用于制冷装置散热，当新鲜空气进入乘客车厢时，也有可能利用排气来冷却制冷系统。同样地，在供热过程中，当有新风循环时，也可从乘客车厢的排气中通过热交换回收一部分热量。供热过程中冷却剂回路可以作为热源。

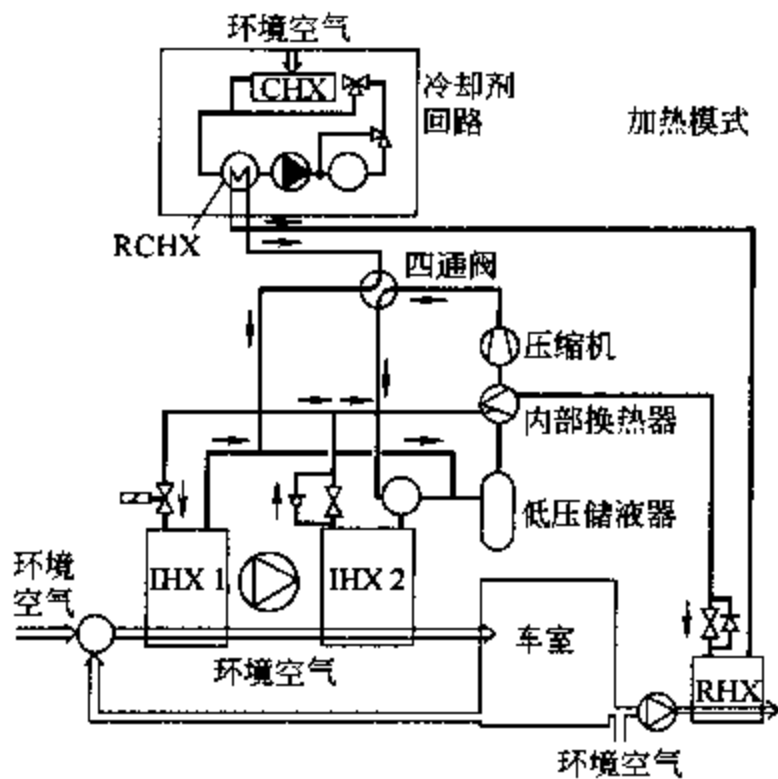


图 4-3 制热模式中 HVAC 系统的流动回路^[5]

乘客车厢中废气和环境空气的混合比来对换热器进行冷却或加热。RCHX 和 RHX 在加热运行时作为蒸发器使用，在冷却运行时作为气体冷却器使用。

加热运行时，压缩后的制冷剂流经四通阀和自动三向阀后直接进入 IHX2，在其中产生温度滑移并放出热量，这样可提高车内空气温度。如果需要除湿，一些冷却后的制冷剂在 IHX1 中膨胀蒸发。主要高压制冷剂在它到达主膨胀设备 RHX（控制高压）之前，要继续流过内部换热器。膨胀后的液体在 RHX 或 RCHX 中蒸发，且与废热的可利用程度有关。刚刚启动后在 RHX 中或间接经过 CHX 和 RCHX 时制冷剂要从周围空气中吸收热量。通过蒸发器后，低压制冷剂与 IHX1 中返回的蒸汽混合后进入储液器。储液器中的蒸汽通过内部换热器后吸入压缩机。

图 4-4 所示是该系统中制冷模式中的制冷剂回路，其箭头方向是制冷剂的流向。冷却运行

回路可以作为热源。

图 4-3 所示是该系统中采用制热模式时的制冷剂回路，其箭头方向是制冷剂的流向。系统组成包括有低压储液器、内部换热器和用于改变制冷剂流向的四通阀。乘客车厢内空气流经两个室内换热器循环（IHX1 和 IHX2）。IHX1 为空气除湿蒸发器，其翅片间距大，能有效排除冷凝液，而 IHX2 在制冷过程中作为蒸发器运行、在供热操作中作为气体冷却器运行。发动机冷却剂和制冷剂之间的传热在制冷剂-冷却剂换热器（RCHX）中进行。它在冷却剂回路中位于散热器的后面。冷却剂可以经旁通管旁通散热器和发动机，以保证发动机的冷却剂温度对其运行来说是比较有利的。“回收”换热器（RHX）是空气/制冷剂逆流换热器，通过改变

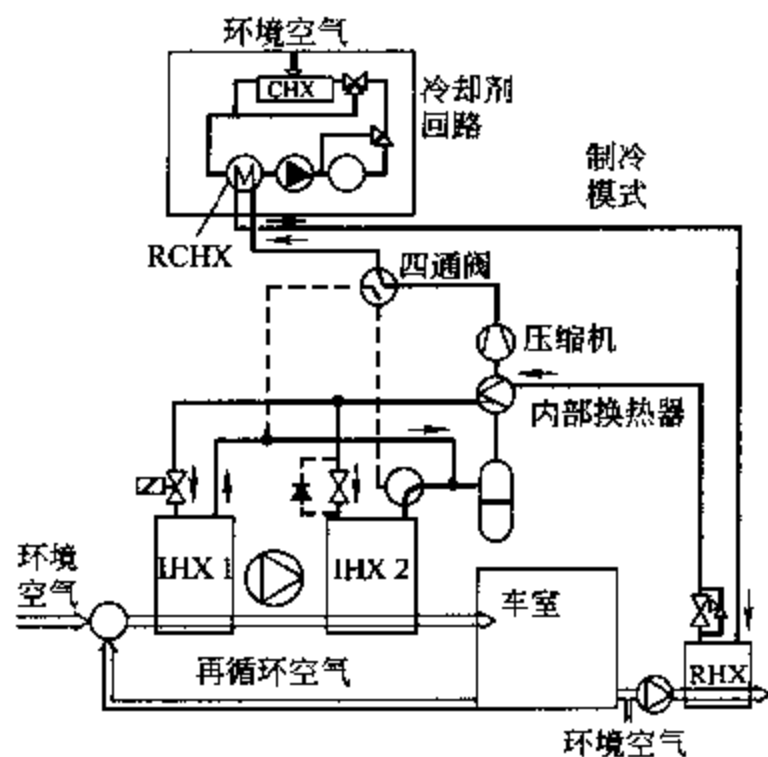


图 4-4 制冷模式中 HVAC 系统的流动回路^[5]

时，从压缩机出来的压缩制冷剂流入 RCHX，将热量传给冷却剂。在冷却后的高压气体进入内部换热器之间，额外的热量要传给乘客室的废气或 RHX 中的环境空气，根据温度而定。然后制冷剂流进 IHX1 和 IHX2 膨胀设备。IHX1 之前的膨胀阀有固定的横截面积，能够完全关闭，IHX2 进口处的阀门控制了高压侧压力。从两个蒸发器中返回的流体流经内部换热器后进入储液器，压缩机从储液器中抽取蒸汽。

由于运行工况和容量需求的范围广，采用带外部排气控制的压缩机是比较理想的。除了能改善容量控制和提高能量效率以外，这种类型的压缩机也可消除离合器循环的振动，因而提高系统的舒适性。由于现在大多数空调系统制冷量过量且控制的有效性不高，所以进入车厢的空气在出蒸发器后不需要再热。如果要求的容量高，可增加高压侧压力来提高 CO₂ 系统的容量。这样做会降低系统 COP，不过增加的供热或制冷量会缩短冷却或加热的周期，因而降低总能量（燃料）消耗。

为了获得较低的最小温差，发动机冷却剂散热器（CHX）需要稍微增加一点高度以补偿来自 HVAC 系统的附加负荷。CO₂ 发动机冷却剂换热器（RCHX）是结构紧凑的换热器，能够置于散热器和发动机冷却剂泵之间的冷却器回路上。由于两介质的换热系数都高，这种类型的换热器总体积小、质量轻。供给 IHX1 的制冷剂由独立的膨胀阀控制，如果不需要除湿，可关闭该膨胀阀。如果供热过程中车厢内空气需要除湿，且 RHX-RCHX 中的蒸发温度高于露点温度，通过在 RCHX 和储液器之间的四通阀中引入压降，可使 IHX1 在降低的温度下运行。

IHX1 之前的膨胀阀可以是固定横截面积的电磁阀。如果在空转条件下或压缩机排气量降低时，减小制冷剂循环量，由于流动要经过电磁阀，故高压控制阀将不能使压力保持最佳值。在此条件下可以关闭电磁阀。

要想在两种模式下均工作在最佳高压侧压力，采用带外部控制的两个膨胀阀是必要的。当流动方向改变时，阀门需要内部旁通管以减小压降。

考虑到汽车空间的限制，开发 CO₂ 制冷系统时，要求在性能保证的同时也能限制其体积，其中主要是对换热器体积的进行限制，要求其质量与原有的系统相当。

挪威科学技术大学和 SINTEF 合作开发的 CO₂ 汽车空调系统，系统部件系统各部件型式与 R134a 系统部件的比较如表 4-3 所示。他们在系统中采用了特制的可视玻璃用作 CO₂ 回路中的低压储液器，其内部容积为 1 dm³。有了这个储液器，就有可能观察润滑油和制冷剂的混合物的状态。

4.2.2 CO₂ 汽车空调性能

CO₂ 汽车空调系统要能够应用，除了考虑安装尺寸外，其性能上与现有的系统应具有可比性。由于目前 R134a 系统是国际上最主要的汽车空调系统，因此对于 CO₂ 系统的性能评估，也大多以 R134a 系统作为对照。

美国马里兰大学进行对比实验的 CO₂ 系统和 R134a 系统，其主要部件尺寸如表 4-4 所示。R134a 系统中使用了现今用于车辆中的活塞压缩机，它的排气量固定，为 155 cm³。而 CO₂ 压缩机的排气量就小得多，只有 20.7 cm³，这是因为它的吸气密度大约是 R134a 系统的 7 倍。换热器是定制的，以尽可能地匹配迎风面积和深度，这里提供了两套不同的换热器结构数据。表 4-4 中的换热器的尺寸表明：不管是对于蒸发器还是对于气体冷却器而言，B 组 CO₂ 系统换热器的迎风面积比 R134a 系统的换热器大 12%。但是，CO₂ 蒸发器 B 的深度要小得多，结果就导致它的中心容积比 R134a 蒸发器要小 12%。气体冷却器 B 的深度也较

表 4-3 汽车空调系统部件的比较^[6]

系统	制冷剂	R134a	R744	R134a	R744
	类型	Ford Escort	样机	GMC Jimmy	样机
	名称	MAC1HFC	MAC1	MAC2HFC	MAC2
压缩机	类型	往复式	往复式	往复式	往复式
	排气量, cm ³	155	20.7	164	变化
膨胀设备		节流管	人工或背压阀	节流管	人工或背压阀
室外换热器	说明	波形铝翅片管, 圆铝管, 21 流程, OD=6mm	微通道, 铝制焊管, 3 流程, 平行流	微通道, 4-流程 (9-5-8-4)	样机
	质量/kg	2.0	2.3	3.5	
	端面面积, cm ²	36.1×54.4=1964	36.8×53.0=1950.4	36.5×66.7=2432.6	35.5×60.7=2154.9
	内部深度, cm	2.2	1.65	3.175	1.905
	内部容积, cm ³	4320	3320	7730	4105
	空气侧表面积, m ²	7.2	5.2	8.4	6.8
	制冷剂侧表面积, m ²	0.40	0.49	—	0.71
室内换热器	说明	铝制焊管, 4 流程, 17 板	微通道, 铝制焊管, 7 流程, 平行流	铝制焊管, 1 流程, 18 板	样机
	质量, kg	1.8	2.2	2.1	
	端面面积, cm ²	18.4×22.0=405	18.2×22.4=408	25.4×23.5=597	25.2×17.64=445
	内部深度, cm	9.2	9.1	7.6	7.8
	内部容积, cm ³	3720	3710	4537	3471
	空气侧表面积, m ²	3.5	4.2	4.4	4.0
	制冷剂侧表面积, m ²	0.55	0.66	—	0.94
内部 HX	说明	no	铝制同轴管, 同轴逆流	no	样机
	质量, kg		0.7		
	长度, m		1.5		

表 4-4 部件的尺寸^[7]

部 件		端面面积 dm ²	深度 dm	中心容积 dm ³	排量 cm ³	
蒸发器	R134a	4.00	0.80	3.20		
	CO ₂ A	4.20	0.76	3.19		
	CO ₂ B	4.67	0.60	2.80		
冷凝器	R134a	25.4	0.20	5.08		
	气体冷却器	CO ₂ A	25.3	0.23	5.82	
		CO ₂ B	28.4	0.17	4.83	
压缩机	R134a				155	
	CO ₂				20.7	

小, 导致它的中心容积比 R134a 冷凝器小 7%。CO₂ 蒸发器 A 的迎风面积比 R134a 蒸发器大 5%, 但是中心容积相等。气体冷却器 A 的迎风面积和 R134a 冷凝器相等, 但是它的深度大些, 结果就是它的中心容积比冷凝器大 14%。在两个系统中都用到了内部吸气换热器。

为了进行比较, 固定了蒸发器进口的空气状况。进口温度是 27℃, 相对湿度为 50%, 流量选为 580 m³/h。气体冷却器/冷凝器进口空气温度在 25℃ 到 45℃ 范围内变化 (40% 的相对湿度)。通过气体冷却器/冷凝器的空气速度取决于压缩机的转速。在 1000r/min (怠速) 时, 空气速率限制在 1.0m/s。但是在 1800r/min (行驶) 时, 速率限制在 2.5m/s。测试条件总结在表 4-5 中。余下要调整的参数是制冷剂的充注量和膨胀设备的开度。在预测试中两个系统的充注量不同, 测试表明两个系统的性能随着充注量的增加而上升, 直到蒸发器出口为湿蒸汽。对于 R134a 的测试而言, 蒸发器出口临近湿蒸汽状态; 而对于 CO₂ 的测试而言, 蒸发器完全处于湿蒸汽状态下, 而它被认为是实际系统的运行状态。通过改变膨胀设备的开度, 使得蒸发器和高压侧压力变化。在 CO₂ 系统中, 由于超临界区域的放热过程, 高压侧压力的变化对循环性能有很大的影响。使得系统 COP 最高的膨胀设备的开度被认为是在给定的压缩机转速和第二流体状态下的最优性能点。对于 CO₂ 系统而言, 最佳 COP 并不和最高制冷量是开度一致。

表 4-5 测试条件^[7]

室内			室外			压缩机转速 r/min
温度 ℃	相对湿度 %	空气流量 m ³ /h	温度 ℃	相对湿度 %	迎面空气速度 m/s	
27	50	580	25	40	怠速: 1.0 行驶: 2.5	怠速: 1000 行驶: 1800
			35			
			40			
			45			

实验所测得的不同户外温度和压缩机转速下的最优性能见图 4-5 和图 4-6。

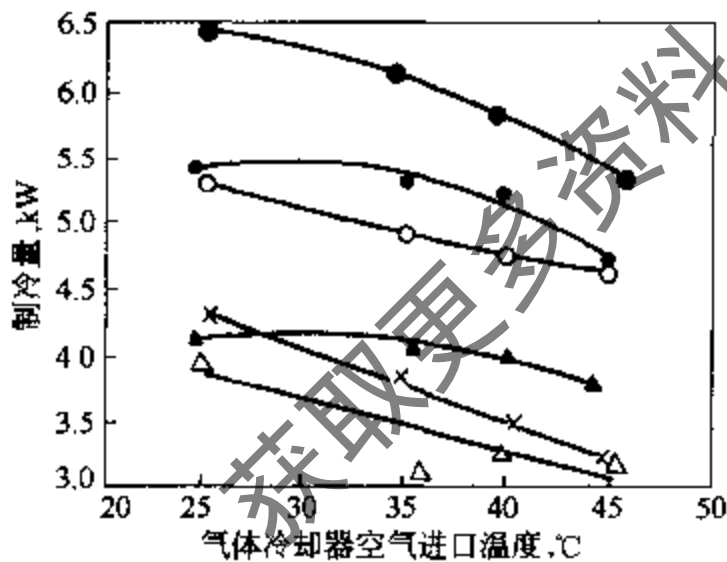


图 4-5 CO₂ 和 R134a 系统的制冷量对照^[7]
 转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$: ●—1800, R134a; ●—1800, CO₂B;
 ○—1800, CO₂A; ▲—1000, R134a;
 ×—1000, CO₂B; △—1000, CO₂A

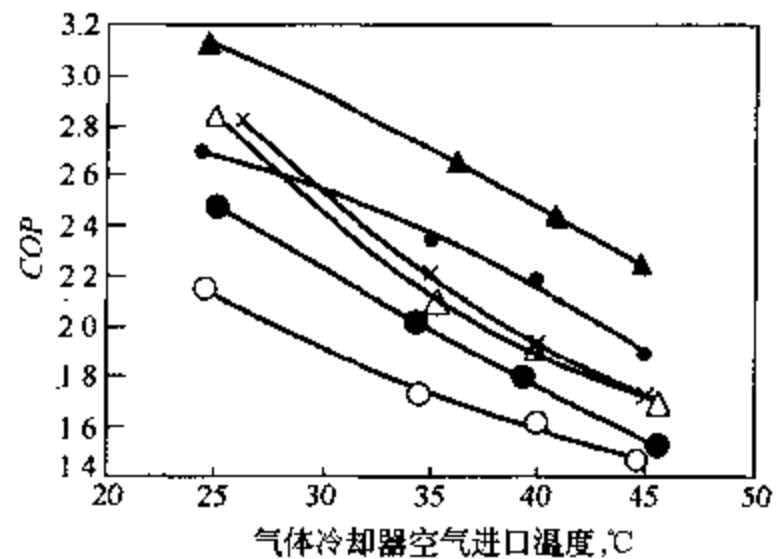


图 4-6 CO₂ 和 R134a 系统的 COP 对照^[7]
 转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$: ●—1800, R134a; ●—1800, CO₂B;
 ○—1800, CO₂A; ▲—1000, R134a;
 ×—1000, CO₂B; △—1000, CO₂A

换热器空气侧的压降比较如表 4-6 所示。

从马里兰大学的上述测试中发现, 根据压缩机转速和环境温度的变化, CO₂ 系统的制冷量在比 R134a 系统低 13% 到比 R134a 系统高 20% 的范围内变化, 而其 COP 比 R134a 系统要低 11% 到 23%。而换热器空气侧的压降则要大大低于对照系统。

表 4-6 换热器的空气侧压降^[7]

Pa

部件	蒸发器	冷凝器/气体冷却器	
		1.0/(m/s)	2.5/(m/s)
流速	580/(m ³ /h)		
R134a	230~280	7	23
CO ₂ A	110~140	11	43
CO ₂ B	200~225	8	32

美国伊利诺斯大学空调和制冷中心 (ACRC) 也开发了 CO₂ 汽车空调样机, 并与一个在福特汽车上用的 R134a 汽车空调装置比较, CO₂ 系统一般比对比系统制冷量更大, 在极高温度下怠速时可以调整使其提供近似相等的冷量, 但 COP 值比对比系统低 10%, 当室外温度低于 40℃ 时, CO₂ 系统的 COP 值超出基准系统 40% 甚至更多。对吸气热交换器对 CO₂ 汽车空调系统性能的影响的研究表明: 吸气热交换器提高了 COP 和制冷量。平行流换热器的性能较差。在高环境温度下怠速的情况, 由于吸气热交换器的引入而引起的性能的提高比较显著, COP 增加了 26%, 制冷量增加了 10%。

欧共体 RACE 项目在 BMW5 轿车上进行采用 HFC-134a 循环和新型 CO₂ 系统的降温性能测试, 测试条件见表 4-7。

表 4-7 车内实验测试条件^[8]

阶段	试验开始的状态	被动加热	32km/h, 3档	64km/h, 4档	怠速
时间, min	480	90	30	30	80
温度, ℃	40	40	40	40	40
相对湿度, %	25	25	25	25	25
太阳辐射量, W/m ²	0	950	950	950	950
发动机转数, r/min	0	0	1570	2290	830
风速, km/h	12	0	32	64	7
内部湿度, g/h	0	0	0	0	0
通常的外部条件		风扇: 最大			
		温度: 最小			
		空气循环量: 100%			
		空气分布: 100%通风			

图 4-7 所示是依据上表的标准测试中室内温度 (头部) 和通风格栅处温度随时间的变化过程。当汽车在第一个阶段行驶时, 汽车冷却速度很快, 可以看出系统的动态特性是良好的: 汽车启动后 6min, 空气出口温度已经达到 15℃, 可使室内温度从一开始的 72℃ 降至 35℃。直到第一行驶阶段结束时, 空气出口温度还在继续降低, 说明压缩机此时已在最大容量下工作。

不过行驶速度提高至 64km/h 后不久, 压缩机就达到了额定循环, 这可从温度为 4℃ 时空气出口温度的微振荡看出来。因此这一阶段蒸发器的最低工作压力约为 35bar (1bar = 10⁵Pa)。为了防止结冰, 必须避免蒸发器压力长时间低于 35bar。保持稳态继续行驶 30min 以后, 室内温度为 19℃ 并仍有降低的趋势。

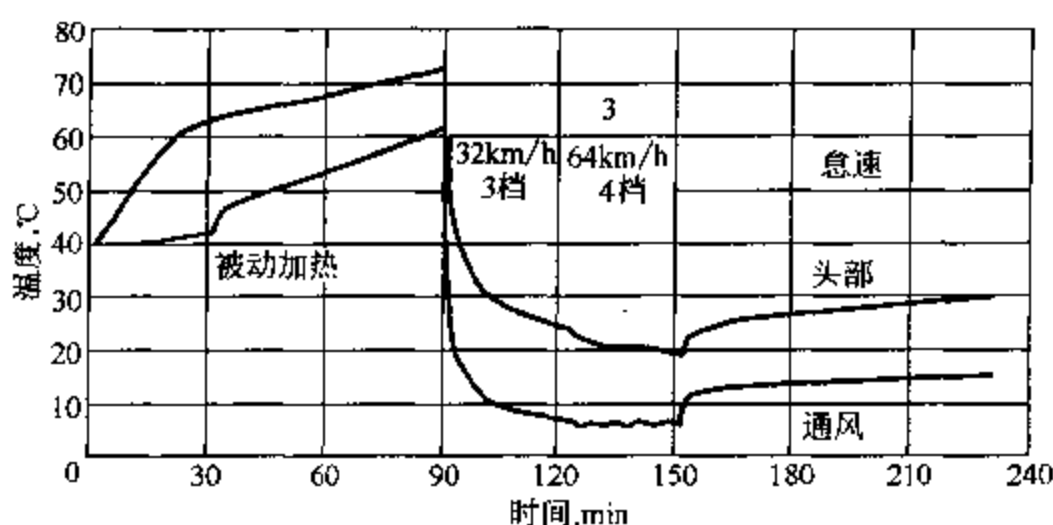


图 4-7 CO₂ 的加热曲线和降温曲线^[8]

最后怠速试验开始时，空气出口温度会自发上升至 10℃ 以上。原因是：a. 发动机转速降至 830r/min 后，产生制冷剂流量不足的问题。b. 气体冷却器通风条件的恶化会提高气体冷却器后部制冷剂的出口温度，因而增加内部换热器和蒸发器进口处的气体焓值。

为了判断测试的 CO₂ 系统与现有设备的效率差异，对使用标准 HFC-134a 设备的同样类型汽车绘制了降温曲线。从图 4-8 可看出两个系统冷却的动态特性本质上是一致的，然而当行驶速度为 32km/h 时，HFC-134a 系统的室内温度比 CO₂ 系统的室内温度低 2K。主要原因是 CO₂ 系统的蒸发器内部空气流量不足，因为在此速度下两个系统的通风出口温度是相同的。速度为 64km/h 时，CO₂ 系统的出口通风温度比 HFC-134a 系统低 2K，它将最终导致两个系统有相同的室内温度。

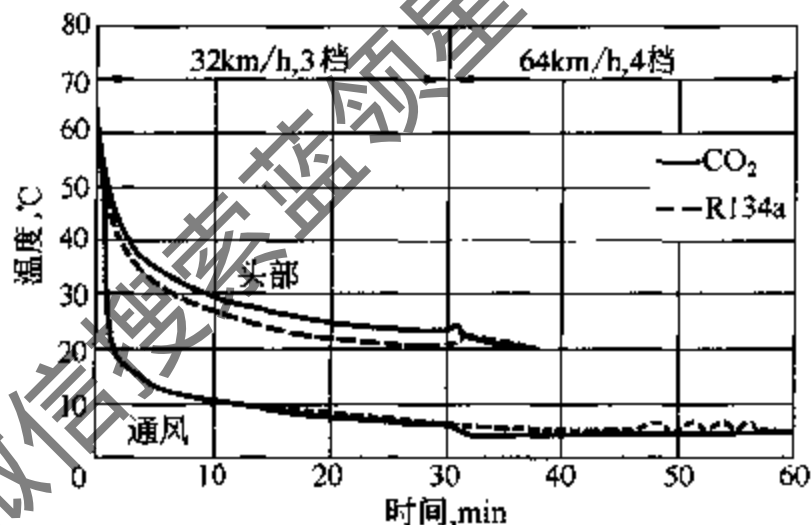


图 4-8 BMW 520i('93 系列)CO₂ 系统和 HFC-134a 系统的停机曲线的比较结果^[8]

实验表明，在不同的环境气候区域，CO₂ 空调的制冷量充足，车室内舒适性好；在不同气候区域里，稳态运行时 CO₂ 空调的燃料消耗量与 HFC-134a 空调相当；估计 CO₂ 空调附加的重量为 3kg，对汽车的燃料消耗影响不大。

4.2.3 CO₂ 汽车空调环保特性

CO₂ 的 ODP 为 0，对环境的效应主要在于变暖效应，影响的大小根据 TEWI（总当量变暖效应）决定。作为对照的 R134a，其 ODP 也为 0，但是其 GWP 却很高。

TEWI 应包括直接变暖效应部分和间接变暖效应部分。直接变暖效应部分即制冷剂充注量损失，包括运行过程中的泄漏、回收损失、废料；间接变暖效应包括空调运行需要消耗的燃料、运输空调装置需要消耗的燃料以及制冷剂生产引起的变暖效应。

对于汽车空调装置来讲，其 TEWI 计算时主要考虑以下几项：

① 汽车空调运行需要的燃料消耗；② 汽车空调传输所需要的燃料消耗；③ 制冷剂排放所产生的直接影响。

德国 Daimler-Benz 公司^[9]对于 CO₂ 和 R134a 中型汽车空调的 TEWI 进行了比较。由于汽车空调的耗能等指标与各个地方的气候与车子使用情况有关，为了有一定的代表性，用户地点选了美国的迈阿密和德国的法兰克福。

表 4-8 所示为一辆中型汽车每年用于使用汽车空调系统而需要额外消耗的燃料量。

表 4-8 不同用户空调系统运行时每年额外的燃料消耗 (中型汽车)^[9]

用户城市	每年行驶距离, km	运输额外燃料消耗, L/a	
		R134a 系统	CO ₂ 系统
法兰克福	16100	38.4	33.1
迈阿密	21900	164.8	139.9

汽车的燃料消耗与车上装载的质量有关, 因此汽车空调质量所导致车子行驶中增加的燃料消耗必须考虑进去。如果汽车空调装置的质量增加, 则将使得车行驶时消耗的能量增加, 因而会使得排放的 CO₂ 量增加。对于所计算的情况为, R134a 汽车空调系统的质量为 12.5kg, 而由于 CO₂ 系统在制造上没有足够优化, 以及其增加了一些附加的部件, 其质量比 R134a 汽车空调系统多 2.5kg。此时所得到的这部分燃料消耗如表 4-9 所示。

以上汽车空调运行以及运输所需要的燃料消耗, 所对应的间接变暖效应值如表 4-10 所示。

表 4-9 不同用户空调系统运行时每年额外的燃料消耗 (中型汽车)^[9]

用户城市	运输额外燃料消耗, L/a	
	R134a 系统	CO ₂ 系统
法兰克福	5	6
迈阿密	6.8	8.2

表 4-10 不同用户运行和运输空调系统每年的排放量^[9]

用户城市	每年间接的 TEWI [kg CO ₂]	
	R134a 系统	CO ₂ 系统
法兰克福	93/12	80/15
迈阿密	398/17	338/20

下面进一步考虑制冷剂泄漏所产生的直接变暖效应。

由于 CO₂ 工质本身的 GWP 值很低, 而且可以从工业副产品中得到, 不需要专门合成, 因而可以不计其工质泄漏所产生的变暖效应。而 R134a 是一种人工合成工质, 其 GWP 值又很高, 因而必须对于工质泄漏所产生的变暖效应加以足够重视。

汽车空调中 R134a 的泄漏可以通过软管、各种接头中发生, 也会在事故以及修理过程中发生。R134a 的泄漏所产生的变暖效应, 取决于该系统的制冷剂量是否能够得到足够好的保持, 以及在其生命周期中如何处理。这里分低泄漏情况和高泄漏情况两种进行分析。

先考虑低泄漏情况。假定新车的制冷剂直接泄漏量为每年 40g, 这样在 12 年中就有 480g 的泄漏。再假定系统充注量为 1000g, 按 3% 计算回收时的损失, 则为 18g, 另外还有 100g 的制冷剂留在系统中不再有用, 这样总共有 598g 制冷剂排放掉了。

下面再来考虑高泄漏的情况。假定制冷剂直接泄漏量为每年 55g, 每隔 7.25 年, 对于汽车空调进行一次维修, 此时已经泄漏掉了 400g 制冷剂。假定原来的系统充注量 1000g, 维修时有 10% 的制冷剂不能使用而被废弃掉, 则再泄漏 100g。而其余可被回收的总共只有 500g 制冷剂, 假定其回收效率为 97%, 则在回收过程中又有 15g 泄漏掉了。以上几项相加后, 总共的泄漏量为 515g。在剩下的 4.75 年车子使用期间, 由于每年 55g 泄漏量, 还将产生 261g 排放。这样在总共 12 年时间中, 将产生 776g 泄漏量。

在目前有很多汽车空调维修时, 对于制冷剂不再进行回收。这样按照每年 55g 的泄漏量, 1000g 的系统充注量, 生命周期中需要有两三次排放, 则总共的排放量为 2000g。

如果考虑上面的有回收的情况 (即 776g 泄漏量) 占总的比率为 0.25, 而完全排完 (即排放量为 2000g) 的发生事件占总的比率为 0.75, 则相当的制冷剂排放量为 1694g。

将以上间接变暖效应和直接变暖效应进行合成, 则可以得到总的变暖效应。对于法兰克福的用户, 对应于低泄漏状况, CO₂ 汽车空调系统可以降低 44% 的变暖效应; 而对于高泄漏状况, 可以降低 67% 的变暖效应。对于迈阿密的用户, CO₂ 汽车空调系统可以降低 25%~40% 的变暖效应。

4.3 CO₂ 压缩机

4.3.1 CO₂ 压缩机的发展

1886 年德国人 Franz Windhausen 设计的压缩机获得英国 2864 号专利, 英国的 J&E Hall 购买了这一专利, 将其改进后于 1890 年开始投入生产。Hall 的 CO₂ 压缩机在船上有广泛的应用, 取代了原先使用的空气压缩机, 使得 CO₂ 制冷系统开始广泛应用。

生产 CO₂ 压缩机的公司还有 1897 年 Kroeschell Bros 锅炉公司在芝加哥成立的 Kroeschell Bros 制冰机械公司, 以及 1915 年 Kroeschell 公司制冷部门的工作人员 Fred Wittenmeier 辞职在芝加哥成立的 Wittenmeier 公司, 它生产的卧式、双动压缩机与 Kroeschell 的生产线很相似。

压缩机分为卧式和立式。用 CO₂ 做制冷剂, 为了能承受系统内的压力, 封闭的曲柄箱需要相当牢固的机壳。小型立式压缩机的最高转数为 325r/min, 最大的卧式压缩机转数为 120r/min。

自从 CO₂ 作为环保制冷剂被再次提出以来, 已开发出许多应用于不同场合的 CO₂ 压缩机。按工作原理包括往复式活塞压缩机、滑片式、涡旋式等, 还根据 CO₂ 制冷系统的特点提出了许多新的构思, 包括自由活塞式等等; 按是否封闭包括封闭式、半封闭式和开启式; 按级数包括单级和双级压缩机。本节将主要按照压缩机的工作原理依次介绍各种 CO₂ 压缩机的结构和性能。

4.3.2 往复式 CO₂ 压缩机

(1) 单级往复 CO₂ 压缩机

CO₂ 压缩机的压比为 2.5~3.5, 接近最佳经济水平, 等熵效率比 CFCs 系统高得多; 加上压力比常用系统大约高 10 倍, 吸排气阀压力损失对系统性能的影响较小, 非常适合采用往复式活塞压缩机。

图 4-9 所示为德国 Bock 公司为汽车空调设计的开式往复式压缩机。这台压缩机是在原有的压缩机基础上改进设计的, 设计中保持曲轴的负荷不变, 考虑到 CO₂ 系统压力很高, 减小了活塞直径。由于曲轴本身没有修改, 压缩机行程不变, 冲程缸径比较大, 达 1.7。为了密封汽缸与曲轴, 每个活塞装有四个活塞环。图 4-10 中为 Danfoss 公司制造的斜盘式压缩机实验模型示意图。

CO₂ 压缩机吸排气压差很大, 克服流动阻力需要的压差相对很小, 对指示效率的影响也就很小, 所以可获得较高的指示效率。CO₂ 压缩机压比小、汽缸内余隙容积的再膨胀行程较短, 阀打开较早, 所以压缩机容积效率较大。汽缸内传热现象对效率的影响仍可忽略不计热流量 (对容积效率和指示效率的影响小于 0.1%)。泄漏损失对指示效率影响最大, 必须减小泄漏间隙的长度, 用油润滑的活塞环密封 (活塞环能很好地防止泄漏, 使活塞和汽缸内壁间隙的泄漏量可以忽略), 并设计成大冲程缸径比。这种压缩机的缺点是难于设计具有足够流通面积的阀, 而且阀的能量损失较大。

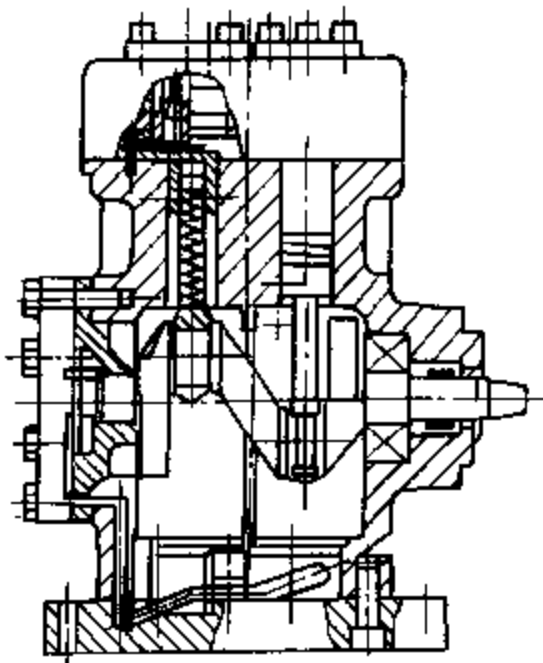


图 4-9 德国 Bock 往复式压缩机^[10]

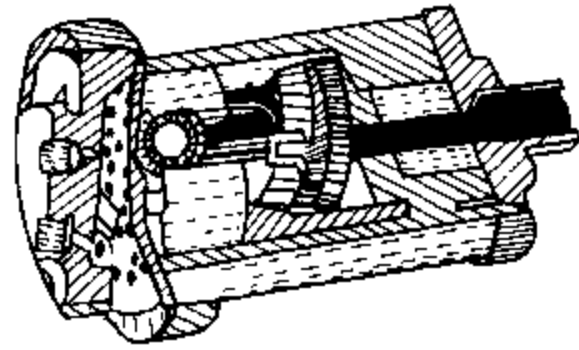


图 4-10 Danfoss 斜盘式压缩机^[10]

图 4-11 为日本 Shizuoka 大学开发的往复式压缩机容积效率和指示效率的实验结果（运行工况：吸气和排气压力：3.5MPa 和 10.1MPa，吸气温度：20℃，转速：1000r/min），压缩机的结构参数见表 4-11。当余隙容积比为 6.5% 时，实验容积效率超过 70%，但是要比 91.4% 的理想容积效率小很多。容积效率随着转速的增加而上升，意味着气流泄漏对效率的影响很大。指示效率超过 90%，并随着转速下降。其原因是汽缸中的过压缩和排气阀门的压差脉动在高速工况下会变得更大大。而作为容积效率和指示效率的联合结果，绝热压缩效率稍小于 80%。图 4-12 所表示的是在恒定吸气压力（3.5MPa）和转速（1000r/min）的工况下效率与排气压力的关系。当排气压力下降时容积效率大大的上升，指示效率下降，绝热效率缓慢上升。

表 4-11 日本 Shizuoka 大学开发的往复式压缩机结构参数^[11]

活塞直径	活塞行程	行程排量
15mm	19.8mm	3.5cm ³ /rev

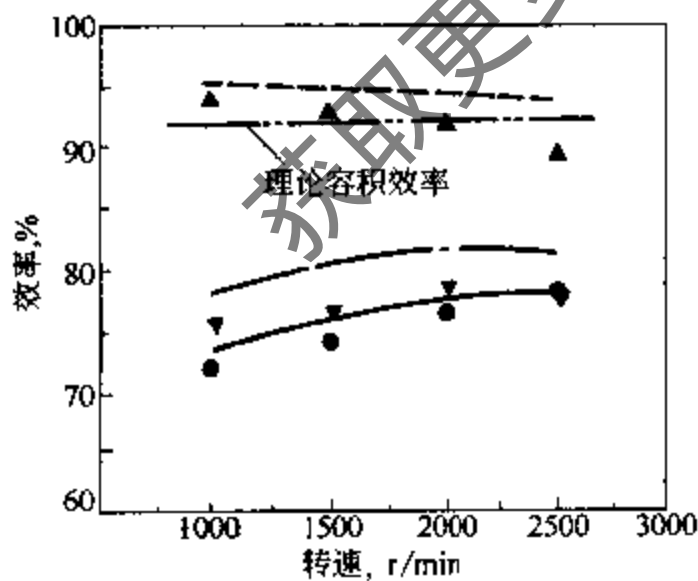


图 4-11 效率和转速的关系^[11]

实验 计算

- 容积效率 吸气压力 3.5MPa
- ▲—指示效率 排气压力 10.1MPa
- ▼—绝热效率

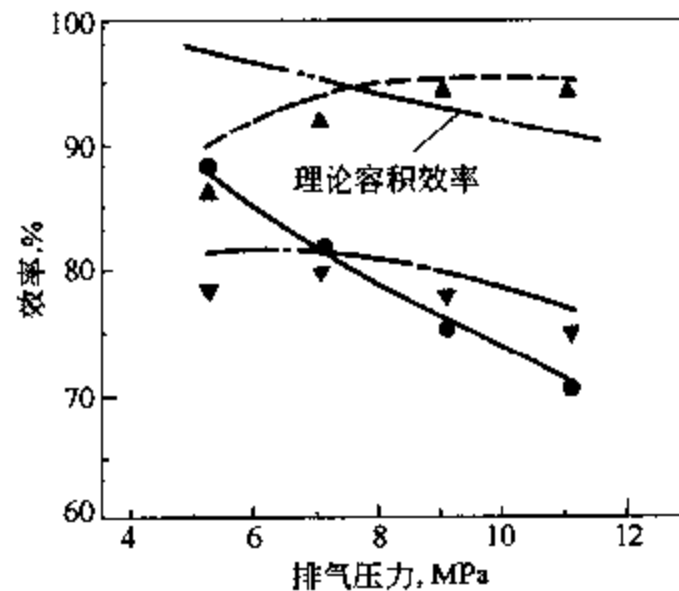
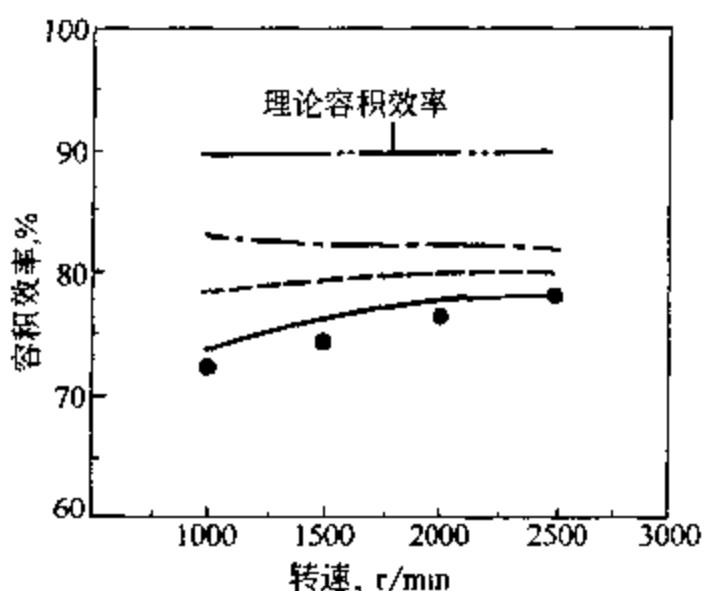


图 4-12 效率和排气压力的关系^[11]

实验 计算

- 容积效率
- ▲—指示效率 转速, r/min
- ▼—绝热效率 吸气压力 3.5MPa

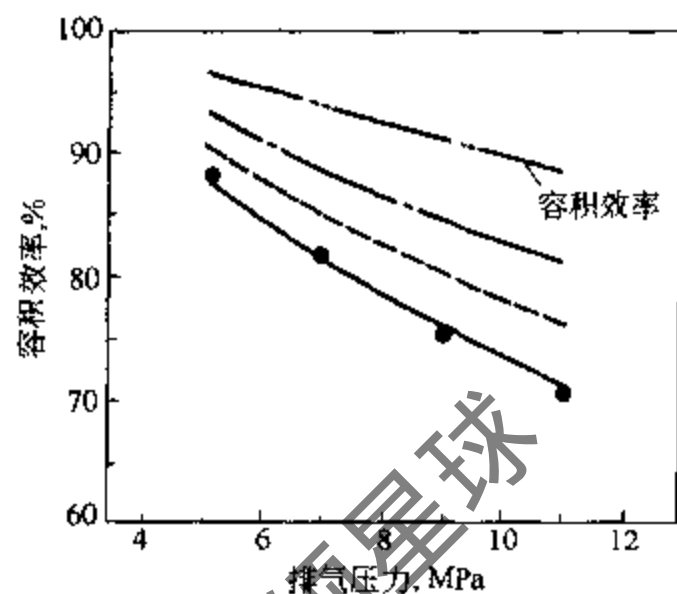
图 4-13 为参考阀门间隙为 $0.5\mu\text{m}$ 和 $1\mu\text{m}$ 理论计算的容积效率曲线和实验效率与转速的关系。双点划线表示的是只考虑了余隙容积比 (8.1%) 的理论容积效率, 而点划线表示的是考虑了由于吸气管道和汽缸之间的传热而引起的效率下降的容积效率。划线和实线分别表示的是当间隙值为 $0.5\mu\text{m}$ 和 $1.0\mu\text{m}$ 时的效率, 它忽略了活塞的外围泄漏, 而考虑了阀门泄漏。即使阀门的间隙非常小, 但对于高压和行程排量小的 CO_2 压缩机来说, 它的影响还是相当大。图 4-14 为容积效率与排气压力的关系。



(吸气压力 3.5MPa , 排气压力 10.1MPa)

图 4-13 转速对容积效率的影响^[11]

●—实验值; 余隙计算值/ μm
—●—0; - - -0.5 — 1.0

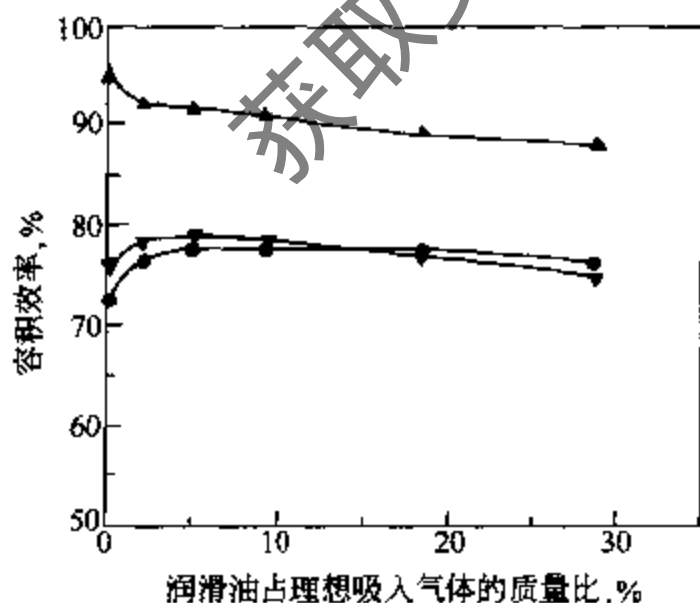


(排气压力 3.5MPa , 转速 1000r/min)

图 4-14 排气压力对容积效率的影响^[11]

●—实验值; 余隙计算值/ μm
—●—0; - - -0.5 — 1.0

为了控制泄漏, 有意将一定量的润滑油混进吸入气体中。润滑油由一个在排气管道中具有油分离功能的贮油器提供, 压缩机效率与油的混合比的关系如图 4-15, 而油的混合比即是润滑油占理想吸入气体的质量比。当油混合比到了大约 5% 左右, 容积效率和绝热效率分别增加 5% 和 3%, 而一旦超过了这个比例, 效率就会下降。这是因为混进润滑油对阀门空隙有密封效果, 而且对余隙容积有填充效应, 但是混进过量的润滑油会由于它自身过高的温度而对吸入气体的质量流量造成影响。图 4-16 表示的是混进了润滑油对汽缸压力曲线的影响。润滑油进去得越多, 汽缸压力在膨胀过程中就下降得越早, 而在压缩过程中上升得越快。这就导致了图 4-15 中指示效率的下降。



(转速 1000r/min ; 吸气压力 3.5MPa ; 排气压力 10.1MPa) (吸气压力 3.5MPa ; 排气压力 10.1MPa ; 转速 1000r/min)

图 4-15 混进润滑油对效率的影响^[11]

●—容积效率; ▲—指示效率; ▼—绝热效率

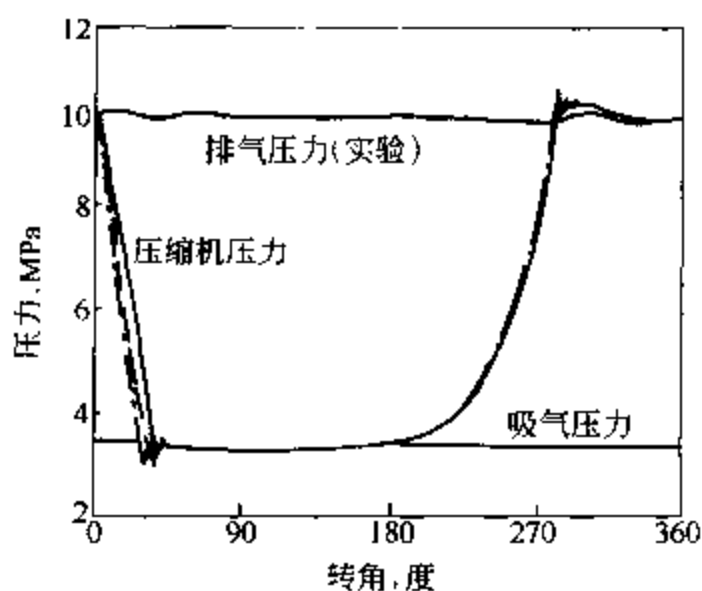


图 4-16 在混进润滑油的情况下的压力曲线^[11]

油混合比/%: — 0; - - - 5; - · - 30

(2) 自由活塞式压缩机

CO₂ 制冷系统的压力是现有系统的 7~8 倍，膨胀阀的压差很大，膨胀阀损失很大，所以回收膨胀功将会大大提高系统的性能。

图 4-17 为德国 Dresden 技术大学设计的膨胀-压缩机基本结构示意图。膨胀-压缩机像自由活塞机器一样运行。它包括两个双效活塞，通过活塞杆连接起来。两个汽缸构成了 4 个工作容积，分为两个压缩容积（2 和 3）、两个膨胀容积（1 和 4）。每个活塞将汽缸分为压缩和膨胀容积。这样设计的好处是：半封闭或全封闭设计、转换器损失小、原理简单、经济性好、结构紧凑、无需额外润滑（制冷剂带少量润滑油就可运行）。

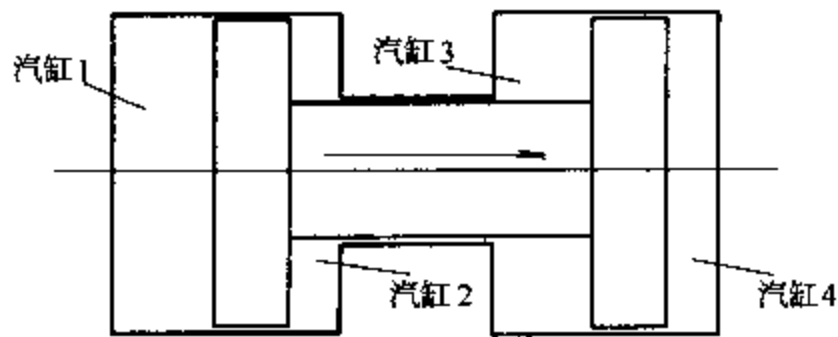


图 4-17 膨胀-压缩机组的自由活塞^[12]

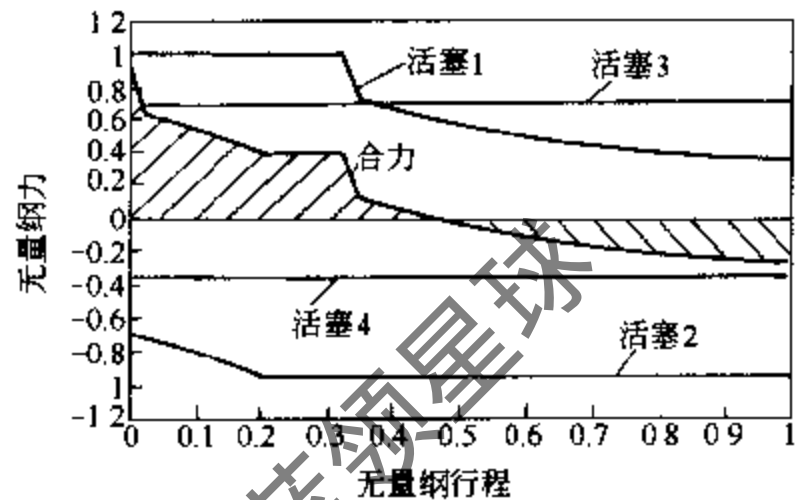


图 4-18 完全压缩力——冲程图^[12]

活塞从左端点移动到右端点的过程中，汽缸 1 中的制冷剂被膨胀，汽缸 2 中的制冷剂被压缩后排出。汽缸 3 中的残留制冷剂再膨胀，并为下一压缩过程吸气。汽缸 4 中膨胀后的制冷剂被排出。活塞冲程的全过程中，合力要改变符号。冲程中前 47% 合力为正，后 53% 合力为负（图 4-18）。由于是连续工作，因而在活塞冲程的第一部分需要使用蓄能系统，在冲程第二部分释放贮存的能量。

解决办法是在合力平衡活塞停止运动的位置终止膨胀。在这种情况下，膨胀是不完全的。膨胀容积注满后，工作过程结束，排泄阀开启，这种工作方式称为“全压原理”（见图 4-19，Dresden 技术大学将按这种原理工作的膨胀-压缩机称为“Volldruckmaschine”）。如果膨胀是按全压原理进行而非完全膨胀，图中阴影部分面积为不可避免的损失量。膨胀-压缩机按全压原理运行时，整个冲程中合力为正值（见图 4-20），保证了机器的运行。

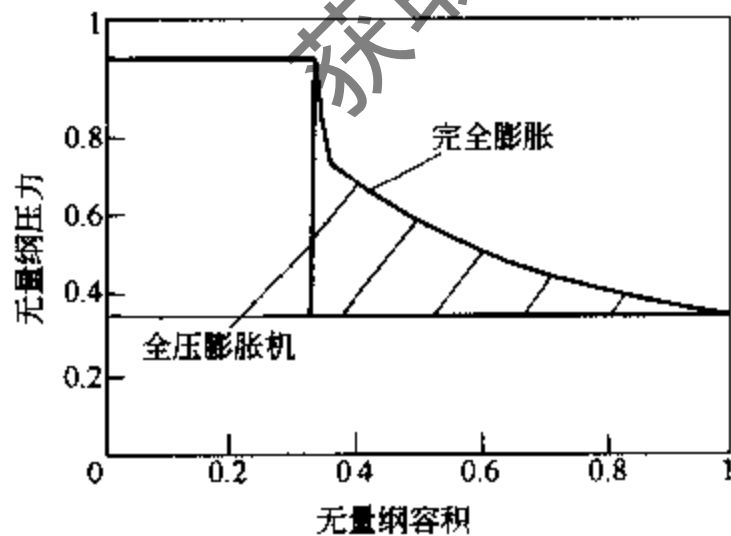


图 4-19 P-V 图^[12]

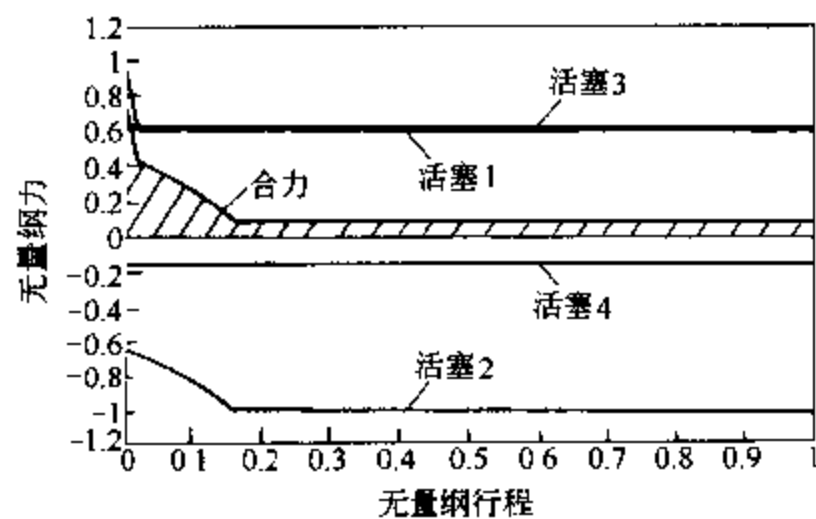


图 4-20 “Volldruckmaschine”的力——冲程图^[12]

全压原理膨胀过程 COP 值在完全膨胀过程和两级压缩两级节流过程之间，但是比单级

压缩过程的 COP 高得多。采用自由活塞膨胀机只能利用膨胀有效功的 78%，但是它设计简单、COP 的值合适，可使 CO₂ 成为主流制冷剂。

自由活塞膨胀机有可能适用于大的参数范围，即不同的蒸发温度、不同的中高压换热器出口温度。但是这种膨胀压缩机除了本身效率不高外，还存在许多实际问题。一旦机器造好后，膨胀端和压缩端的体积比就固定了。因此，机器中第二级压缩吸气口的制冷剂密度与膨胀末端制冷剂密度的比值为固定值。这使运行参数必然偏离设计点。另一个变量是机器的频率，可用来调整质量流量。设计点的选择是在大参数范围内尽可能满足最高的 COP 和合适的高压压力。实际上，当出口温度在 35~45℃ 之间、蒸发温度在 -10~10℃ 之间变化时，COP 与最大值的偏差小于 1.5%。最终的高压在 90~150bar (1bar=10⁵Pa) 之间，它比完全膨胀过程的值稍高。

但是，某些无法预料的工作条件会造成活塞停止。在这种情况下，CO₂ 在主压缩机中压缩至更高的压力，以提供活塞运动到末端位置所需的功。此外，膨胀-压缩机还可能会遇到以下问题：

- ① 制冷剂在两相区域或排出两相混合物的过程中膨胀；
- ② 第一级中压缩机运行速度相对较高，第二级中膨胀-压缩机（压力波动）运行速度较低；
- ③ 全压原理产生工作噪声；
- ④ 同一汽缸中膨胀和压缩过程中温差、压差的影响；
- ⑤ 工作点低于临界点⇒两相区域；
- ⑥ 活塞和活塞杆密封处的摩擦损失及其对运行的影响；
- ⑦ 对蒸发器中制冷剂过热度的控制。

要使膨胀-压缩机真正实用化还需要克服以上问题。

(3) 两级往复式活塞压缩机

采用半封闭两级往复式压缩机，可以提高每级压缩机的效率，从而提高系统的性能，特别是在容量较大的情况下，采用两级压缩更为有利。

在两级压缩机中两级的容积比是一个非常重要的参数，最佳容积比随不同的系统设计而不同，由运行时的约束条件和实际应用条件决定。此外，阀片的设计对压缩机在高速运行时的性能影响很大，要提高压缩机高速运行效率必须改进阀片的设计。表 4-12 为挪威 SINTEF 和意大利 Padova 大学联合开发的半封闭两级往复式 CO₂ 压缩机的结构参数。

表 4-12 压缩机的规格^[13]

参 数	CD 4.027 D			TCD 362 L		
	第一级		第二级	第一级		第二级
汽缸缸径, mm	48		34	48		34
行程, mm	17		17	34		34/28
曲轴箱名义速率, r/min		1450			2900	
几何汽缸容积, cm ³	30.6		15.3	61.5		30.9/25.4
汽缸数目	1		1	1		1
工作容积, m ³ /h	2.7			10.7		5.4/4.4
余隙容积, %	5.9		7.1	2.9		3.5/4.3
蒸发温度为 -35℃ 时的制冷能力, kW		2.5~3.5			10~14	
电源电压, V		400			400	
电源频率, Hz		50			50	

阀门中的压力损失可以接受,但是在排气腔中,很大的压力波动带来了不可接受的损失。腔内的压力波动依赖于几个参数,如相对于汽缸容积的气室尺寸,气室类型,连接管的布置等。由于CO₂的密度很大,在间歇流中惯性也会增大,结果导致了CO₂压缩机需要更大的气室容积。

4.3.3 涡旋式CO₂压缩机

涡旋压缩机由于震动小、噪声低、寿命长、可靠性好和效率高等特点在小型制冷装置中得到了越来越广泛的应用。目前已提出在小型CO₂制冷装置中使用涡旋式压缩机。本节以汽车空调用开启涡旋式CO₂压缩机为例介绍CO₂涡旋压缩机的设计要求和性能特点。

(1) 涡旋式CO₂压缩机的结构及结构参数的影响

设计CO₂涡旋压缩机主要关心的参数包括气体力(轴承负荷)、旋转质量、几何参数、气体泄漏量。由于压差大,所以要求较大的轴承承压表面和较小的间隙。如果采用自调节背压机理,即用背压抵消作用在止推轴承上的吸气压力,即使作用在涡旋轮廓线、止推轴承和调心轴承上的气体力非常大,也不会出现问题。背压通过在轮廓线上打孔引入压缩侧的压力来实现。减小间隙大小可以使CO₂压缩机具有与R134a压缩机相同的效率。

图4-21和图4-22是具有与R134a涡旋压缩机相同的基座厚度、最大渐开角、调心轴承直径的CO₂压缩机中包络线高度对轴承长度和质量的影响,两图分别给出了包络线高度的下限和上限。气体泄漏包括轴向间隙和径向间隙两种,即齿侧间隙和齿顶间隙,如图4-23和图4-24所示,通过齿侧间隙的泄漏量可以看做通过渐缩喷嘴的流量,而通过齿顶间隙的泄漏量则可看做通过两平行表面的流量。图4-25为根据上述假设计算出的包络线高度对密封长度的影响。可见,齿顶间隙随包络线高度增加而减小,减小的速度先快后慢,齿侧间隙随包络线高度增加而线性增加,而总间隙随包络线高度增加减小得非常慢。

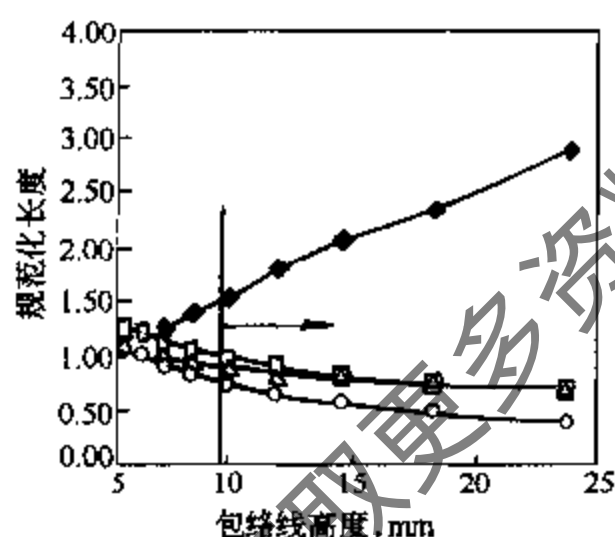


图 4-21 包络线高度对轴承长度的影响^[14]

□—基盘直径; ○—轨道半径; △—涡轮间隙; ◆—轴承长度

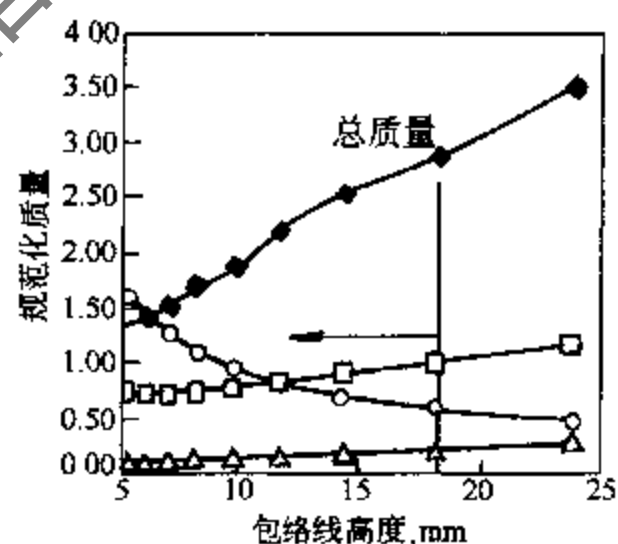


图 4-22 包络线高度对轴承质量的影响^[14]

△—旋转涡轮; ○—基盘; ◆—轴承; □—总质量

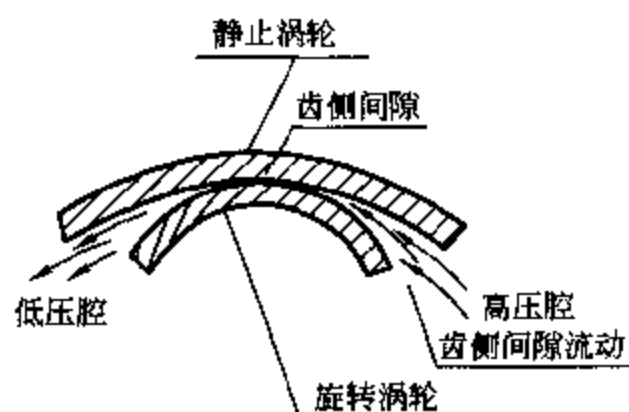


图 4-23 齿侧间隙示意图^[14]

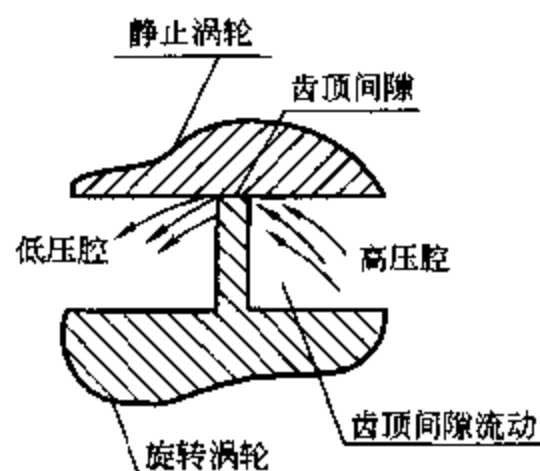


图 4-24 齿顶间隙示意图^[14]

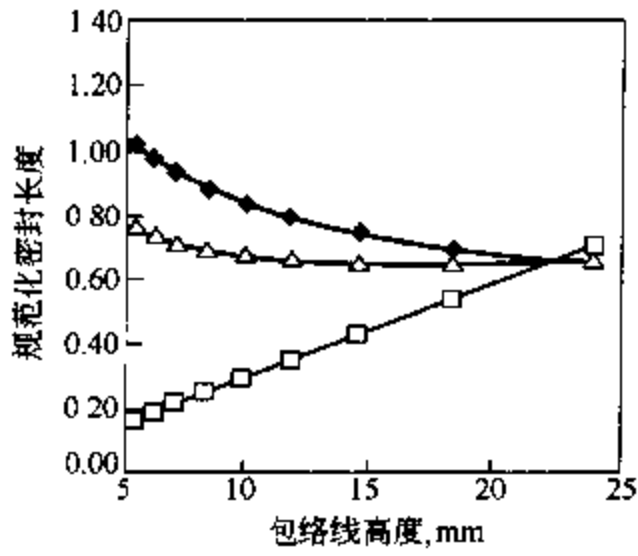


图 4-25 包络线高度对齿顶间隙、齿侧间隙和总间隙长度的影响^[14]
 ◆—齿顶间隙；□—齿侧间隙；△—总间隙

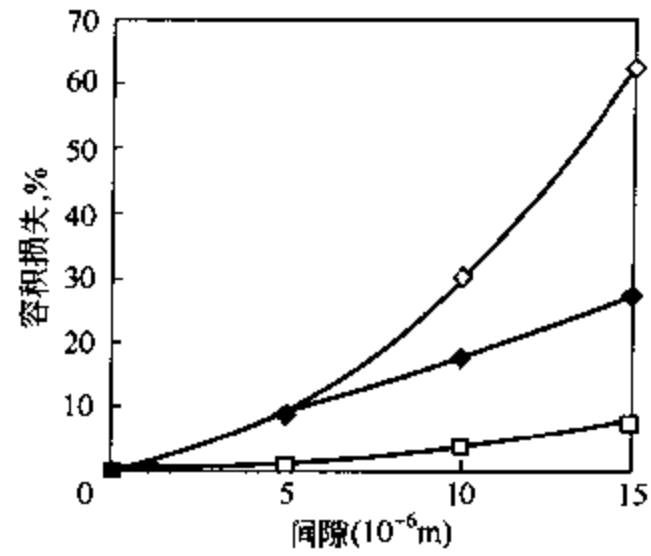


图 4-26 间隙对容积损失的影响 (转速 1000r/min)^[14]
 ◇—CO₂ 齿顶间隙；◆—CO₂ 齿侧间隙；□—R134a 齿顶间隙

图 4-26~图 4-29 为间隙大小对容积损失和等熵效率的影响。其中等熵效率仅仅考虑了由于泄漏引起的损失，没有考虑传热的影响。

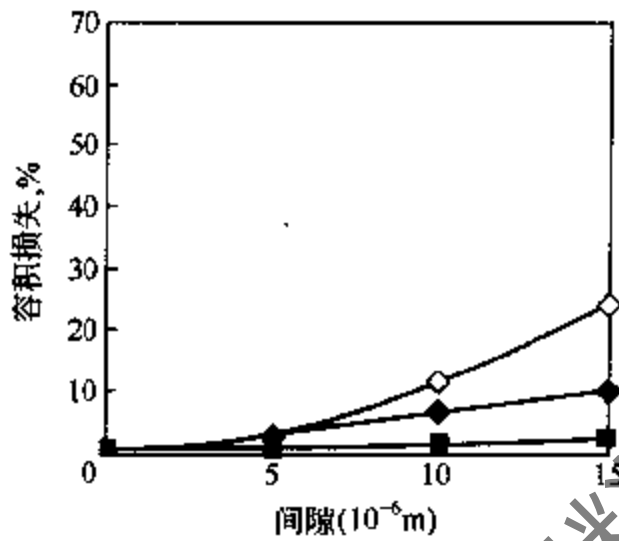


图 4-27 间隙对容积损失的影响 (转速 2500r/min)^[14]
 ◇—CO₂ 齿顶间隙；◆—CO₂ 齿侧间隙；
 ■—R134a 齿顶间隙；

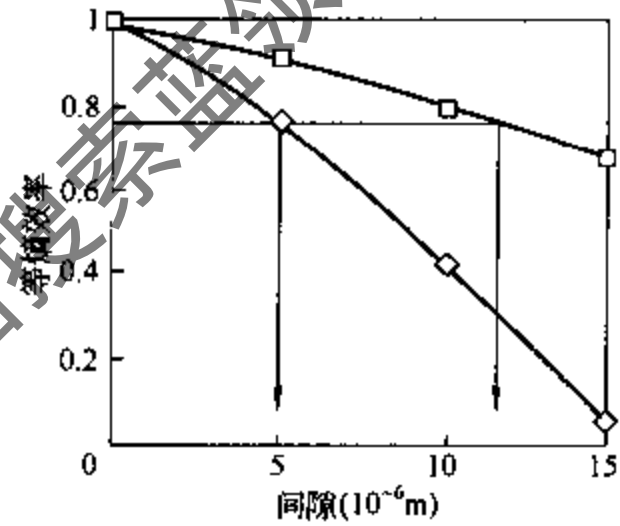


图 4-28 间隙对等熵效率的影响 (转速 1000r/min)^[14]
 □—R134a；◇—CO₂

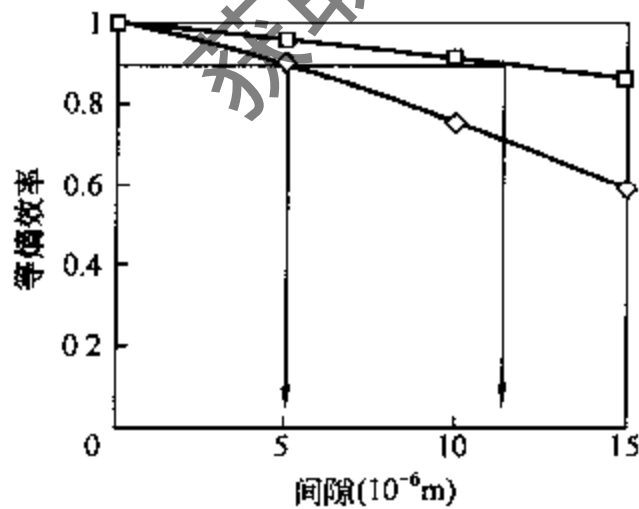


图 4-29 间隙对等熵效率的影响 (转速 2500r/min)^[14]
 □—R134a；◇—CO₂

(2) 涡旋式 CO₂ 压缩机性能分析

图 4-30 所示是日本人类环境开发中心研制的 CO₂ 涡旋压缩机样机的剖面图，其主要规格见表 4-13。当交流变频器的频率为 30~60Hz 时，为了获得 2.5~5.0kW 的制冷量，压缩机的排气容积设计为 7.23cm³，垫片高度减小。可以通过改变包络线缠绕圈数来改变体积比。他们的实验表明小容量 CO₂ 密闭涡旋式压缩机容积效率和压缩机效率随转速的增加而提高。

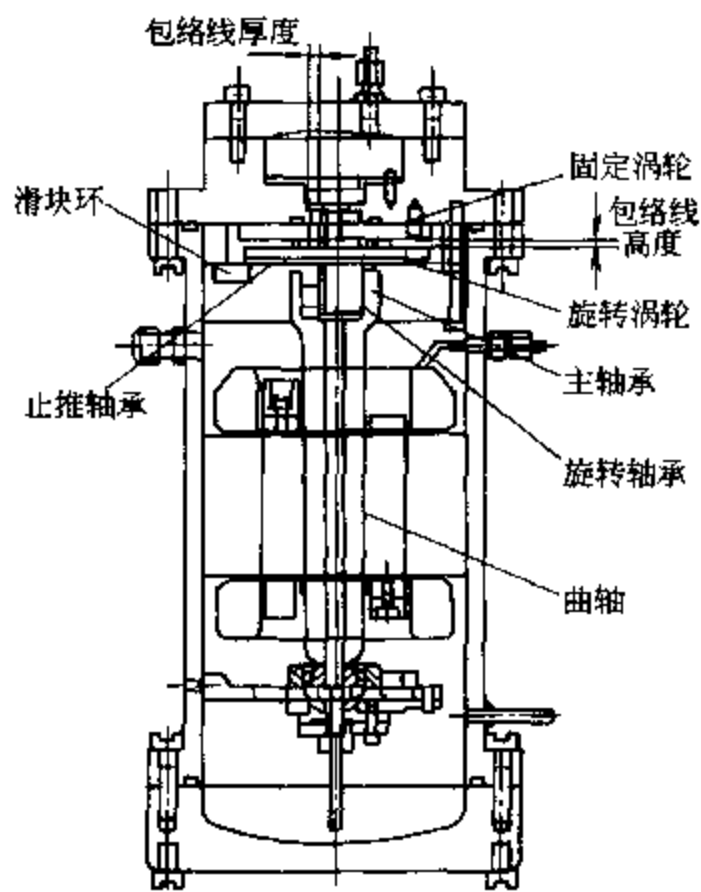


图 4-30 CO₂ 涡旋压缩机样机剖面图^[15]

表 4-13 样机参数^[15]

排气量		7.23cm ³
垫片	基圆半径	2.92mm
	高度	4.40mm
	厚度	4.40mm
体积比		1.75
主轴承直径		47.0mm
轨道轴承直径		22.0mm
推力轴承直径		95.0mm

表 4-14 是从理论分析中得出的各项损失结果。在所有的运行速度下，推力轴承损失都接近于总损失的 40%。这说明减小损失关键在于减小推力轴承的损失。换句话说，考虑吸、排气压差，利用建立起来的 CO₂ 涡旋式压缩机的分析模型，改善推力轴承、重新设计整机结构将是提高压缩机效率的最有效途径。

表 4-14 理论损失分析^[15]

运行频率	运行频率			运行频率	运行频率		
	34.6Hz	46.2Hz	48.2Hz		34.6Hz	46.2Hz	48.2Hz
主轴承	6.3	6.9	6.8	压缩损失	30.1	25.9	26.1
轨道轴承	2.9	3.2	3.2	电机损失	13.1	11.9	11.5
推力轴承	38.6	43.4	44.0	变频器损失	8.9	8.5	8.1
滑动环片	0.2	0.2	0.2				

4.3.4 滑片式 CO₂ 压缩机

(1) 滑片式 CO₂ 压缩机的结构

滑片式压缩机是容积式压缩机的一种，依靠改变气体的容积达到提高气体压力的目的，图 4-31 为 CO₂ 滑片式压缩机的工作原理示意图，图中标出了在图示状态下各容积内气体所经历的过程。图 4-32 中的剖面图标出了气体在滑片式压缩机压缩过程中的泄漏途径。

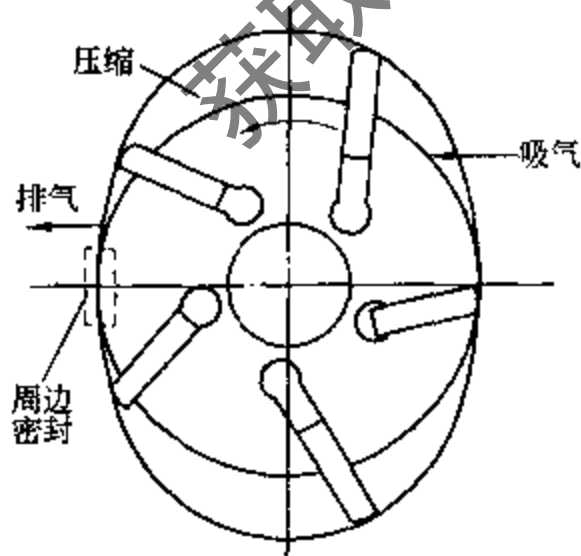


图 4-31 滑片式压缩机工作原理示意图^[16]

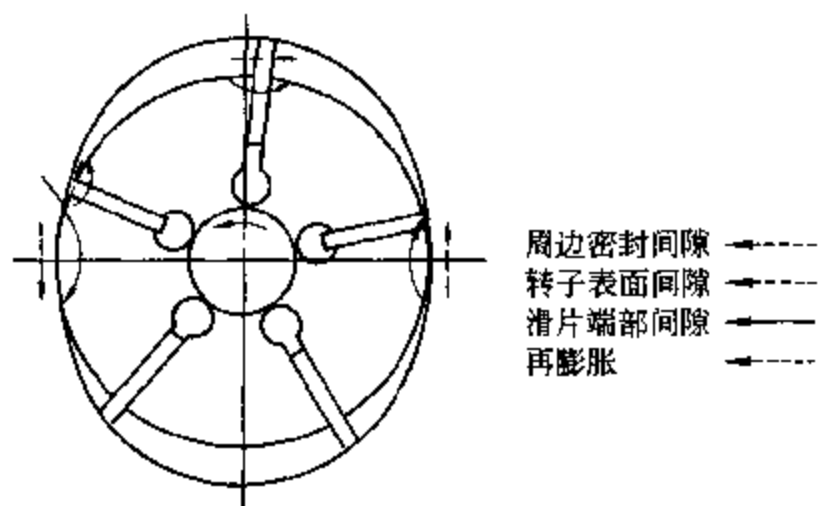


图 4-32 CO₂ 压缩机局部视图及泄漏路径图^[16]

(2) 滑片式 CO₂ 压缩机特性曲线

图 4-33 所示是效率随转速的变化，图 4-35 所示是容积损失 (a) 和指示损失 (b) 随转速的变化。变化由以下几种情况引起：泄漏（包括制冷剂的再膨胀）引起的 $\Delta\eta_L$ 、传热损失引起 $\Delta\eta_Q$ 和流动阻力（压降）引起的 $\Delta\eta_p$ 。因为在 CO_2 滑片式压缩机中泄漏损失是影响容积效率的重要因素，而压降损失对容积效率的影响很小，所以容积效率会随转速的提高而增大。对于 CO_2 滑片式压缩机来说，即使转速很高，其吸气压力降也很小，因而与 R134a 压缩机相比，它更适于在高转速的条件下工作。由于泄漏损失随转速的升高而降低，而压力损失随转速的升高而增加，所以指示效率会随转速的增加略显凸形。由于吸气时压力损失的存在，制冷剂的吸入量要小于理想状态的吸入量，所以指示效率的基准线将超过 1.0。同时，转速越高，作用在滑片上的惯性力就越大，它会增加滑片顶端的摩擦力，致使机械效率随转速的升高而缓慢降低。

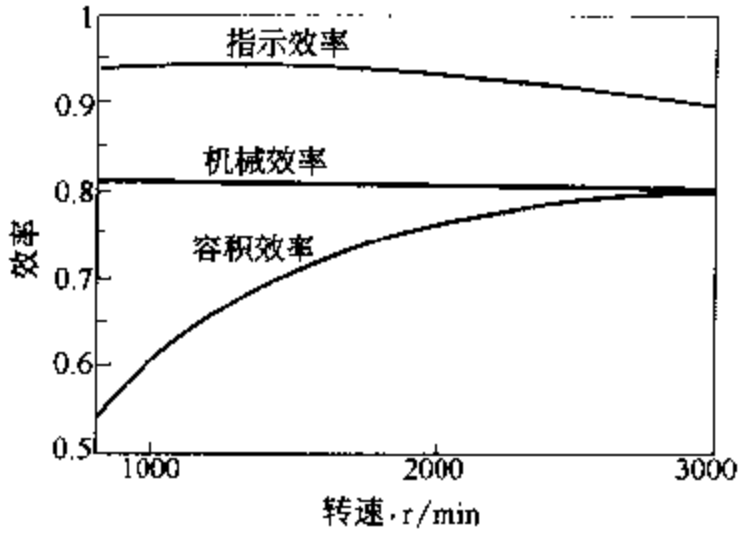


图 4-33 效率随转速的变化曲线^[16]

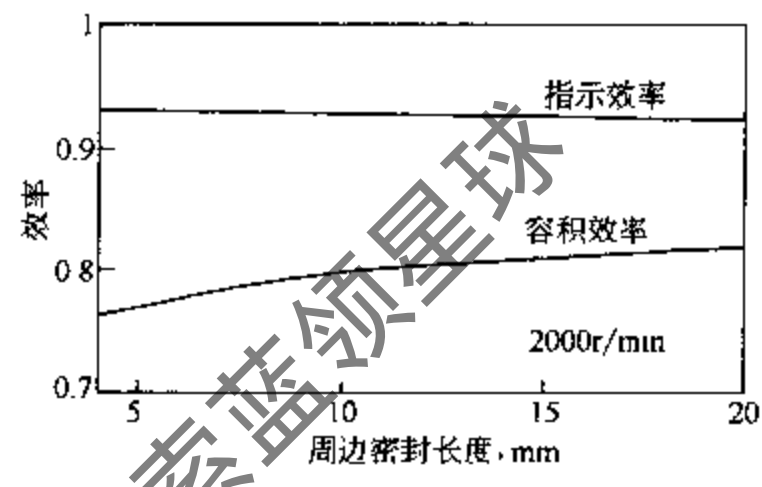


图 4-34 周边密封长度的延伸对效率的改善^[16]

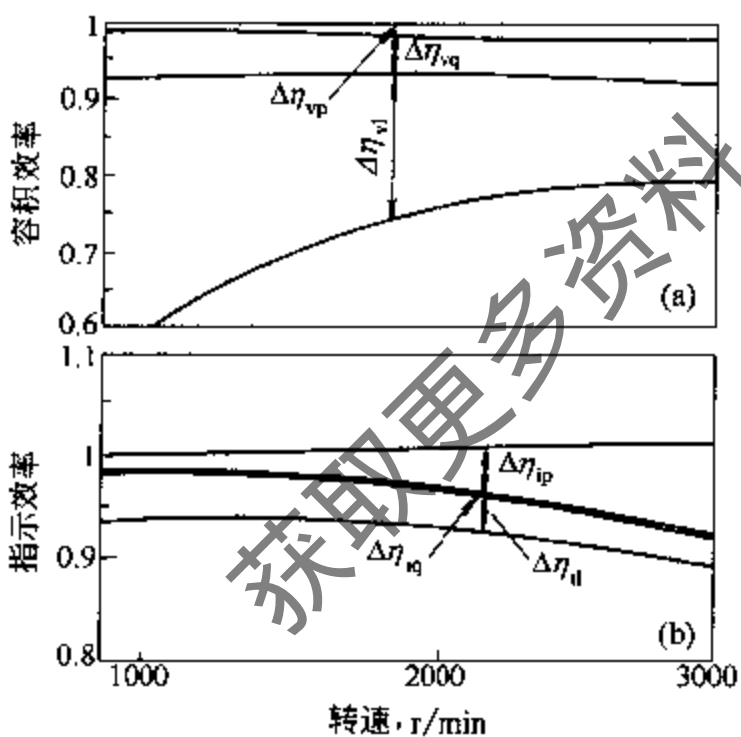


图 4-35 容积效率、指示效率损失的减小^[16]

- $\Delta\eta_{vp}$ —流动引起的容积效率损失；
- $\Delta\eta_{vq}$ —传热引起的容积效率损失；
- $\Delta\eta_{vl}$ —泄漏引起的容积效率损失；
- $\Delta\eta_{ip}$ —流动引起的指示效率损失；
- $\Delta\eta_{iq}$ —传热引起的指示效率损失；
- $\Delta\eta_{il}$ —泄漏引起的指示效率损失

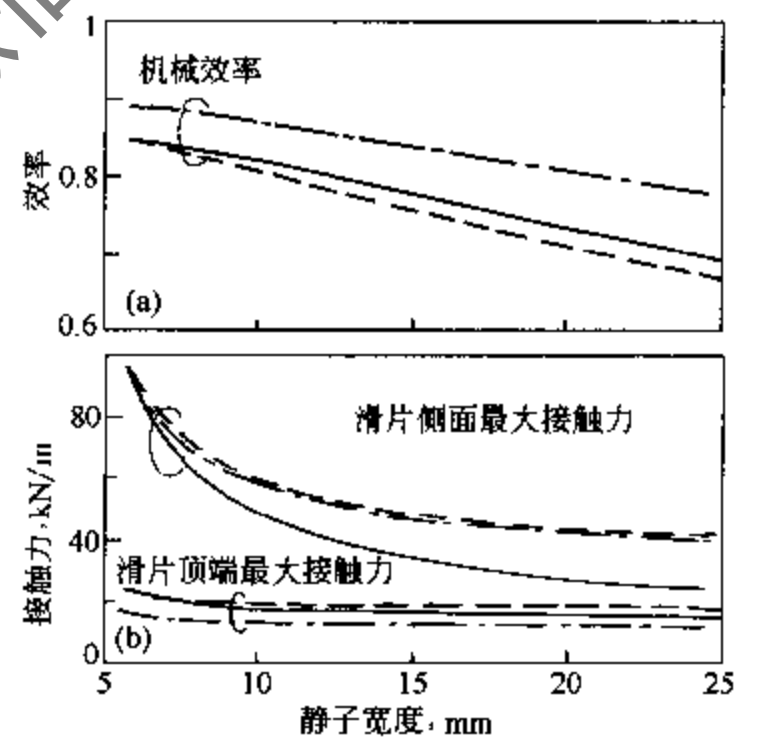


图 4-36 平衡滑片边缘压力及减小背压对效率的改善^[16]

- 平衡压力；-----背压为排气压力 0.7；.....普通滑片式压缩机

(3) 滑片式 CO_2 压缩机结构改进

由于 CO_2 压力高，所以泄漏相对较大，容积效率相对较低，与 R134a 滑片式压缩机相比，必须将其总余隙减至 R134a 的 $2/3$ ，才能达到与之相同的容积效率。为了提高容积效率，必须进行有效的周边密封，即减小周边余隙及旋转面余隙，可以通过减小定子宽度和增加滑片厚度实现。但是滑片厚度增加，也将导致机械效率降低。另一方面， CO_2 压缩机中吸气和排气的流速小，流动阻力小，使 CO_2 滑片式压缩机的指示效率高，且几乎不随余隙的变化而变化。

要提高压缩机的效率，周边密封程度是一个相当重要的设计参数。为了保证泄漏通道的长度，一般压缩机在周边余隙处都有一个平行沟槽。图 4-34 所示是假定平行的密封长度增加时，效率的变化结果。该图表明周边密封长度是减小泄漏的有效手段，容积效率会随长度的上升而显著提高。

即使滑片延伸长度很小，由于转子的滑槽上滑片两端的压力差非常大，转子滑片边缘上的单位长度接触力也非常高，可以采用滑片边缘上开槽的方法使滑片两端的压力相等，接触力就会减小，机械效率就会提高。改善后的结果见图 4-36。当滑片的延伸长度很小时，即滑槽中的滑片长度较大时，改善效果是很明显的。油流过滑片槽进入压缩室的速率越高，效率就越高。减小滑片的背压力也能减小滑片顶端的接触力。假定滑片的回气压力是排气压力的 0.7 倍时，效率的变化曲线见图 4-36（当滑片顶端的接触力为负时，压力会升高直至接触力变为零。机械效率的提高程度要超过 5%）。

(4) 两级滑片式 CO_2 压缩机

两级 CO_2 滑片式压缩机局部视图见图 4-37。由于一级和两级压缩间周边密封处的泄漏可以忽略不计，所以采用两级压缩将提高容积效率。而作用在滑片上的压力差也较小，有利于提高压缩机的机械效率。但是排气过程中的体积流速大，排气口摩擦引起的过压缩程度就很大，将导致指示效率的下降。另一方面，两级压缩的再膨胀损失小，它意味着可以通过扩大排气口来改善过压缩程度。

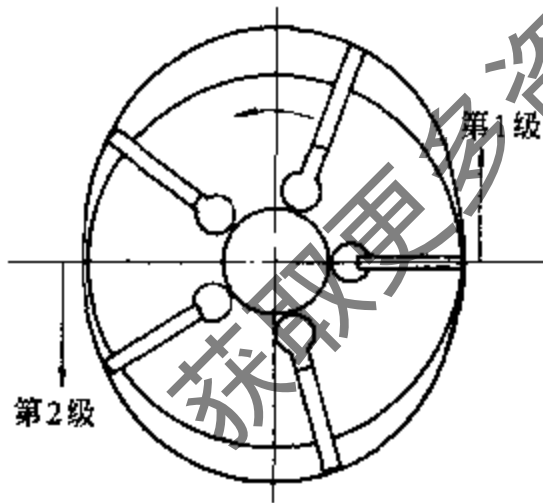


图 4-37 两级滑片式 CO_2 压缩机的局部视图^[16]

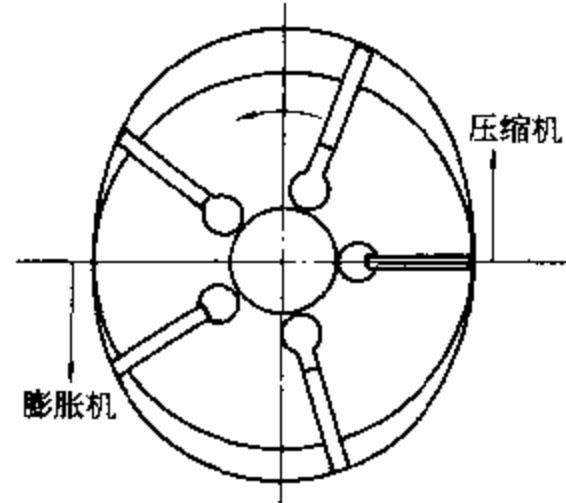


图 4-38 混合式膨胀-压缩机示意图^[16]

(5) 滑片式 CO_2 膨胀-压缩机

滑片式压缩机中的第二个流动通道用作膨胀机，就变成了膨胀-压缩机（如图 4-38），图 4-39 为其 $P-V$ 图。假定膨胀为等熵过程。在超临界区域中膨胀机的压降很大，当流体进入两相区域时，压力的降低速度就逐渐缓慢下来。由于滑片式膨胀机中体积膨胀比率很小，所以在完全膨胀之前有两相流体存在。当余隙很大时，压缩-膨胀混合式压缩机也能有较高的容积效率，这是因为在理想条件下周边密封两边之间的压力差为零（不考虑热交换器中的压降）。但是转矩在膨胀机中有所恢复，旋转转矩值下降，将引起机械效率下降。转矩曲线图

见图 4-40。压缩和膨胀过程并不对称，转矩波动幅度较大。除此之外，在研究过程中还必须考虑膨胀过程中的热损失、施加在轴承上的负荷、流通通道的结构及油造成的影响。

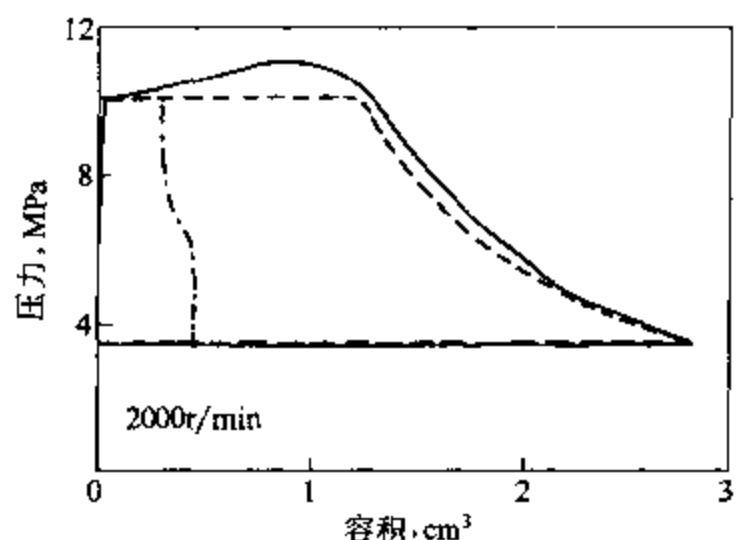


图 4-39 滑片式膨胀-压缩机 P-V 图^[16]

-----理想压缩过程；-·-·-理想膨胀过程；
——实际压缩过程

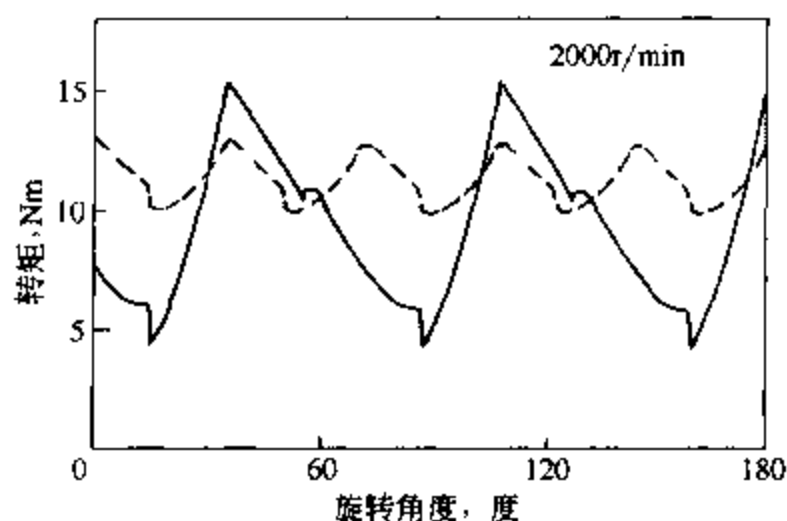


图 4-40 滑片式膨胀-压缩机转矩曲线^[16]

——压缩膨胀机；-----普通压缩机

表 4-15 为日本 Shizuoka 大学开发的以上几种 CO₂ 滑片式压缩机结构参数，表 4-16 为其性能的比较。

表 4-15 CO₂ 滑片式压缩机参数^[16]

压缩机种类	定子中心到边缘的距离, mm	定子中心到边缘的最大距离与转子半径之差, mm	定子宽度 mm	滑片厚度 mm
单级压缩机	25.0	4.9	10.0	2.0
两级压缩机	第一级	25.0	15.0	2.0
	第二级	25.0	15.0	2.0
压缩机-压缩机	25.0	6.4	15.0	2.0
膨胀机	25.0	1.1	15.0	2.0

表 4-16 工作性能的比较 (2000r/min) ^[16]

压缩机	余隙, μm	η_v	η_i	η_m	转矩, Nm
一级压缩	15	0.76	0.93	0.81	11.4
两级压缩	15	0.83	0.87	0.86	10.8
	25	0.71	0.88		
压缩机-压缩机	15	0.91	0.90	0.74	9.8
膨胀机	25	0.87	0.89		

4.3.5 回转式 CO₂ 压缩机

(1) CO₂ 回转式压缩机的结构和特点

回转式压缩机特别适合于低压缩比的情况，针对 CO₂ 压缩机压差高的特点采用内部中间压力回转式两级 CO₂ 压缩机，采用两个滚动活塞实现两级压缩，它具有在很宽的输出功率范围内，效率高、振动低、噪声小的优点。

表 4-17 为 CO₂ 冰箱等小型制冷装置设计的 CO₂ 压缩机总体参数。图 4-41 为压缩设备布置图及气流流程图。在第一级压缩中，低压气体从压缩设备下部吸入，压缩至中间压力后分别送入壳体及其外部的管子。流过两通道的制冷剂在壳体外汇合，然后从压缩装置上部进入第二级压缩。制冷剂压缩至高压气体后排入制冷循环。

表 4-17 CO₂ 压缩机的总体参数^[17]

类 型	封闭式压缩机	类 型	封闭式压缩机
压缩机	带滚动活塞（回转式）的两级压缩机	排气量	2.63cm ³
电动机	反相电动机（20~120）Hz	尺寸	外径 117.2×高度 244.3
额定功率	750W	质量	11.5kg
制冷剂	CO ₂		

如图 4-41 所示，CO₂ 回转式压缩机由两个回旋式压缩单元组成，两部分利用单驱动轴

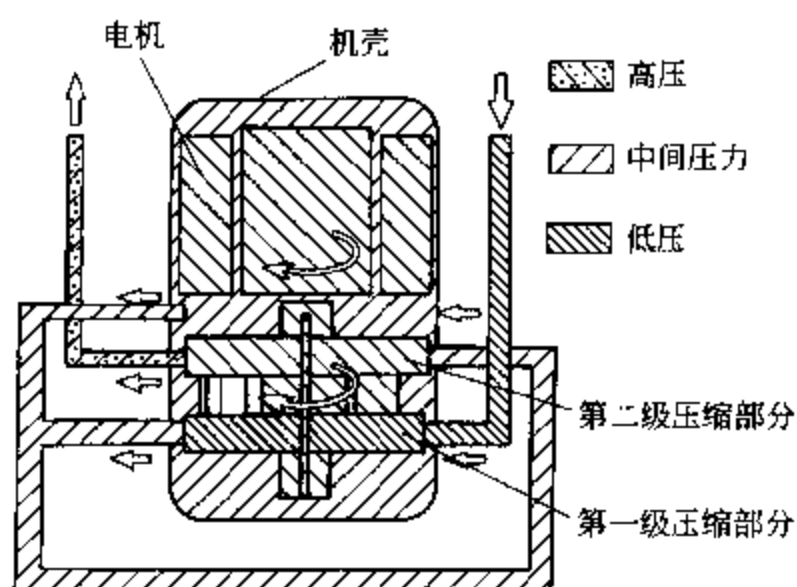


图 4-41 内部中间压力两级压缩的结构示意图^[17]

保持 180℃ 的相差，通过安装在主轴上部电动机来驱动。为了成功地将制冷剂从排气容积大的压缩单元压缩至排气容积小的压缩单元，两个压缩单元采用不同的排气容积。第一级压缩单元的排气体积与第二级的吸气体积相等，两者仅在泄漏量和温度变化上有不同。中间压力由两级压缩单元的排气比确定。

在 CO₂ 回转式压缩机设计过程中要考虑以下情况：a. 为了适应 CO₂ 的高压工作条件，壳体压力需设定为中间内部压力，以便调节一、二级压缩机组的排气比。内部压力与低压侧的设计压力相等，其大小应低于关机平衡压力。

b. 采用两级压缩机将每级压差控制在 2~4MPa 内，CO₂ 分子比 HFC 制冷剂小，所以为了提高工作性能，压缩空间的间隙比较窄。

内，CO₂ 分子比 HFC 制冷剂小，所以为了提高工作性能，压缩空间的间隙比较窄。

(2) CO₂ 回转式压缩机的特性曲线

图 4-42 是内部压力与两级压缩单元排气比的关系。体积比为第二级压缩机组排气量比第一级压缩机组排气量。为使压缩机设计压力与低压侧压力相等，内部压力要低于关机平衡压力。

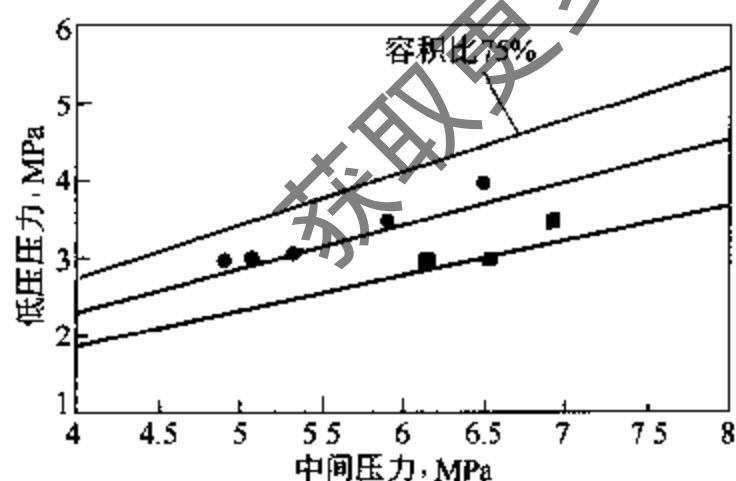


图 4-42 内部压力与排气比的关系（吸气温度为 35℃、等熵压缩）^[17]
容积比实验值 1%；●—65；■—55

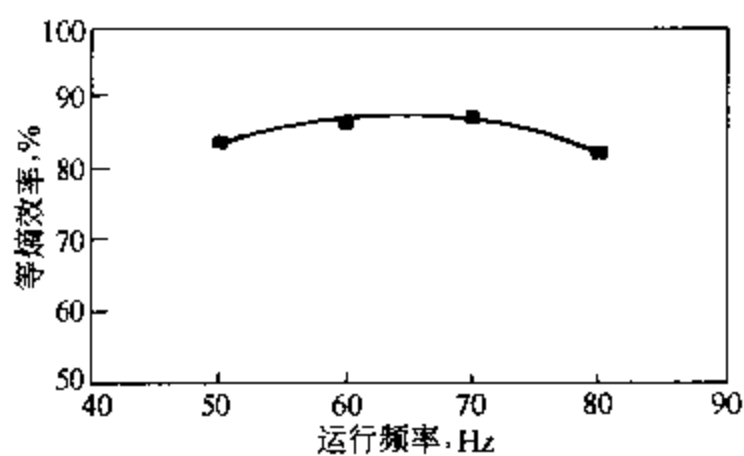


图 4-43 运行频率特征曲线（压缩机处于风速为 3m/s 的环境中冷却）^[17]
（高压压力 9MPa；低压压力 3MPa；吸气温度 35℃）

图 4-43 是等熵效率随运行频率的变化趋势。当运行频率为 50~80Hz 时，CO₂ 压缩机的等熵效率将超过 80%。这说明在很宽的输出功率范围内，对机组运行进行精密控制时，效率值很稳定。

图 4-44 所示的是等熵效率随吸气温度的变化趋势。当吸气温度在 5~35℃（过热度为 10.6~40.6K）的范围内变化时，等熵效率与吸气温度呈线性关系。由于 CO₂ 制冷剂的特性，认为过热度对 COP 几乎没有影响，过热度越高，工作性能越好。

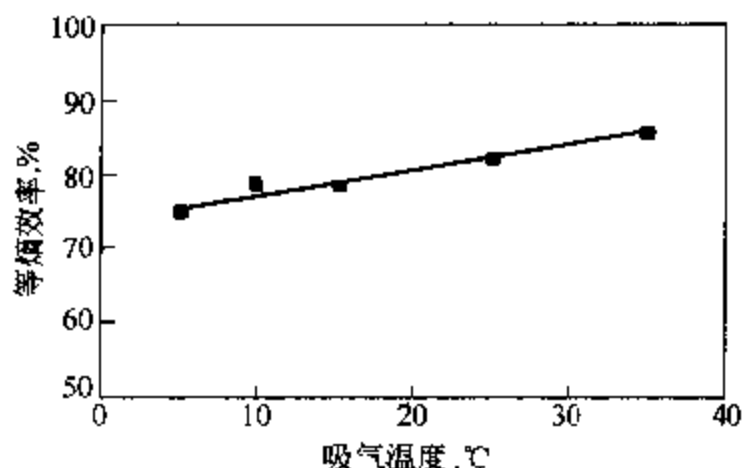


图 4-44 吸入气体温度特征曲线（压缩机处于风速为 3m/s 的环境中冷却）^[17]
（高压压力 9MPa；低压压力 3MPa；运行频率 60Hz）

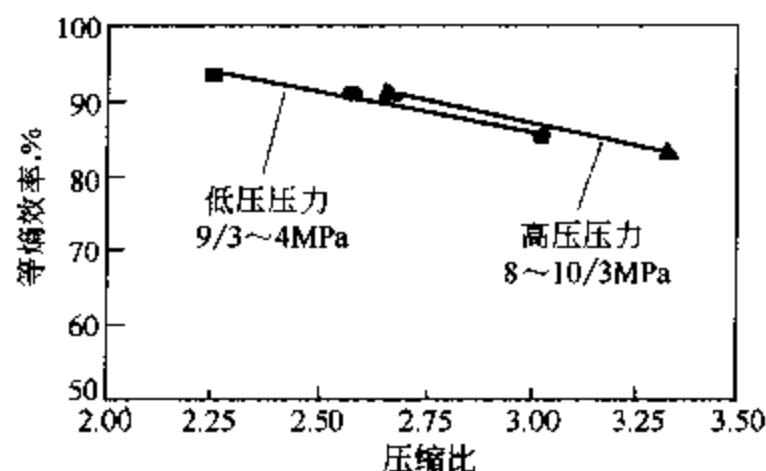


图 4-45 压缩比特征曲线（压缩机处于风速为 3m/s 的环境中冷却）^[17]
（运行频率 60Hz；吸气温度 35℃）

图 4-45 所示是等熵效率随压缩比的变化趋势。显然，当压缩比在 2.5~3.33 的范围内变化时，等熵效率随压缩比的升高呈线性关系减小。

4.3.6 CO₂ 压缩机润滑油及密封材料

(1) CO₂ 与润滑油的混合性

在超临界情况下 CO₂ 对于各种类型的碳氢化合物来说都是一种有效的溶剂。因为 CO₂ 制冷压缩机的排气是在超临界状态下，不管选择什么样的润滑油，都会由于超临界的 CO₂ 的溶解能力而产生润滑油携带。所以，为了不阻碍传热，有必要保证润滑油能流回压缩机中去，这使低温流动性和混合性变得很重要。

CO₂ 的黏度很小。所以当它溶解在润滑油中时，溶液的黏度与纯润滑油相比将会显著地降低，因此选择润滑油应根据稀释后的黏度而不是名义黏度。但 CO₂ 对 PAG 和 AN 润滑油的负载容量没有什么负面影响。

图 4-46 为各种润滑油与 CO₂ 混合性限制。可见 POE 润滑油表现出良好的混合性；而当 CO₂ 的浓度很高的时候，PAG、烷基苯、PAO 和矿物油就与 CO₂ 不能混合。

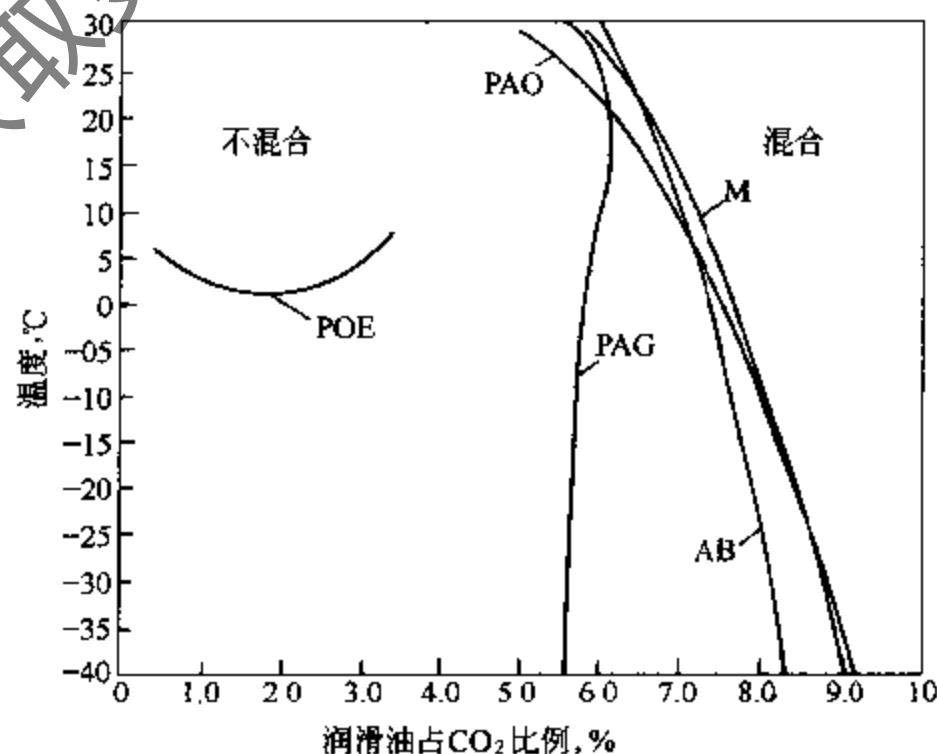


图 4-46 润滑油与 CO₂ 的混合性限度^[18]

(2) 润滑油的稳定性

润滑油老化会导致腐蚀、堵塞过滤器和系统效率下降，因此润滑油的稳定性非常重要。PAO 和 AN 在 CO_2 环境中是稳定的，润滑油既不老化也不和催化剂发生反应。PAG 中为提高润滑能力加入的添加剂磷酸盐抗磨剂会老化，和 PAG 发生反应生成烷基磷酸盐，并腐蚀铝，且老化的产物可能会和钢与铜发生反应，导致金属表面生锈。POE 会发生严重老化，POE 的老化而产生的酸性物有可能与金属反应，由于酸性物能促进酯的水解，而 CO_2 溶解在酯润滑油的水分中面生成碳酸，这有可能加速 POE 的老化。因此在 CO_2 压缩机中不适合采用 POE。

(3) 润滑油对密封性能的影响

通过用在软管套头或封层上的弹性材料的泄漏量（泄漏），以及在系统显著释压之后，在合成橡胶表面上可能会出现起泡和破裂现象（爆发性减压），在制冷剂损失方面对 CO_2 循环的运行有着极大的影响。对于橡胶来说，与其他气体如 N_2 ， O_2 甚至 H_2 相比，由于 CO_2 有很强的溶解性，所以它的泄漏量要大得多；而 CO_2 在同样的橡胶中的扩散率很低，这导致了爆发性减压后材料的破坏。

由于充满 CO_2 的箱体在高压下的快速排气可能会由于压缩机、阀门或弹性软管中爆发性减压阻抗不足而导致橡胶破坏，为了在汽车空调循环中选择一种必须暴露在亚临界和超临界 CO_2 中的橡胶，在部件中应用的主要标准是爆发性减压效应。即使和 NBR 或其他橡胶相比，FKM 在 80°C 下的渗透率并没有太明显的不同（图 4-47），最重要的优势是它广泛的适用范围和几乎可以忽略的爆发性减压效应。

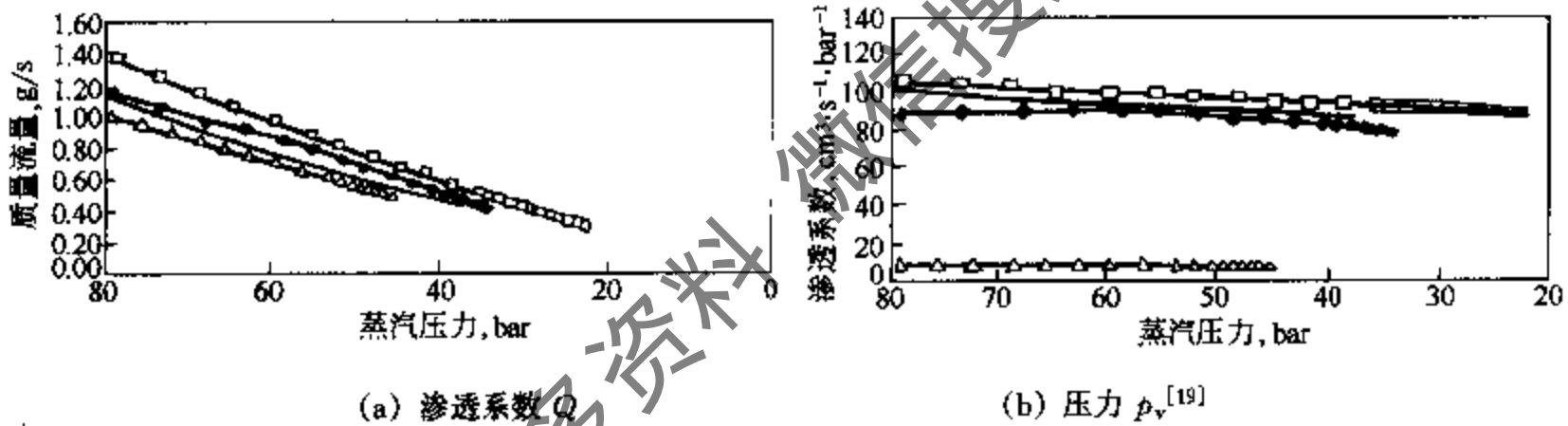


图 4-47 不同橡胶和热塑性材料的质量流量与渗透系数及压力的关系

—PK; \triangle —PTFE; \blacklozenge —FKM; —HNBR; \square —NBR

(1bar = 10^5Pa)

临近 40°C 的临界点时，渗透系数比预料的要高许多，而这种效应可以用出现在流体临界点附近的密度波动来解释，而这个密度波动加强了热传导和热扩散。氟化橡胶中的 CO_2 的渗透过程比其他橡胶中扩散的作用大。

因此，我们必须将精力集中在降低溶解率 (S) 和提高扩散率 (D) 上面。因为渗透过程是由 D 和 S 的乘积来决定的，所以只要溶解性能缩小同样的倍数， CO_2 在材料中扩散系数的增加就不会影响到渗透系数，但是爆发性减压效应发生的可能性就会大大增加。

4.4 CO_2 换热器

4.4.1 CO_2 换热器的设计要求

CO_2 制冷系统用换热器主要包括气体冷却器和蒸发器，有时还有内部换热器。 CO_2 换热

器的设计必须考虑到 CO₂ 物性特点和跨临界 CO₂ 制冷循环的特点。图 4-48 为美国空调与制冷技术中心计算得到的理论循环 COP 与排气压力的关系。计算条件为蒸发温度 3.9℃，内部换热效率为 0.8，忽略压降，压缩机效率为

$$\eta_m = 0.734 - 0.01048 \times p_r \quad (4-1)$$

图中参考参数为气体冷却器 CO₂ 出口温度。从图中可以看到：CO₂ 出口温度升高，使 COP 最大的排气压力也会升高，且 COP 减小；当 CO₂ 出口温度升高，COP 曲线变得平坦；COP 曲线不沿高压压力轴对称，而是在低压部分急剧下降，在高压部分下降较缓，因此压力控制在低温时比在高温时更加重要；当 CO₂ 出口温度低于临界温度时没有最大 COP 存在。由此可以看到，要提高系统的运行效率，必须尽可能降低 CO₂ 出口温度，使之尽可能与空气进口温度接近。

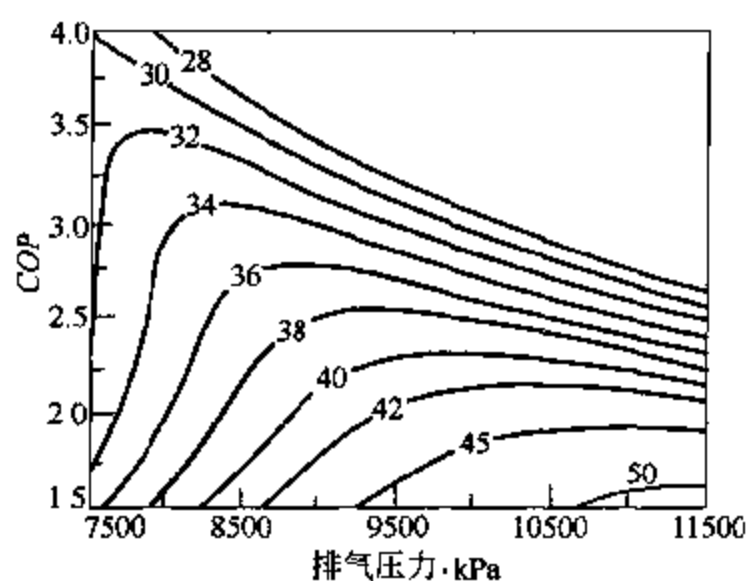


图 4-48 COP 与排气压力关系曲线^[20]

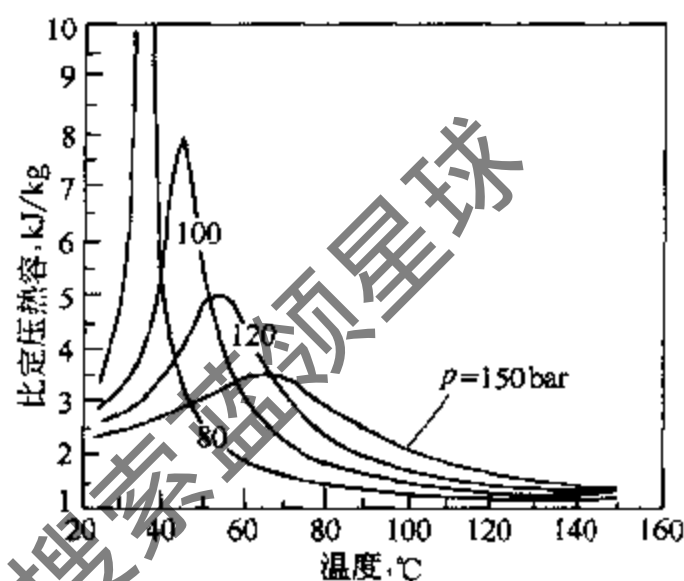


图 4-49 比定压热容与温度关系曲线^[20]

(1bar = 10⁵Pa)

图 4-49 为 CO₂ 比定压热容随温度在跨临界区域变化曲线。可见随温度的升高，CO₂ 比定压热容在近临界区急剧增加，过了临界点由急剧减小，逐渐恢复到一般水平。在气体冷却器中，在空气入口处由于温差大，CO₂ 比定压热容小，温度下降很快，而在近临界区域 CO₂ 比定压热容大，温度降低很慢。

CO₂ 制冷系统工作压力高，必须考虑换热器材料的承压能力。在 CO₂ 系统缺少标准的情况下，普通的最小爆裂压力取系统最大承受压力的 2.5~3 倍。表 4-18 列出由最新设计的换热器提供的设定数据和由设定数据算得的最大压力。

表 4-18 确定的 CO₂ 空调系统换热器的最小爆裂压力^[21]

气体冷却器	蒸发器		气体冷却器	蒸发器	
最大工作压力, bar	150	73.8	过压保护器设置, bar	170	120
最大停机压力, bar	120	120	最小爆裂压力, bar	425	300
压缩机转换压力, bar	160	—			

注：1bar = 10⁵Pa。

CO₂ 制冷系统用蒸发器的设计除了承压能力的要求外，与普通制冷用蒸发器相同，应使换热器效率尽可能高，即蒸发器尽可能都在两相区运行。内部换热器也没有特殊要求。除了要考虑 CO₂ 及其系统的特性外，由于用于车辆，还必须轻巧、紧凑。

4.4.2 管翅式换热器

第一台汽车空调用气体冷却器样机，是在1990~1991年间研制的管翅式换热器。当时，机械胀圆管在欧洲汽车中被广泛使用。气体冷却器用外径49mm内径34mm有平铝肋片的铝管。有效面积参照1990年一辆欧洲客车的叉流冷凝器设计，管的外形和CO₂在管中的流动通道见图4-50所示冷却器。内部深度都是34mm。

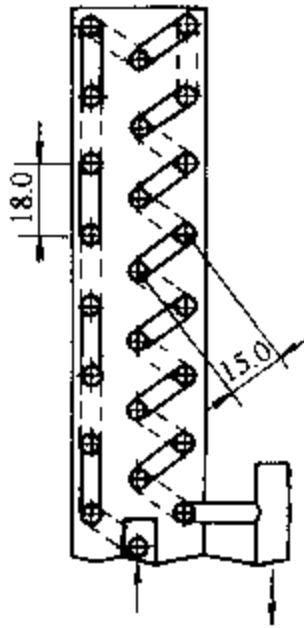


图4-50 第一台汽车空调用气体冷却器^[21]

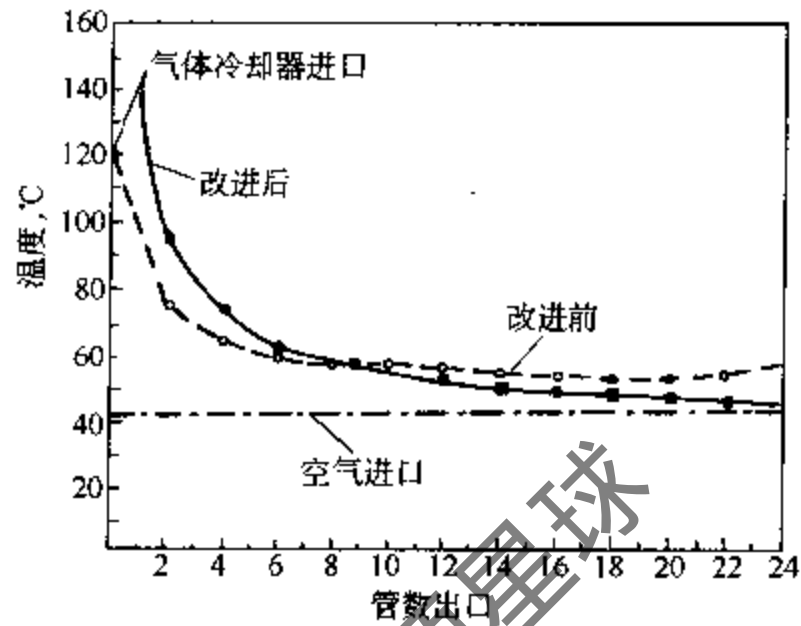


图4-51 从制冷剂进口到出口气体冷却器管壁温度^[21]

这种设计存在“热短路”问题，即通过翅片从热管道向冷管道导热。气体冷却器中的高温梯度使这个问题比使用常规制冷剂的冷凝器中的问题更为严重。气体冷却器肋片改进为在空气流动方向第二排管和第三排管之间加入裂缝，制冷剂进口从中间管移到后排管道。测量改进前后的壁面温度，结果如图4-51。逼近温差从12.2K降为3.7K。在迎面风速2.5m/s下，将风速减为1.0m/s（比如将压缩机转速从1600r/min减到200r/min，达到怠速工况），与正常工况相比，逼近温差有10%~20%的明显增加。图4-51中气体冷却器制冷剂入口温度的改变是蒸发压力与压缩机入口温度不匹配的结果。

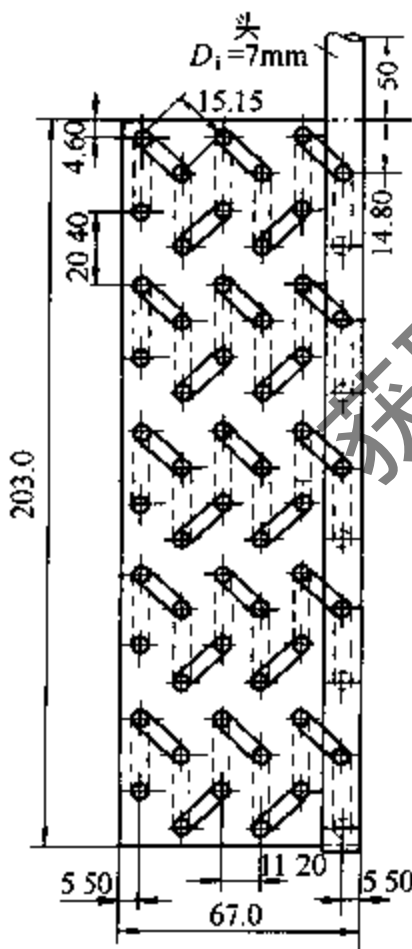


图4-52 1990~1991年圆管蒸发器^[21]

第二种管翅式气体冷却器样机于1994年设计和制造，考虑了最小爆裂压力要求。换热管采用内径2.0mm外径3.2mm并满足爆裂压力要求的铝管。仿真计算表明，在给定传热面积、换热器质量和空气侧压降的情况下减小换热管径能改善换热器性能，管路循环原理同图4-50（三排错开的管，前两排为“蜿蜒流”）。但内部深度减为21mm，代替第二排管与第三排管之间连续垂直裂缝的是一排百叶窗。这种结构形式下，肋片还是一片，但第二和第三排管之间的传热减少了，这还没有考虑改进对空气侧其他性能的提高。

CO₂系统管的数目、弯头数目多，而且用机械方法胀内径2mm的管需要特殊工艺，因而制造成本较高。于是铜焊的全铝“平行流”或“多路流动”冷凝器在许多汽车模型中成为标准。

蒸发器发展同气体冷却器发展相似。第一代是机械胀肋片管结构，第二代蒸发器是有足够爆裂压力小管径圆管。最后，引入的是铜焊微通道蒸发器。

圆管蒸发器有很多平行制冷剂回路，但制冷剂分配不是问题。一个文杜里型分配器装在节流阀后，每个回路都有毛细管连接。如

图 4-52 所示, 1990~1991 年蒸发器样机有 5 个平行回路。

由于大的承压平面, 传统板翅式蒸发器不适合高压下工作。蛇管蒸发器主要的优点是小而轻, 但存在沿管程方向制冷剂分配问题, 所以还是偏向于用微通道蒸发器代替蛇管蒸发器。

4.4.3 微通道换热器

(1) 微通道换热器的结构及特点

微通道冷凝器已经在 R134a 汽车空调等装置上广泛采用, 与之相比, 在小型 CO₂ 制冷装置中采用微通道换热器具有不可比拟的优势。这是由 CO₂ 换热系数高、流动性好以及其他物性特点所决定的。单相传热系数受比定压热容变化的影响很大, 在临界区附近比定压热容相对较高, 在临界点时变为无穷大。热传导率、密度和黏度在临界区附近也呈现反常, 它们使传热系数较高且压降较低, 另外由于压力高, 压降的影响相对较小。同时由于 CO₂ 流动性好, 沸腾换热系数也较高。这些都使得系统中需要的制冷剂体积流量小, 允许采用较小管径的换热器, 从而采用微通道换热器成为可能, 并具有良好的换热性能。

微通道气体冷却器如同一个汽车散热器, 由两个积液管和许多在两个积液管之间沿水平方向展开的扁平微通道换热器组成。传热管插入积液管的狭槽中, 折叠翅片安装在微通道传热管之间。积液管中装有隔板, 制冷剂得以在两个积液管中来回流动, 而且管入口和出口的截面积可以不同。

气体冷却器积液管的横截面通常是圆形, 内径略大于微通道管, 为 15~20mm 左右。由于 CO₂ 系统中的高压, 有强烈的减小内径以节约材料和节省空间的要求。由此设计“双入口”积液管, 如图 4-53 所示。这个方法可大大减小积液管质量、尺寸和换热器内部面积, 从而减少爆炸能量。微通道的形状可以采用三角形、方形、圆形和 H 形等, 在 CO₂ 微通道换热器中多采用圆形。

图 4-54 为积液管和微通道管的剖面图。翅片中设计有一百叶窗以提高空气侧换热, 翅片结构如图 4-55 所示。如图 4-54 所示, 11 根微通道管管宽 (核心深度) 为 16.5mm, 管径

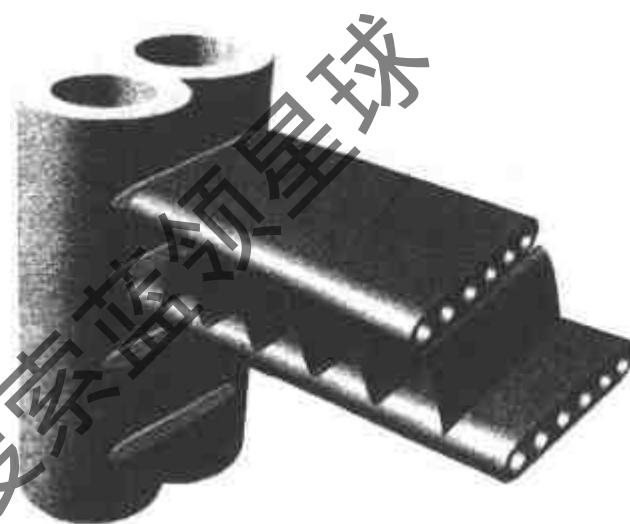


图 4-53 平行流式微通道气体冷却器结构图^[21]

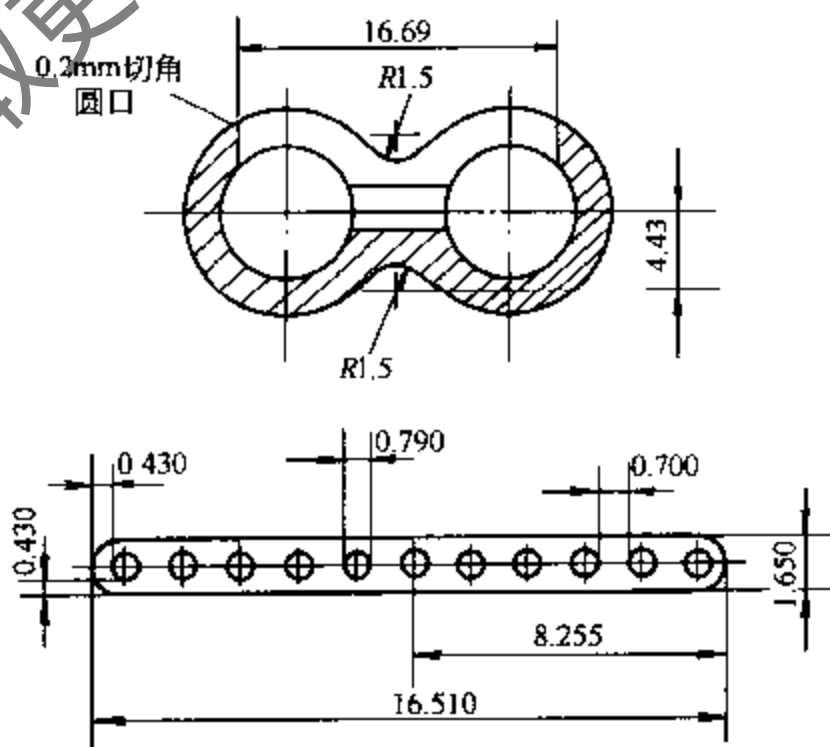


图 4-54 积液管和微通道管剖面图^[21]

为 0.79mm。管在积液管上的插槽比需要的深，这是为了避免积液管两个并行入口之间的相互影响，这些开口能使制冷剂在传热管中心微通道中进出自由。用塞子或插槽尺度隔离使传热管不能插入积液管底部。

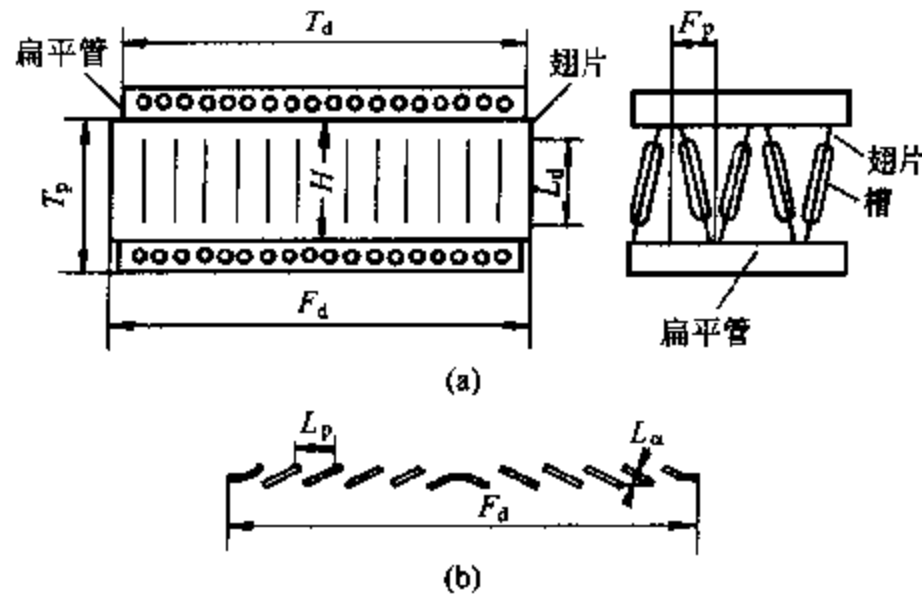


图 4-55 翅片结构图^[22]

表 4-19 是微通道气体冷却器样机参数与之前其他形式气体冷却器的比较。参数如每单位质量空气侧表面积或每单位体积空气侧表面积指出换热器能达到的紧凑性和小质量。表 4-19 指出微通道换热器使压降和逼近温差显著减少，并导致高得多的系统 COP。这种形式的换热器结构也是最紧凑的。

表 4-19 CO₂ 汽车空调微通道气体冷却器的数据^[21]

参 数	(1990~1991)圆管	1994 圆管	1997 微通道
迎风面积	0.243	0.277	0.290
内径/外径, mm	4.9/3.4	3.2/2.0	0.79
管道数/回路数	72/3	120/10	39/4
内部深度, mm	34	21	16.5
内部体积, 10 ⁻³ m ³	8.3	5.8	4.8
安装体积, 10 ⁻³ m ³	8.7	6.1	5.0
总质量, kg	4.3	2.6	2.8
空气侧表面积, m ²	11.1	9.5	8.4
单位内部体积空气侧表面积, m ² /m ³	1340	1640	1750
单位箱体体积空气侧表面积, m ² /m ³	1280	1560	1680
单位质量空气侧表面积, m ² /kg	2.6	3.7	3.0
制冷剂侧压降, bar ^①	3.2	4.7	1.0
逼近温差, K	3.7	3.6	-1.0

① 1bar = 10⁵Pa。

微通道蒸发器使液体在积液管的每个通道中的重分配，使制冷剂沿回路的制冷剂流量变化更灵活。更重要的是微通道蒸发器有蒸发器宽管道所需要的紧凑、质量轻、能承受高压的积液管。采用与气体冷却器相同的设计原则，设计出与 42mm 宽的换热器管相配合的四通道积液管。沿空气方向两排管互相排列在另一排管之后，内部深度为 90mm。积液管和微通道传热管的截面积如图 4-56 所示。蒸发器的整体结构如图 4-57 所示。

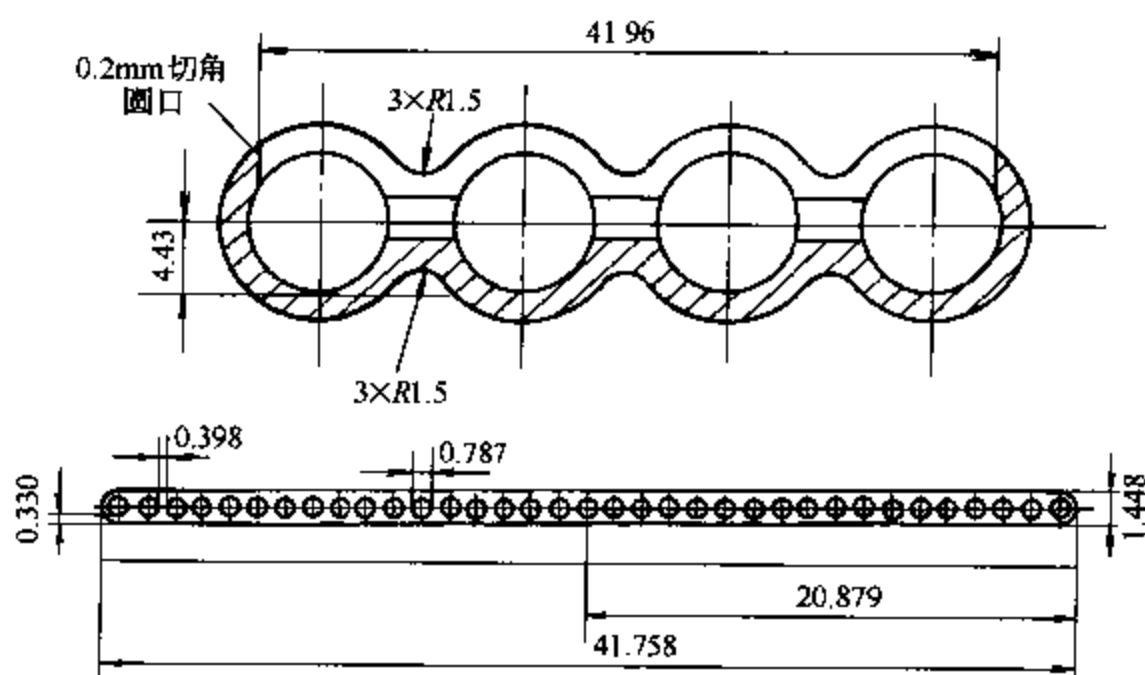


图 4-56 微通道蒸发器积液管和微通道管剖面^[21]

两个蒸发段用接头把各个角接在一起。这些接头作为积液管的进出口，其中一个接头可以把制冷剂流从后排管（制冷剂入口）引到前排管。接头没有做尺寸和质量的优化。第一种形式蒸发器如图 4-57 所示是一个六通道蒸发器（在空气流方向三个前流程、三个后流程），第二种蒸发器是一个七通道换热器（三个前流程，四个后流程）。两种蒸发器每排各有 21 根微通道扁平管。



图 4-57 微通道蒸发器结构图^[21]

常用的 CO₂ 蒸发器的数据在表 4-20 列出，一些典型 HFC-134a 板翅式蒸发器的参照数据也包括在表中。所有的 CO₂ 蒸发器数据与参照数据相比，性能都要好。虽然微通道蒸发器空气侧面积比圆管换热器小，但它获得了更高的每单位体积制冷量和更低的制冷剂侧压力。实验表明在相等冷量负荷下，在给定空气入口状态和制冷量情况下，微通道换热器有较高的蒸发温度和最高的换热效率。

表 4-20 CO₂ 汽车空调蒸发器数据^[21]

参数	(1990~1991)圆管	1994 圆管	1997 微通道	参照 HFC-134a 蒸发器
迎风面积	0.066	0.038	0.042	0.041
内径/外径, mm	4.6/3.5	3.0/2.0	0.79	—
管道数/回路数	60/5	143/13	21/7	—
内部深度, mm	68	87	91	92
内部体积, 10 ⁻³ m ³	4.5	3.3	3.8	3.8
安装体积, 10 ⁻³ m ³	5.0	3.7	4.4	4.9
总质量, kg	2.2	1.6	2.2	1.9
空气侧表面积, m ²	6.0	5.9	3.6	3.6
单位内部体积空气侧表面积, m ² /m ³	1330	1790	950	950
单位箱体体积空气侧表面积, m ² /m ³	1200	1590	780	730
单位质量空气侧表面积, m ² /m ³	2.7	3.7	1.6	1.9
制冷量, kW	5.6	5.4	6.0	5.3

续表

参 数	(1990~1991)圆管	1994 圆管	1997 微通道	参照 HFC-134a 蒸发器
制冷剂侧压降, bar ^①	1.6	4.1	1.1	—
单位内部体积换热量, kW/m ³	1240	1640	1580	1390
单位箱体体积换热量, kW/m ³	1120	1460	1360	1080
单位质量换热量, kW/kg	2.5	3.4	2.7	2.8

① 1bar = 10⁵Pa。

微通道蒸发器的一个重要问题是液体在积液管中的分配。由于液体分配很难直接测量, 换热管管壁温度成为了一个间接指标。没有液体或液体很少的区域内传热, 会导致很高的壁面温度。表 4-21 指出六流程微通道换热器的管壁温度, 测温点位置在换热器芯体上方, 请同时参阅图 4-57。空气从第一排向第二排流动, CO₂ 从后排的右下边流入, 前排的右下边流出, 热电偶沿空气方向布置在扁平管前端和尾端, 14、18、21 热电偶布置在后排第三流程后上积液管进口, 1、5、8 热电偶布置在前排第六流程下积液管进口。每个流程有三根管上布置热电偶。微通道扁平管从右边开始每排各自编号。

表 4-21 六流程蒸发器传热管在空气入口和出口附近壁温的测量值 (°C)^[21]

管 号	21	18	14	8	5	1
前排 空气入口	第四流程		第五流程	13.7	15.7	13.9
前排 空气出口				6.2	6.3	6.9
后排 空气入口	5.2	5.1	5.3	第二流程		第一流程
后排 空气出口	5.3	5.2	5.3			

从表 4-21 中看到, 第一排管中有可观的温度变化。这是由于微通道传热管空气入口侧的过热流。由于高的热负荷, 空气入口处的管道温度会很高, 尤其是最后一个通道的出口, 即使完美的制冷剂分配仍有轻微的过热。观测到的沿积液管的温度变化很小。在后排管, 沿微通道传热管和积液管只有很小的温差, 说明在这个区域, 微通道传热管和积液管处于完全湿润状态。

将后排管换成四流程, 就建成一个新的蒸发器, 空气流动方向与六流程蒸发器相同, CO₂ 从后排右上边流入, 前排右下边流出。15、18、21 热电偶布置在后排第四流程后上积液管进口, 1、5、8 热电偶布置在前排第七流程下积液管进口。由于大的制冷剂流量和高压强。这个七流程换热器的后排管将有更高的换热效率。这种换热器的壁温测量数据列于表 4-22。相似的情况出现在六流程换热器, 虽然空气侧排管的温差比较小。

表 4-22 七流程蒸发器空气入口和出口出附近的壁面测量温度 (°C)^[21]

管 号	21	18	15	8	5	1
前排 空气入口	第五流程		第六流程	15.6	16.5	14.0
前排 空气出口				9.2	7.6	9.3
后排 空气入口	6.4	6.4	6.5	第三、二流程		第一流程
后排 空气出口	6.1	6.2	6.3			

液体分配情况也可由空气出口通过迎风面时的温度指示。表 4-23 给出了温度分布和两个蒸发器八个通过迎风面积的点平均出口温度的误差。将蒸发器空气出口下游 50mm 处空

气迎风面积平均分为八份，每个热电偶处于每个区域的中心。对六流程蒸发器，入口和出口在同一个角（从空气出口处观察，左下角）。七流程蒸发器入口在右上角而出口在右下角。对所测温度计算平均值，得到六流程蒸发器有 0.5K “绝对误差”，而七流程蒸发器的“绝对误差”为 0.3K。

表 4-23 七流程和六流程蒸发器空气出口温度分布和与平均出口温度的差值^[21]

参 数	七流程蒸发器				六流程蒸发器			
	1	2	3	4	1	2	3	4
空气温度,℃	7.4	6.7	6.3	7.1	7.4	7.9	7.3	8.3
绝对误差	+0.50	-0.20	-0.60	+0.20	-0.14	-0.36	-0.24	+0.76
空气温度,℃	6.8	6.0	6.7	8.2	7.1	—	7.4	7.4
绝对误差	-0.10	-0.90	-0.20	+1.30	-0.44	—	-0.14	—

根据上海交通大学制冷与低温研究所建立的二氧化碳平行流式微通道气体冷却器和蒸发器稳态分布参数模型（其结构参数见表 4-3 中 MAC1），能够进一步了解微通道换热器的性能。气体冷却器的仿真是针对一个流程中的一根扁平管，计算其中的制冷剂流量分布、温度分布和空气温度分布。计算条件为制冷剂质量流量为 2g/s，空气容积流量为 0.173m³/min，空气进口温度为 43.3℃，制冷剂进口温度为 120℃，进口压力为 11.65MPa。

图 4-58 为第一个流程中单根扁平管中各个微通道中制冷剂流量分布。从空气进口的微通道到空气出口微通道制冷剂流量逐渐减小，其中第一个通道和最后一个通道由于空气侧换热面积只有其他通道的一半，所以流量较小。此外，各个通道的流量相差并不大，所以如果直接假定流量在各微通道内平均分配也不会引起很大误差，采用程序计算的结果证明了这一点。

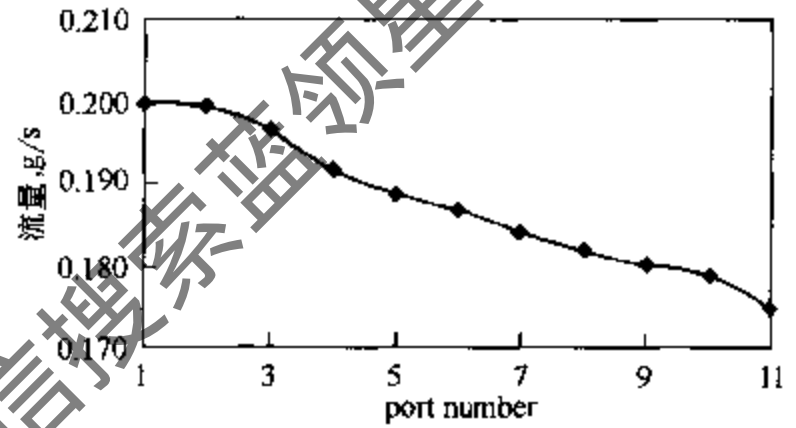


图 4-58 单根扁平管内制冷剂流量分布

图 4-59 为二氧化碳温度分布曲线。从通道 1 开始到通道 11 换热温差逐步变小，换热量逐步变小，二氧化碳温度依次增大。同一微通道内二氧化碳温度变化越来越小，说明换热量越来越小。

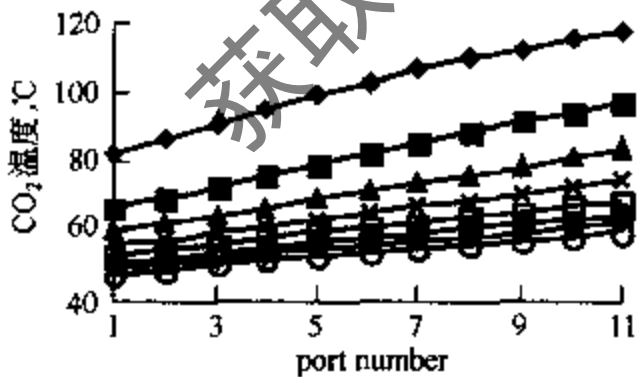


图 4-59 二氧化碳温度分布

单元格：◆—1; ■—2; ▲—3; ×—4;
□—5; ●—6; ○—7; ○—8

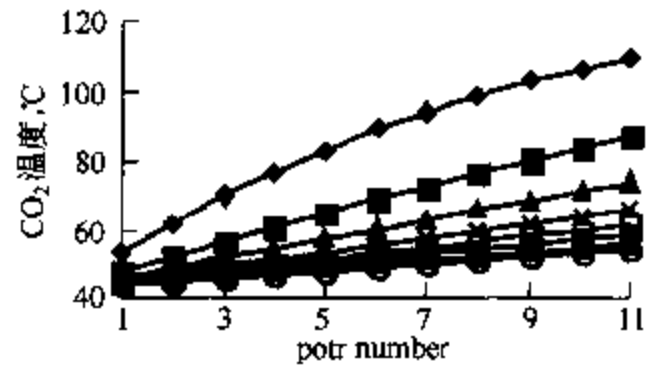


图 4-60 空气温度分布

单元格：◆—1; ■—2; ▲—3; ×—4;
□—5; ●—6; ○—7; ○—8

图 4-60 为空气温度分布曲线。从单元格 1 开始到单元格 11 换热温差逐步变小，换热量逐步变小，空气温度依次降低。同一微通道内空气温度变化越来越小，说明换热量越来越小。

图 4-61~图 4-64 为二氧化碳平行流式微通道蒸发器稳态分布参数模型仿真出的二氧化碳和空气各参数的分布特性。从图 4-61 中空气含湿量分布特性看到，含湿量沿空气流动方向随着析湿过程降低，而且呈线性分布。沿制冷剂流动方向，含湿量也呈单调下降，但下降的幅度比沿空气流动方向的幅度小得多。线性分布的主要原因是该蒸发器设计时采用了空气出口与制冷剂入口放在一侧的类似逆流的布置，使各个微元的换热量趋向平均，因此析湿量接近相等，导致含湿量接近线性分布。

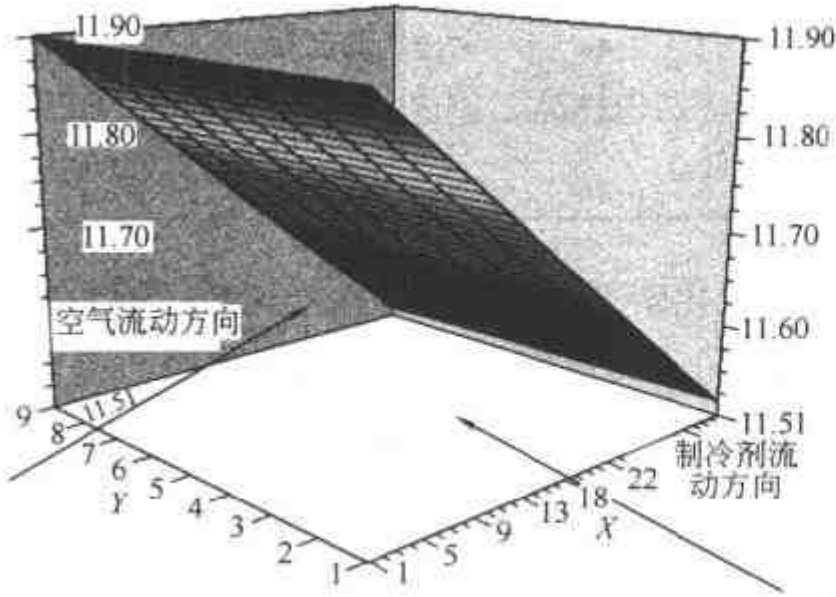


图 4-61 空气含湿量在微通道中的分配

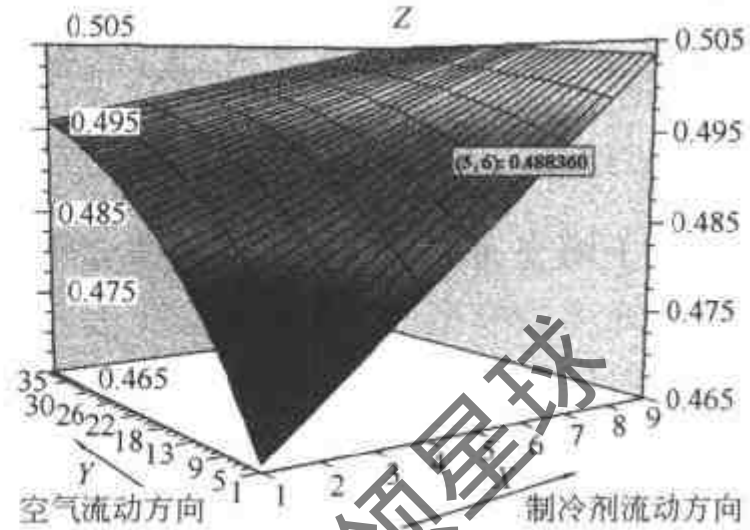


图 4-62 干度在微通道中的变化

图 4-62 中为二氧化碳干度沿程分布。沿制冷剂流动方向，干度上升。越靠近空气入口，干度变化越大。如图所示，制冷剂出口干度相等，入口处于度不等，是建模时假设各通道流量相等造成的。

图 4-63 为换热量沿程分布。沿制冷剂流动方向，换热量随着二氧化碳温度上升而下降；沿空气流动方向，换热量随空气温度的下降而下降。由于空气温度的下降比二氧化碳温度上升慢得多，因此沿空气流动方向的换热量变化比沿制冷剂流动方向慢得多。

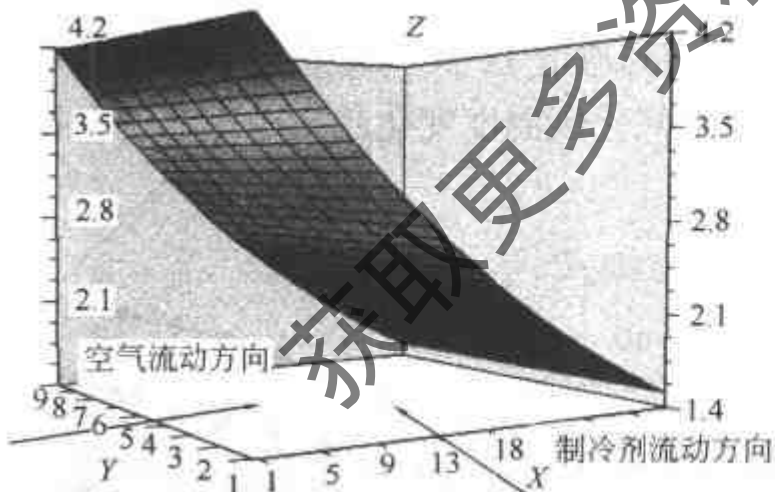


图 4-63 换热量在微通道中的分布

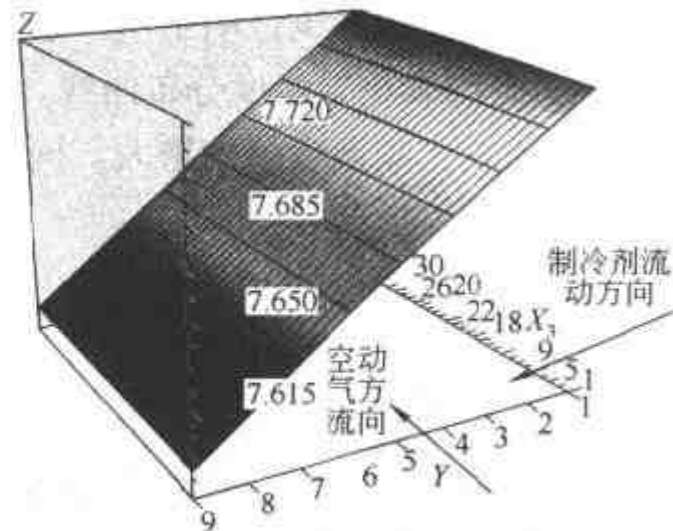


图 4-64 制冷剂温度在微通道中的分配

图 4-64 为二氧化碳温度在微通道中分配。所有微元处于两相区，沿二氧化碳流动方向压降会导致温降。各个微通道由于换热的不平衡带来压降的不平衡。如图所示这种不平衡对温度的影响非常小。图示流程由压降引起的各微通道间温度的最大差别只有 0.008°C 。从图中可见二氧化碳在平行流式微通道蒸发器中分配均匀，实验结果也证明了这一点。

(2) 微通道换热器的结构敏感性

为了提高换热器效率，改进换热器结构，还必须了解各结构参数对换热器效率的影响。

上海交通大学的仿真结果，参数对气体冷却器换热性能的影响示于图 4-65~图 4-68 中。

保持扁平管管宽、管长和高度都不变，改变微通道内径从 0.6~1.5mm，得到的结果见图 4-65。由图 4-65 可见，微通道管管径变小，制冷剂流速上升，对流换热加强，使换热量有增大的趋势；同时微通道管管径减小使对流换热面积减小。在微通道管直径小于 0.8mm 时减小微通道管直径，对流换热的效果弱于换热面积减少的效果，使气体冷却器换热量下降，而在微通道管直径大于 0.8mm 时减小微通道管直径，对流换热的效果强于换热面积减少的效果，换热量增加。另一方面，由于微通道管管径的减小，气体冷却器的内容积减小，铝管的体积上升，气体冷却器的质量上升。质量的上升快于换热量的上升，微通道管直径减小，单位质量换热量减小，管直径大于 1mm 时减小得快，小于 1mm 时减小得慢。

因此，如果要使换热量最大，应设计微通道直径在 0.8mm 左右，如果换热器质量也是一个重要的考虑方面，应设计较大的微通道直径。但是，气体冷却器的微通道管管径不能太大。由于要满足承压要求，太大的微通道管管径必然导致管子的壁厚加大，这样气体冷却器的质量不一定会减少，单位质量换热量也就不一定会增加。同时微通道管的直径也不宜过小（小于 0.7mm），否则换热量会急剧下降，而且会给加工微通道气体冷却器带来很大的困难。

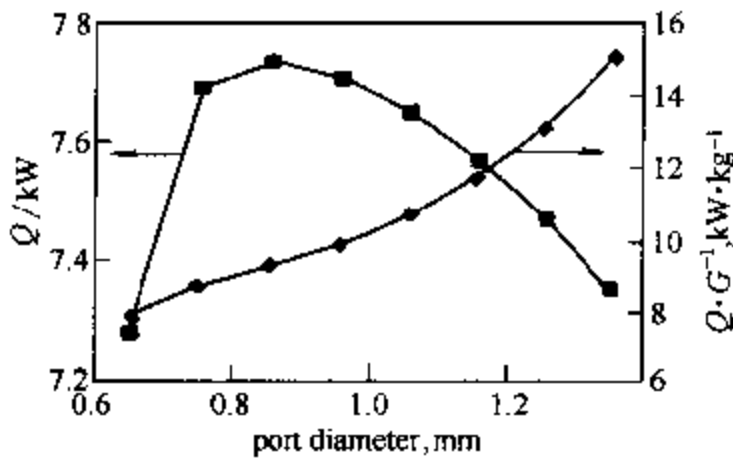


图 4-65 通道直径的影响^[23]

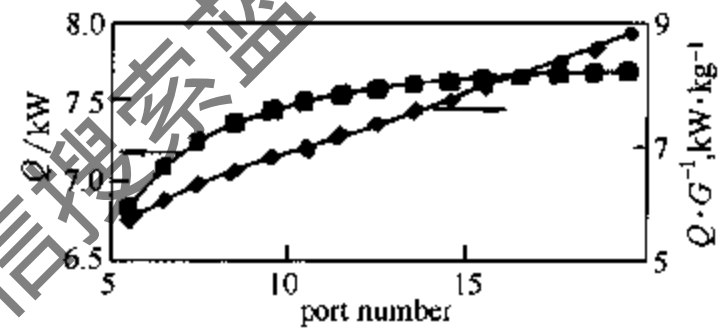


图 4-66 通道数目的影响^[23]

在给定气体冷却器外体积的条件下，其他结构参数都不发生变化而只改变微通道数。其结果如图 4-66 所示。微通道数目增加，制冷剂流速下降，对流换热减弱，换热量有减小的趋势；微通道数增加，气体冷却器的换热面积增加，使换热量有增加的趋势。由于换热面积增加的效果大于对流换热减弱的效果，气体冷却器换热量上升。由于通道数上升而其他结构参数不变，通道数的增加使气体冷却器的内体积增加。在给定外体积假设的情况下，外体积和内体积的差减小，铝管所占的体积下降，气体冷却器的质量下降。换热量上升，气体冷却器质量下降，单位质量换热量上升。增加通道数能改善气体冷却器的性能，但是在扁平管宽和微通道管管径不变的情况下，通道数取得太多，使通道间的距离减小，无法承受超临界的高压。

由于在给定体积条件下，扁平管管长与管数相关，所以这里将两个变量看做一个量进行研究，这样气体冷却器的质量不变，换热量和单位质量换热量的变化曲线形状相同。换热器有 3 个流程，因此扁平管管数的增加是 3 的倍数增加。结果见图 4-67。

扁平管数增加时，管长缩短，制冷剂压降对换热的影响很大，制冷剂流速降低，制冷剂压降大大减小，换热系数减小，但是压降减小的幅度远大于换热系数减小的程度，两者相互作用使换热量增加很快，压降的变化对换热的影响很小，当扁平管数增加到 24 以后都达到了出口最小温差，换热量基本不变，由此可见扁平管也不需要太多，而且一般换热器也会受到尺寸的限制。

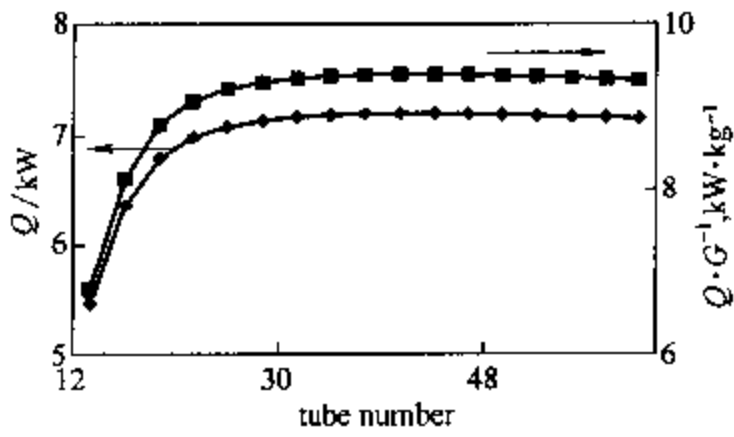


图 4-67 扁平管数的影响^[23]

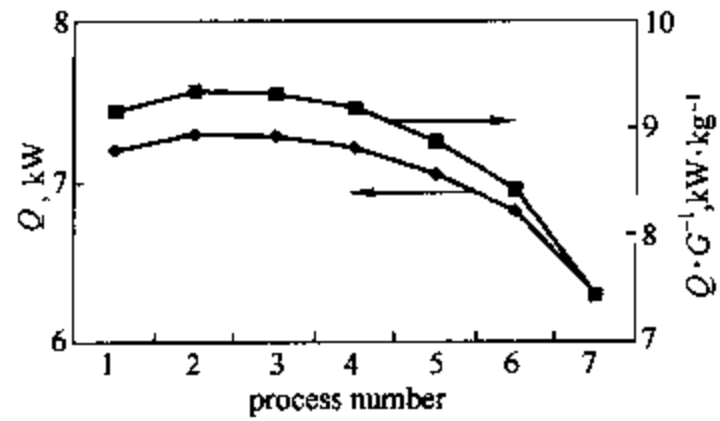


图 4-68 流程数的影响^[23]

流程数改变时，保持扁平管管数不变，所以扁平管长度不变，气体冷却器的其他结构参数也不变，换热面积也不变。程序计算的结果见图 4-68。

流程数的增加意味着每流程的扁平管管数会相应地减少，制冷剂的流速上升，气体冷却器换热量有增加的趋势；同时流程数增加，突缩压降增加，会使压降引起的温降增加，传热温差变小，从而换热量减小。两种影响相互作用使换热量存在一个最大值。改变流程数目时气体冷却器的质量不变，单位质量换热量的变化趋势与换热量的变化趋势相同。由计算结果发现流程数目在 2~4 之间较好。

可见，要同时得到较大换热量和较小的气体冷却器质量，应使微通道管径在 0.7mm 以上 1mm 以下；流程的数目应在 2~4 之间；微通道管的数目应大于 24。

(3) 微通道换热器的改进形式和性能

平行流微通道换热器整体上是叉流的，由于逆流换热器的换热效率最高，加上气体冷却器制冷剂侧具有很大的温度梯度，逆流布置对于气体冷却器的重要性远远大于其对于蒸发器或冷凝器的重要性。因此美国伊利诺斯大学提出采用所谓的“多排”布置 (Multi-slabarrangement)，来提高气体冷却器效率。图 4-69 中所示是他们所设计的三排气体冷却器结构示意图，其结构参数见表 4-24。气体冷却器长 607mm，高 355mm，深 18mm。这种换热器也可采用微通道管结构，见图 4-70。

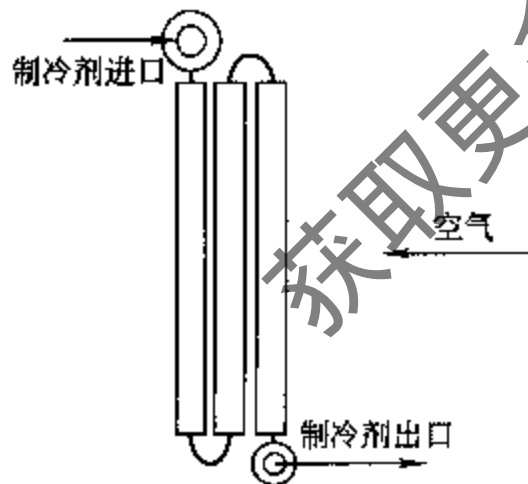


图 4-69 三排气体冷却器结构^[20]

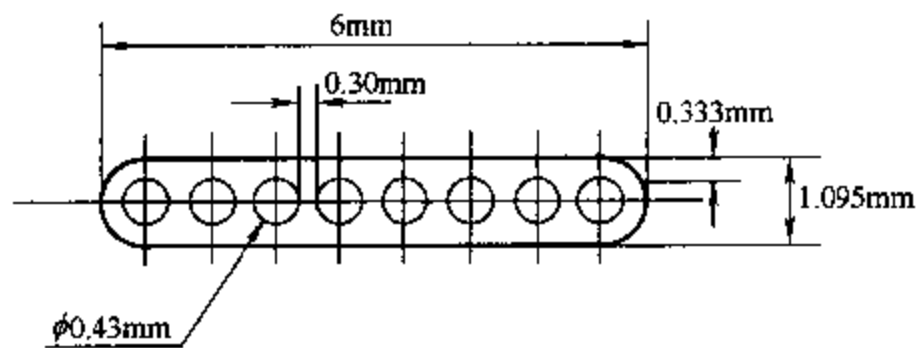


图 4-70 微通道管尺寸^[20]

表 4-24 气体冷却器尺寸^[20]

表面积, m ²	0.179	管数	66	槽角度, (°)	27
容积, m ³	0.0039	翅片厚度, mm	0.102	槽间距, mm	1.016
空气侧面积, m ²	6.86	翅片间距, mm	1.155	翅片高度, mm	7.925
制冷剂侧面积, m ²	0.76	每米翅片数	866	栅长度, mm	6.6

在空气进口温度为 48.9°C ，空气质量流量为 1.084kg/s ，制冷剂进口温度为 131.5°C ，制冷剂进口压力为 12.323kPa ，制冷剂质量流量为 52g/s ，对采用相同结构微通道管的平行流微通道气体冷却器的仿真比较，图 4-71 和图 4-72 分别给出了在每排中和在每个流程中沿着制冷剂流向上的制冷剂温度分布。对多排布置而言，最靠近制冷剂入口的一排有最大的传热量，最靠近空气入口处的一排比起在多流程情况下相同位置的流程而言，具有较高的效率。

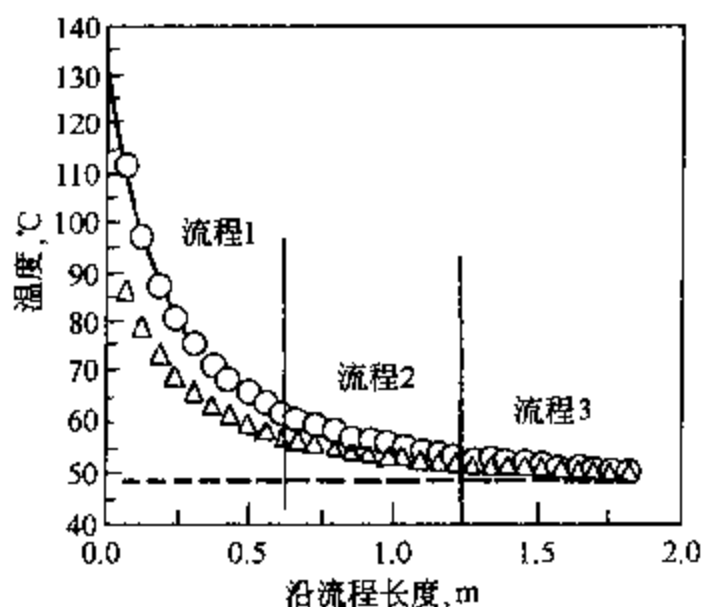


图 4-71 沿着每个流程上的温度分布^[20]

○—制冷剂；———空气进口；△—空气出口

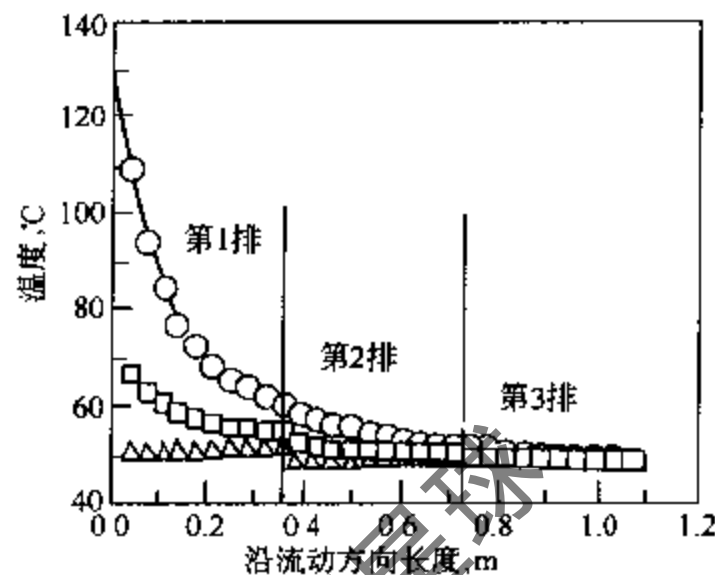


图 4-72 沿着每排的温度分布^[20]

○—制冷剂；□—空气出口；△—空气进口

仿真结果表明：多排布置的气体冷却器，制冷剂的出口温度约为 49.9°C ，这意味着最小温差为 1°C ，此时气体冷却器出口处制冷剂的焓为 333.1kJ/kg 。非常高的空气流速 (1.084kg/s) 导致了这种情况的发生。如果空气的流速减小到 0.774kg/s ，则制冷剂的出口温度为 50.8°C ，最小温差为 1.9°C ，气体冷却器出口处制冷剂的焓为 337.5kJ/kg 。对于平行流微通道气体冷却器，制冷剂的出口温度为 51.2°C ，这意味着最小温差为 2.3°C ，而在气体冷却器出口处制冷剂的焓约为 341.9kJ/kg 。非常高的空气流速 (1.084kg/s) 导致了这种情况的发生。如果空气的流速减小到 0.774kg/s ，则制冷剂的出口温度为 52.9°C ，最小温差为 4°C ，气体冷却器出口处制冷剂的焓为 350.8kJ/kg 。受这种温度分布的影响，在使用多通道布置的前提下，很难再减小最小温差。可见多排布置与多流程布置相比，最小温差减小了 50%，制冷剂的出口焓减少了 2.6%（对于空气流量为 1.084kg/s 而言，若空气流量为 0.774kg/s ，则减少了 3.9%），预期 COP 的提高可达到 5%，在空气流速较低和换热量较高的情况下，多排布置显得更有效。

4.5 辅助设备及其对系统控制特性的影响

4.5.1 系统参数控制及其特性

在跨临界 CO_2 制冷系统中，高压侧压力与温度为相互独立的两个参数，系统在一定的热源和热汇条件下，存在一个使 COP 最高的高压侧压力，从这个角度出发高压侧压力对系统的运行性能尤为重要。此外与常用制冷装置一样，蒸发器出口过热度也是影响系统性能的重要参数。这对它们的控制至关重要。

(1) 高压压力控制

为了达到控制高压侧压力和调节系统主要部件内制冷剂充注量的目的，系统中通常设有低压贮液器，稳态运行时蒸发器基本上都在两相区换热，没有必要对蒸发器出口过热度进行

控制，此时系统最需要控制的参数就是高压压力。

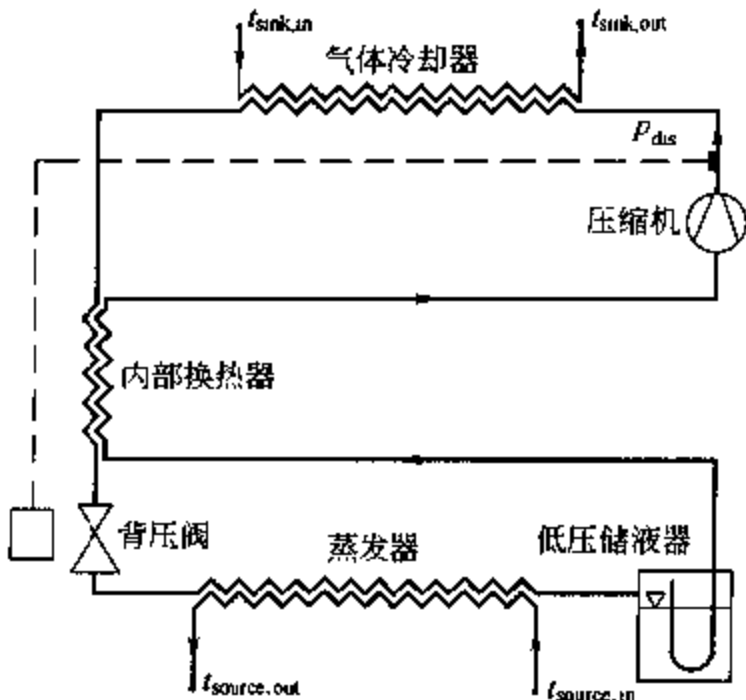


图 4-73 背压阀在跨临界 CO₂ 制冷系统中的位置图^[24]

控制高压压力可以通过气动或电动的节流阀实现。如背压阀、电磁阀。背压阀安装在气体冷却器之后，如果系统中有吸气热交换器，则在吸气热交换器的高压侧出口，根据进入气体冷却器的 CO₂ 压力确定背压阀的开度，从而达到控制系统运行状态的目的。图 4-73 为背压阀在跨临界 CO₂ 制冷系统中的位置示意图。

除了背压阀以外，还可以采用其他阀门来控制高压侧压力。使系统运行性能最好的高压侧压力主要依赖于环境温度，即热汇温度。因此可以采用电子膨胀阀和压力控制系统控制高压压力，高压压力是控制变量，阀的开度是操作变量，采用 PID 或 PI 控制，将高压压力控制在根据实验所得使 COP 最大高压压力与环境温度的关系式计算值上。

图 4-74 是日本 Nagoya 研究开发中心实验得到的使 COP 最大的高压压力与环境温度的关系，图 4-75 为根据图 4-74 的关系对跨临界 CO₂ 汽车空调系统高压压力采用 PID 控制的实验结果。环境温度的变化无规则。高压压力控制在设定点上，能很好地响应环境温度的变化。对于环境温度可以充分控制高压侧压力。

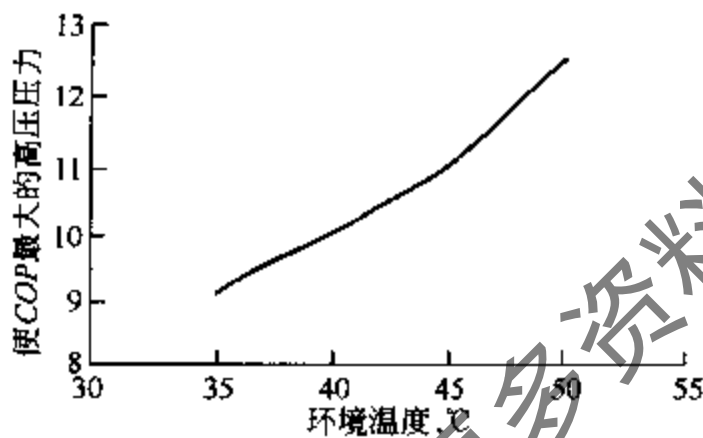


图 4-74 使 COP 最大的高压压力与环境温度的关系^[25]

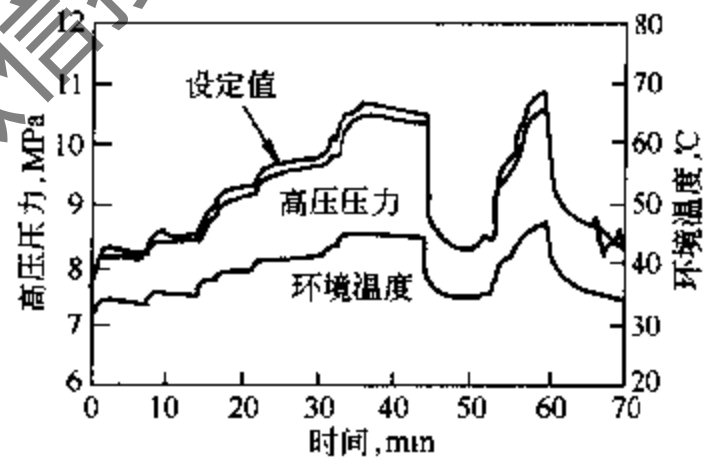


图 4-75 根据环境温度控制高压侧压力的控制结果^[25]

图 4-76 为奥地利 Graz 科技大学的热能工程研究所设计的热容量为 10~18kW 的水源热泵采用 PI 控制器和热汇质量流量控制器的得到的系统动态特性。开始时制冷剂的压力为 43bar (1bar = 10⁵Pa)，对应的温度值约为 8℃。大约经过 1min 以后，排气压力和吸气压力的值就与稳态时的值相差不大了。而排气压力向最佳压力值的微调是在 PI 控制器和热汇质量流量控制器的共同作用下产生的，后者还被用来使系统达到需要的热汇出口温度。在 60℃ 时达到所需要的值约需要 4min。

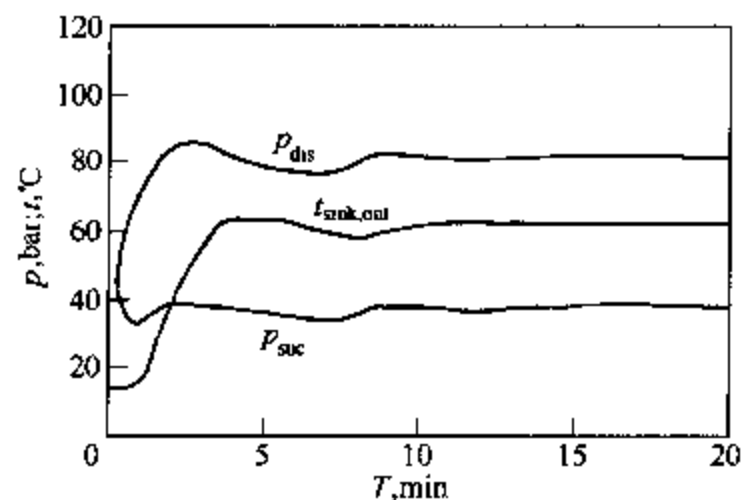


图 4-76 高压压力控制系统的动态特性^[24]

$n = 1020\text{r/min}$; $t_{\text{snk,in}} = 10^\circ\text{C}$;
 $t_{\text{source,in}} = 10^\circ\text{C}$; $M_{\text{source}} = 1500\text{kg/h}$

在设计这样的系统时要注意的一点是润滑油

和制冷剂的相溶性。在稳定运行时，储液器中将出现饱和状态。由于液态制冷剂的密度随温度的变化很大， 10°C 时为 $860\text{kg}/\text{m}^3$ ， -20°C 为 $1030\text{kg}/\text{m}^3$ ，这也许会使不溶解的油层由容器的底部上升到顶部。此外，在这样的系统中，储液器将会导致不能忽略的成本升高。

(2) 过热度控制

由于循环的 COP 与压力之间的关系曲线较为平坦，即压力较大的改变也不会对 COP 产生太大的影响，因此在系统运行的外界参数变化较少时对排气压力进行精确的控制并无必要，在系统中不装储液器而是对蒸发器出口的过热度进行控制是一个性价比更高的方法，并且可以从根本上解决回油问题。

图 4-77 为工质在系统中的流动示意图。这种没有储液器的系统，可以作为 CO_2 制冷剂的公共汽车空调系统。这种系统的特点是高压侧的压力不能由外部调节。因此高压侧压力是一个内部参数。影响它的因素有系统的尺寸和结构、制冷剂充注量、压缩机的转速、过热度的大小以及一些外部参数，例如热汇的入口温度和质量流量等。

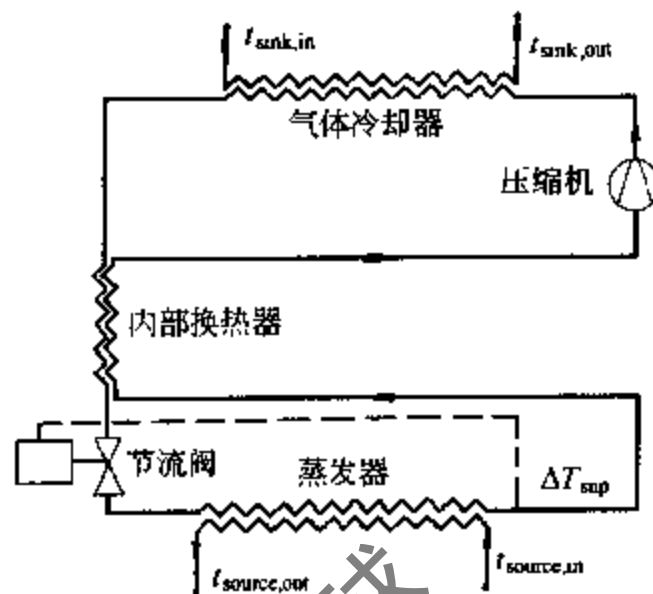


图 4-77 没有储液器的系统[24]

COP 和排气压力与热源入口温度的关系如图 4-78 中所示 (“ ΔT ”)。同时还给出了装有储液器的系统对排气压力进行最优控制时的 COP 和排气压力的值。从图中可以看出，当热源入口的温度小于 7°C 时，应用过热度控制的系统的排气压力的值大于装有储液器的系统的最佳排气压力，而当温度大于 7°C 时，情况则相反。仿真结果表明，温度越低，则两者之间的差值越大，当温度为 -10°C 时，差值达到了 15bar ($1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$)，但这对系统运行带来的影响却比较小——尤其对 COP 。

这种压力的差异随着系统中制冷剂充注量的改变有很大的变化。在所讨论的范围内，利用过热度控制的系统中的最佳制冷剂质量是差不多的，当热源的入口温度为 -10°C 时，如果系统中制冷剂的充注量比最佳值多出 15% 的话，则带来的后果是排气压力比最佳的排气压力值高出 40bar ($1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$) 左右。相反，当系统中制冷剂的充注量不足时，排气压力的值却不会比最佳的压力值低很多。这意味着制冷剂的泄漏不会导致热泵的效率降低太多。

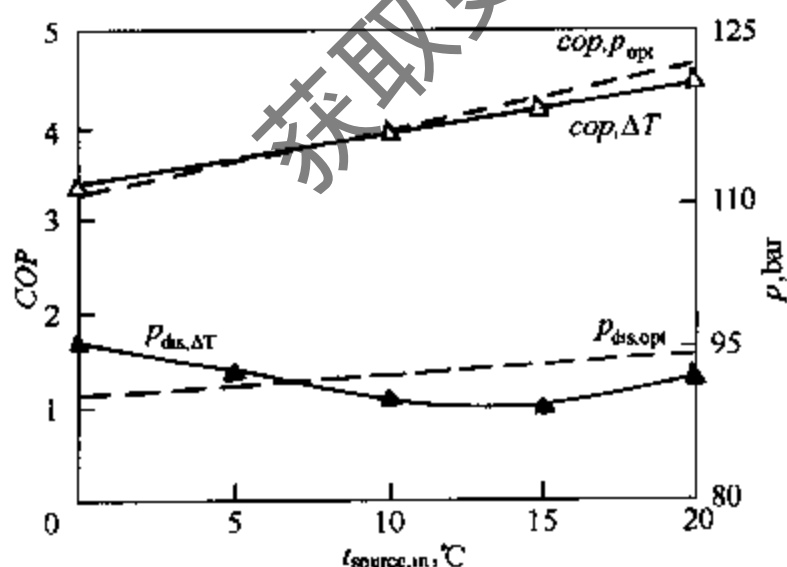


图 4-78 热源温度变化时控制策略比较 ΔT_{sup} 和 p_{dis} 比较[24]

$n = 1020\text{r}/\text{min}$; $t_{\text{sink}} = 10 \sim 60^{\circ}\text{C}$;
 $M_{\text{source}} = 150\text{kg}/\text{h}$

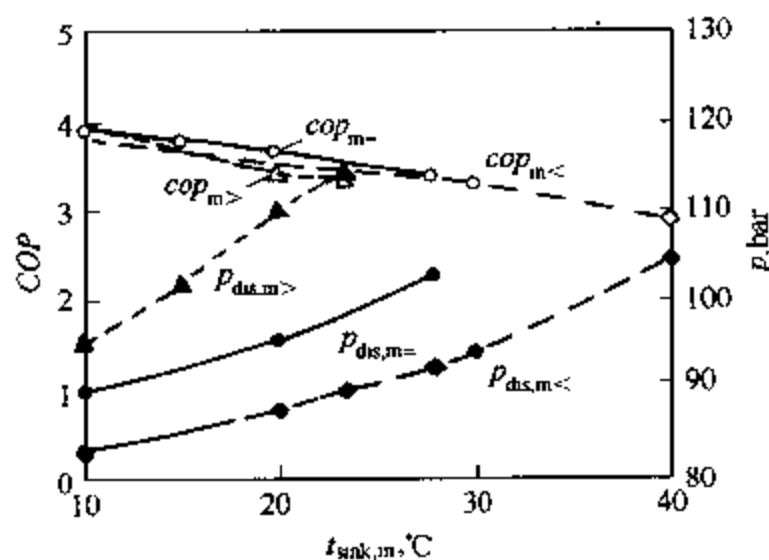


图 4-79 变热汇入口温度时控制策略比较 ΔT_{sup} 和 p_{dis} 比较[24]

$n = 1020\text{r}/\text{min}$; $t_{\text{sink,out}} = 60^{\circ}\text{C}$;
 $t_{\text{source,in}} = 10^{\circ}\text{C}$; $M_{\text{source}} = 1500\text{kg}/\text{h}$

图 4-79 中分别是过充注（下标为“M>”）、正确充注（下标为“M=”）及欠充注（下标为“M<”）三种情况下系统 COP 及排气压力与热汇入口温度之间的关系曲线。正确充注量指的是当热汇温度为 10℃，排气压力对应于最佳值时的系统中制冷剂充注量，保持以下两个值不变： $t_{source,in} = 10^\circ\text{C}$ ， $t_{sink,out} = 60^\circ\text{C}$ 。系统充注量越大，排气压力也越高。当压力变化时，COP 的值并不会比可能存在的最大值减少很多，然而考虑到各部件的强度和安全性，高压侧的压力可能会带来一些问题。

事实表明过热度的大小，相比起高压侧的压力变化，它只能算是一个次重要的问题。当过热度由 3K 变化到 7K 时，相对应的排气压力增量为 2bar (1bar = 10⁵Pa) ($t_{source,in} = 10^\circ\text{C}$ ， $t_{sink,out} = 10 \sim 60^\circ\text{C}$)。

奥地利 Graz 大学开发的采用这种系统和过热度控制的热泵，热启动和冷启动后 25min 内排气压力，吸气压力和蒸发器出口过热度的数值曲线如图 4-80。图(a)中纪录的是长时间停机后再启动实验装置所得到的实验测量值（冷启动），图(b)中则是短暂停机后启动得到的测量值（热启动）。

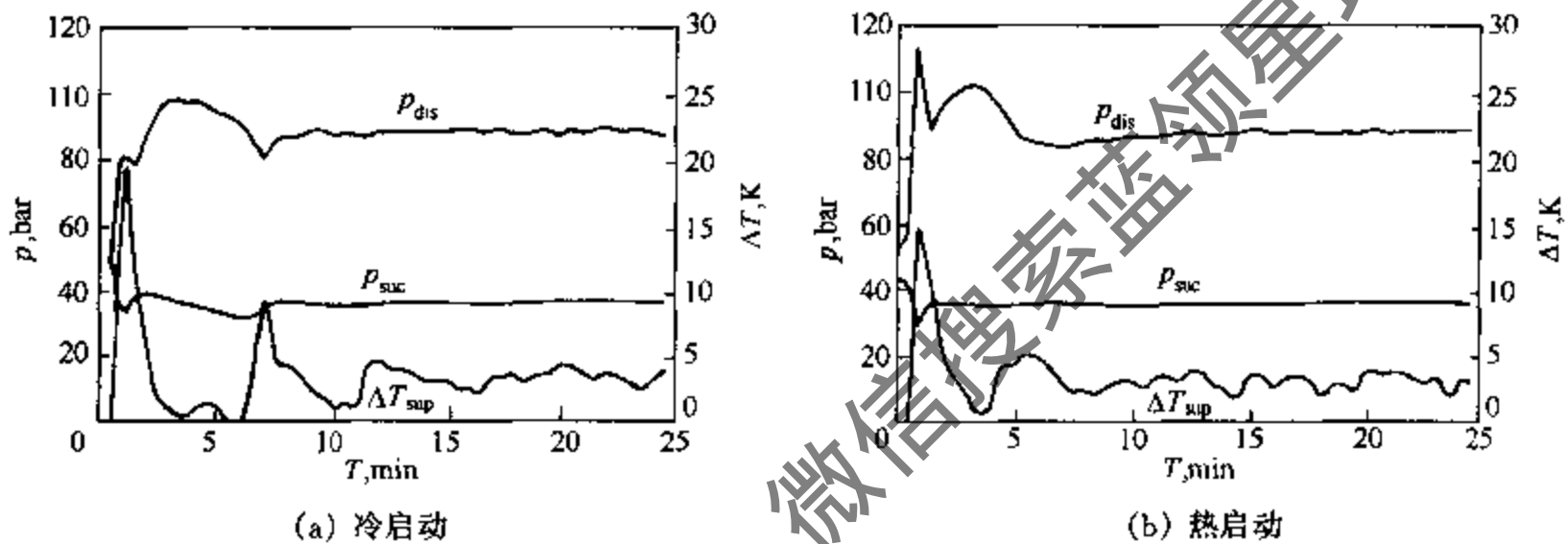


图 4-80 没有储液器系统的动态特性^[24]

$n = 1020\text{r/min}$; $t_{sink} = 10 \sim 60^\circ\text{C}$; $t_{source,in} = 10^\circ\text{C}$; $M_{source,in} = 1500\text{kg/h}$

从冷启动到系统达到稳定运行并没有出现一个明显的压力的峰值，虽然这期间过热度的最大值几乎达到 20K。而如果充分利用控制器和节流阀，这个过热度峰值可以大大地减小。

相反，在热启动后，则必然会出现一个压力的明显的峰值。这是因为尚未冷却的冷凝管导致在节流阀的入口处出现较高温度的制冷剂。而制冷剂具有较高的温度又进一步导致它的比容变大，这使得虽然节流阀的开度已经是最大值，可是入口处的阻力值还是很大。然而，如果使用入口直径更大的节流阀，这个峰值可以减小。

(3) 联合控制

在跨临界 CO₂ 制冷系统中可以采用蒸发器出口过热度 and 高压侧压力独立控制，以便将系统控制在最佳的运行状态，即在蒸发器入口安装热力膨胀阀控制蒸发器出口过热度。通常在这种情况下节流阀和热力膨胀阀之间安装有储液器，制冷剂可以在系统中以一个中间压力储存起来（图 4-81）。在系统中安装两个阀门和一个处于中间压力下的容

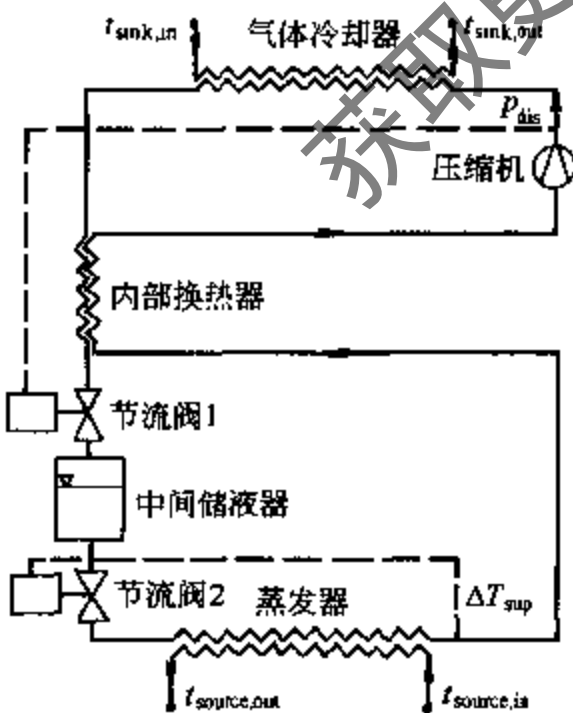


图 4-81 装有中间压力容器的系统^[24]

器实现分两步的膨胀，就会集合以上所提到的两个系统所拥有的优点。

如果系统能够做到正确的设计及充注，在稳定运行时，在第一次膨胀以后，制冷剂应处于饱和液体状态。而此时的中间压力就应为饱和压力，因为中间压力容器中的制冷剂出口被布置在容器的底部，也就是说，只要系统的总体运行能保证中间压力容器中存在一定的液态制冷剂，则只有液态的制冷剂可以流出中间压力容器。低排气压力时制冷剂的温度要大大高于高排气压力时制冷剂的温度，因此两种不同情况下系统中制冷剂从膨胀到饱和都具有不同的压力和密度。此外，排气压力和（或）热汇及热源温度的变化会导致部件中制冷剂的质量有较大的变化，因此，这个系统要求具有较大的中间压力容器和大的制冷剂充注量。

当中间压力容器的容积太小或其中的液态制冷剂消失时，两相混合物——产生于第一个节流过程——便会进入第二个阀门。由于两相混合物具有很大的比容，第二个阀门也许不能提供足够的制冷剂质量流量，这会导致制冷剂在蒸发器的出口处过热度过高，这是不希望。

具有储液器的系统满足从效率到运行特性的一切要求，但是如果热源的温度改变不大，则一个没有储液器的通过过热度来实现控制的系统具有更高的性价比，并且可以从根本上解决可能存在的回油问题。并且必须很好地确定系统中制冷剂充注量，因为循环中的制冷剂过多会导致排气压力升高。反之，如果过少或发生制冷剂的泄漏，则可能会带来效率变低。此外，在设计这样的一个系统时，还必须考虑到启动时可能出现的压力峰值。

而如果在系统中采用分两个阶段的节流，则可以综合上述所提到的两个系统的优点，即可以对高压侧压力进行最优控制，又可以解决回油问题。但对这样的一个系统而言，问题在于确定压力容器的大小。必须保证它有足够的容积，以便在系统运行的期间保证它能起到一个储液器的作用（有一定高度的液态制冷剂存在）。如果容器的容积过小，则会导致制冷剂以气液两相混合物的状态进入第二个节流阀，这将会使蒸发器出口的制冷剂过热度过大。

4.5.2 冷热媒参数控制及其特性

除了控制高压侧压力和蒸发器出口过热度以外，从热源或热汇的需求出发，还可以以控制热源或热汇的出口温度或进出口温差和压力为目标。日本电力工业中央研究所（CRIEPI）Yokosuka 实验室曾在盐水为热源、水为热汇的 CO₂ 热泵中采用了由针阀和步进电机组成的膨胀阀，保持蒸发器 CO₂ 进出口温差恒定，该膨胀阀与变流电动机驱动的压缩机联合控制系统运行状态。采用 PID 控制的自动膨胀阀能够达到良好的控制目的。

4.5.3 安全性

CO₂ 的毒性的影响很小，但是也不容忽视，即 CO₂ 作为新陈代谢的产物会影响人体的呼吸系统。当 MAK 的值（工作区能够集中的最大值）接近体积的 1% 时，我们的呼吸系统已经受到的影响相当与 MAK 为体积的 3%~5% 的情况。因此必须阻止 CO₂ 系统的排气全部释放到乘客所在空间中，必须安装 CO₂ 传感系统。

跨临界 CO₂ 制冷系统 CO₂ 压力是常用 CFC 类和 HCFC 类制冷剂的 7~8 倍，高压安全问题是一个必须考虑的问题。在系统正常运行时必须保证如果系统发生超压 CO₂ 能够快速泄放，所以系统中必须安装安全阀或泄压阀。除此以外，还必须保证在特殊情况下的安全性，如当系统发生破裂时，制冷剂膨胀所释放的能量和压力波的大小。

CO₂ 的容积制冷量大、压力损失的影响小，导致内部容积小，因而压力与制冷剂容器和管路中容积的乘积小。从爆炸实验中可看出，由于 CO₂ 蒸汽的自发性压降，破裂的管子立即部分冻住。进行维修时需要特别的小心，对结构进行一些改变有利于将损害的危险程度降至最低。所有的部件都能满足爆破强度的要求。

爆炸能量是系统发生爆炸或破裂时制冷剂膨胀所释放的能量，它代表了发生破裂时可能造成的破坏程度。由于膨胀非常迅速，周围环境中的空气来不及与制冷剂进行热交换，可以近似认为这一爆炸过程为可逆的绝热过程即等熵过程。由能量守恒定律不难得到，制冷剂所释放的能量：

$$E = m(u_i - u_o) \quad (4-2)$$

式中 E 表示爆炸能量； m 表示制冷剂质量； u 表示内能；下标 i 表示爆炸前； o 表示爆炸后。

CO_2 的三相点压力为 5.1795MPa，高于大气压，制冷剂从系统中 2~20MPa 等熵膨胀到大气压下， CO_2 必然进入三相区。研究表明跨临界 CO_2 制冷系统的爆炸能量与常用 CFC 系统相当，发生爆炸时不会产生很大的破坏。

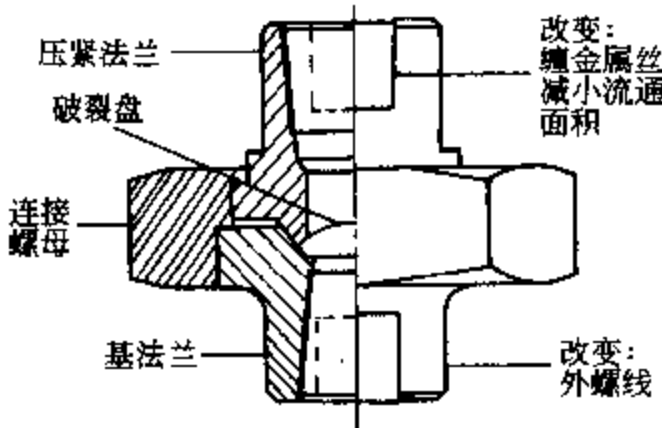


图 4-82 实验破裂盘接头^[26]

当装有压缩液体或超临界流体的容器发生破裂时，流体突然解压可能导致沸腾液体蒸汽爆炸现象。沸腾液体蒸汽爆炸现象是指容器内的流体突然解压，导致液体骤然蒸发，从而引起瞬时超压，压力会达到一个峰值，这个压力波可能破坏容器和周围的物体并对人体造成危害。在液化天然气储罐中由于流体的可燃性，这种现象的危害尤其显著，在 CO_2 制冷系统特别是大型制冷装置中也应该考虑这一点。挪威科学技术大学对此进行了一定的研究，图 4-82 为其实验设备，实验证明了这一压力峰值确实存在，但是对它产生的危害大小还有待于进一步的研究。

4.6 CO_2 强迫对流流动和换热

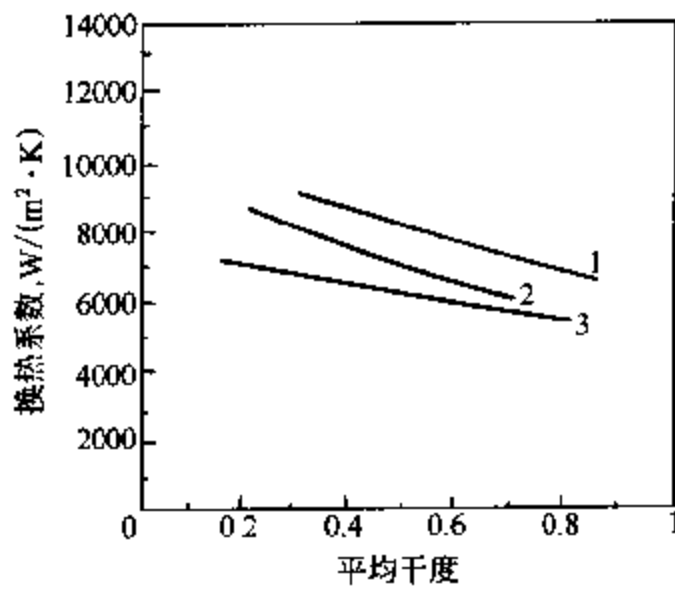
4.6.1 CO_2 强迫对流沸腾流动和换热

(1) CO_2 强迫对流沸腾流动和换热

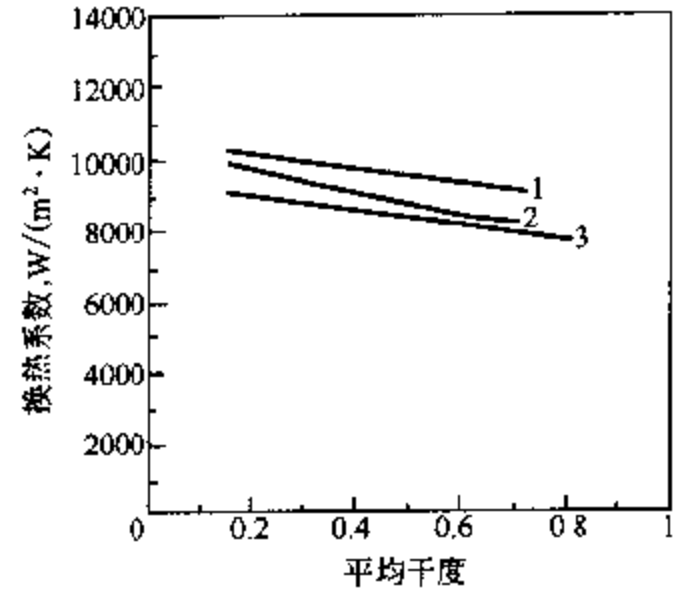
影响沸腾换热系数的主要因素包括：热流率、质量流率、蒸发温度和干度。管内流动沸腾的换热机理主要包括对流沸腾和核态沸腾两种，换热机理和流动状态决定了各种参数对换热系数和压降的影响程度。 CO_2 在微通道中的流动沸腾换热主要是核态沸腾。管径越小，换热系数越高。

在图 4-83~图 4-86 为马里兰大学在 6mm 水平圆管上测量的 CO_2 强迫对流沸腾换热系数，从图中可以看到热流率、质量流率和蒸发温度对换热系数对沸腾换热的影响，以及以上参数改变时传热机理的转化。

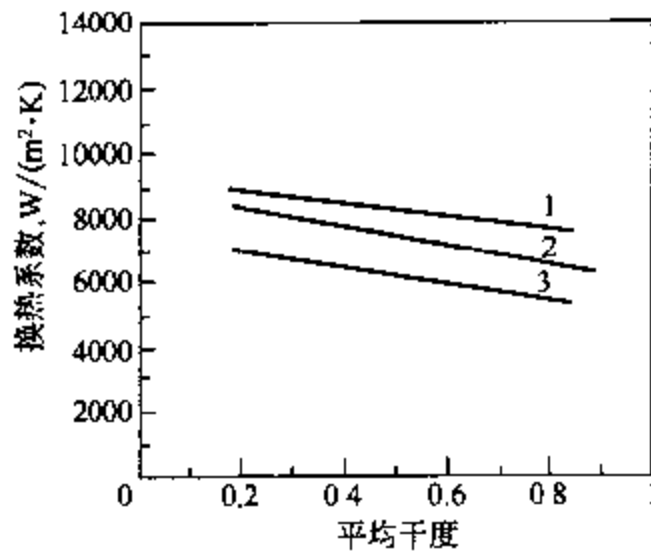
图 4-83 和图 4-86 为热流率和质量流率变化时换热系数随平均蒸汽干度变化的实验结果。热流率增加，沸腾传热机理从对流沸腾转变为核态沸腾，换热系数增大。蒸汽干度增加，换热系数降低，这一情况在高热流率和低质量流率的时候更加明显，这有两种解释：一种是蒸汽和液体的密度差异引起的，蒸汽干度增加时相速度并没有明显增加，不足以抵消抑制核态沸腾的影响；另一种解释是低质量流率时流动形式主要是波状分层流动，流动截面的上半部分主要是 CO_2 蒸汽，由于液体层很薄，干涸首先在这一部分发生，蒸汽干度增加时干涸的区域将会延伸，因此干涸点是质量流率的函数。对 CO_2 在水平管内的沸腾换热和在垂直管内的向下流动，质量流率增加，当质量流率低时，核态沸腾是主要的，换热系数增加很少，当质量流率高时，对流沸腾是主要的，换热系数增加较大；而在垂直管内的向下流动



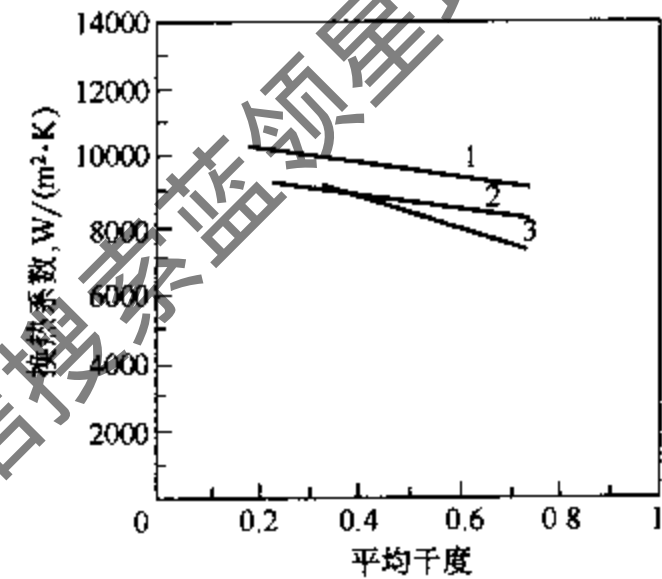
(光滑管, 蒸发温度 10℃, 质量流率 160kg/m²·s)
图 4-83 换热系数随平均蒸汽干度的变化
($G = 160\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$)^[27]
热流率/kW·m⁻²: 1—20; 2—15; 3—10



(光滑管, 蒸发温度 10℃, 质量流率 320kg/m²·s)
图 4-84 换热系数随平均蒸汽干度的变化
($G = 320\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$)^[27]
热流率/kW·m⁻²: 1—20; 2—15; 3—10



(光滑管, 蒸发温度 10℃, 热流率 10kW/m²)
图 4-85 换热系数随平均蒸汽干度的变化^[27]
质量流率/kg·m⁻²·s⁻¹: 1—320; 2—240; 3—160



(光滑管, 蒸发温度 10℃, 热流率 20kW/m²)
图 4-86 换热系数随平均蒸汽干度的变化^[27]
质量流率/kg·m⁻²·s⁻¹: 1—320; 2—240; 3—160

沸腾, 质量流率增加换热系数减小。在大的质量流率下, 热流率和干度对换热系数的影响削弱, 这是由于此时对流沸腾起主要作用, 流体呈环状流, 管壁得到充分润湿。除以上参数以外, 表面张力是核态沸腾的重要因素, 因此也对沸腾换热系数有显著影响, 特别是在低质量流率和高蒸汽干度的情况下。

CO₂ 在微通道内的流动沸腾换热也观测到了同样的结论, 图 4-87~图 4-90 为挪威科学技术大学在 0.79mm 的微通道扁平管上测得的数据, 从图中还可见蒸发温度越高, 换热系数越大, 图 4-91~图 4-92 为他们所测得的两相压降数据。热流率增加对压降几乎没有影响; 质量流量增加, 两相流动压降增加; 蒸发温度越高, 压降显著减小, 蒸汽干度和油浓度增加 CO₂ 流动沸腾压降增加。

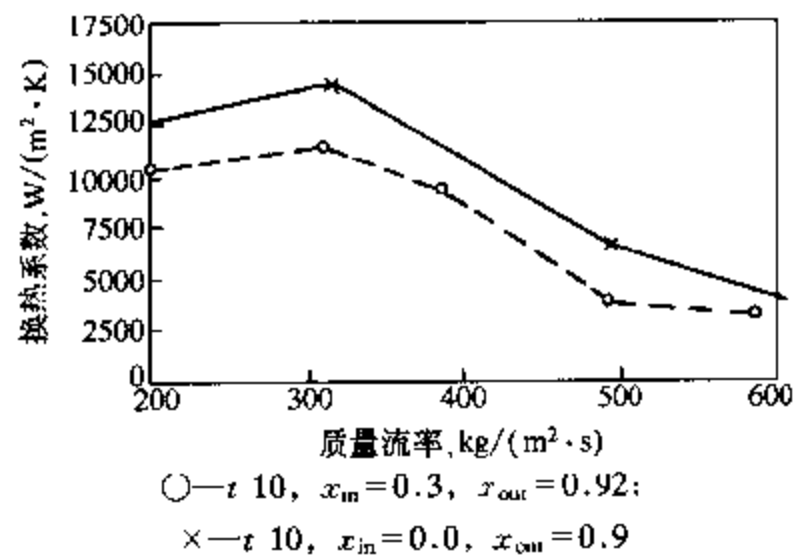
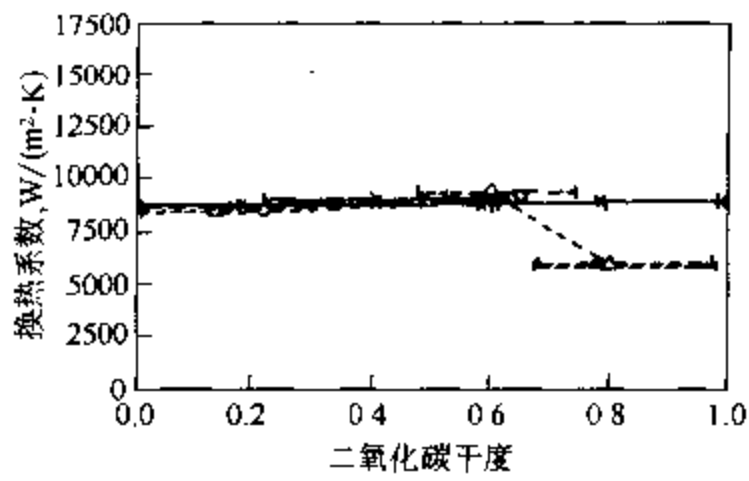
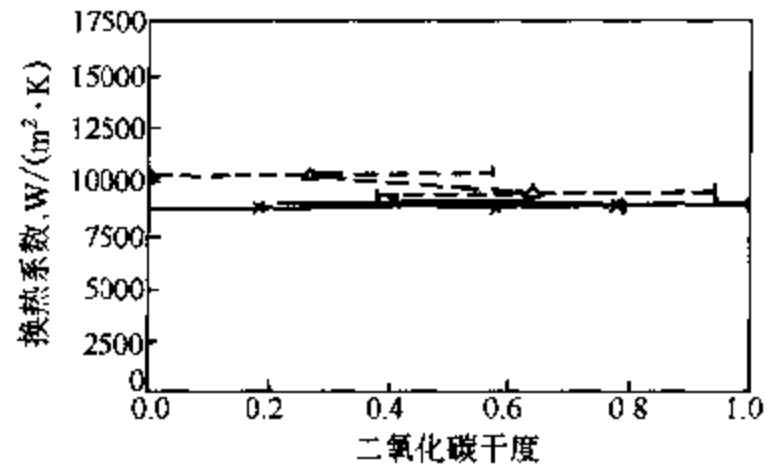


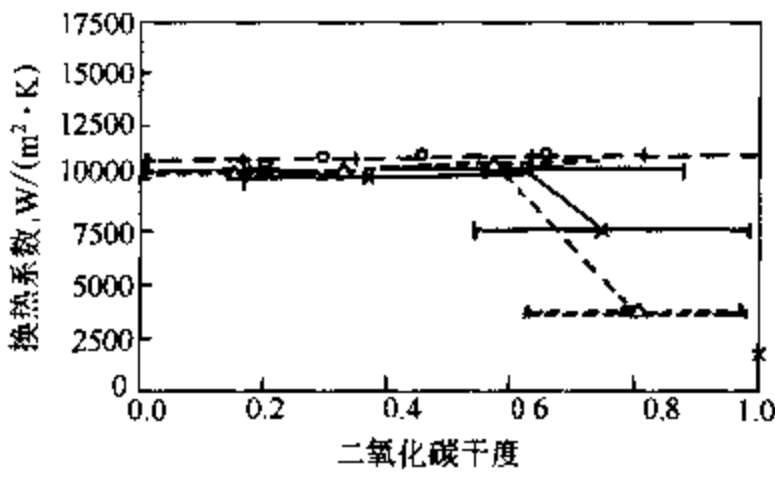
图 4-88 换热系数与质量流率的关系^[28]
(图中 t 表示蒸发温度, ℃; x_{in} 表示进口干度;
 x_{out} 表示出口干度)



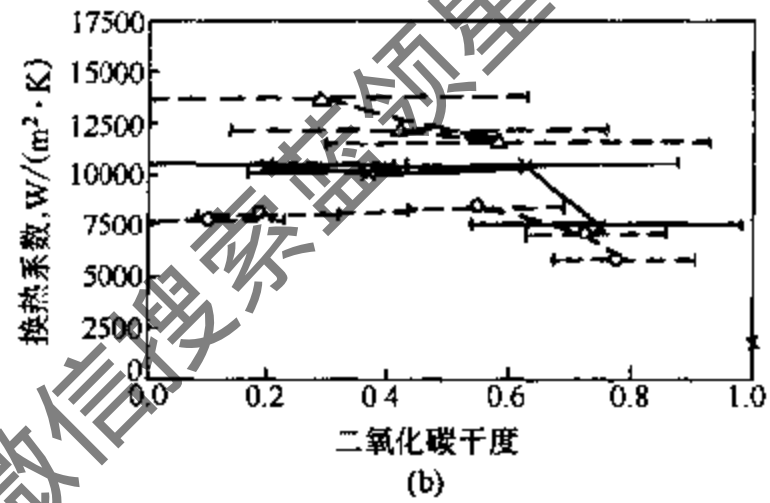
○— $t=0, q=10, m=200$; ×— $t=0, q=10, m=300$;
△— $t=0, q=10, m=400$



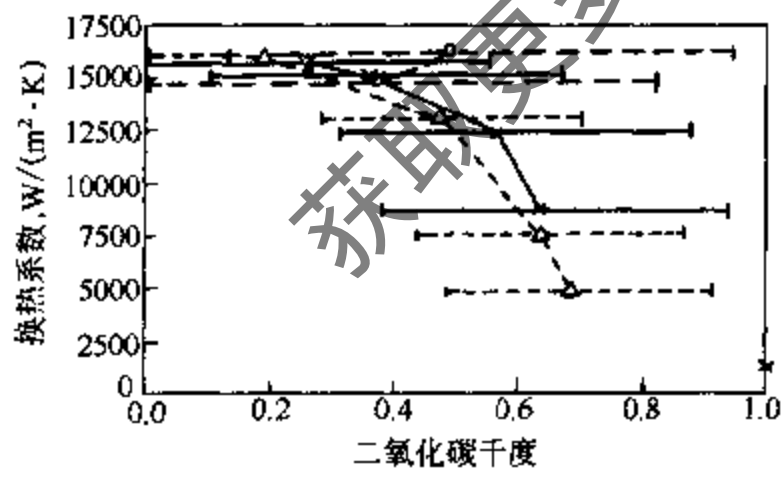
×— $t=0, q=10, m=300$; △— $t=0, q=15, m=300$



○— $t=10, q=10, m=200$; ×— $t=10, q=10, m=300$;
△— $t=10, q=10, m=400$



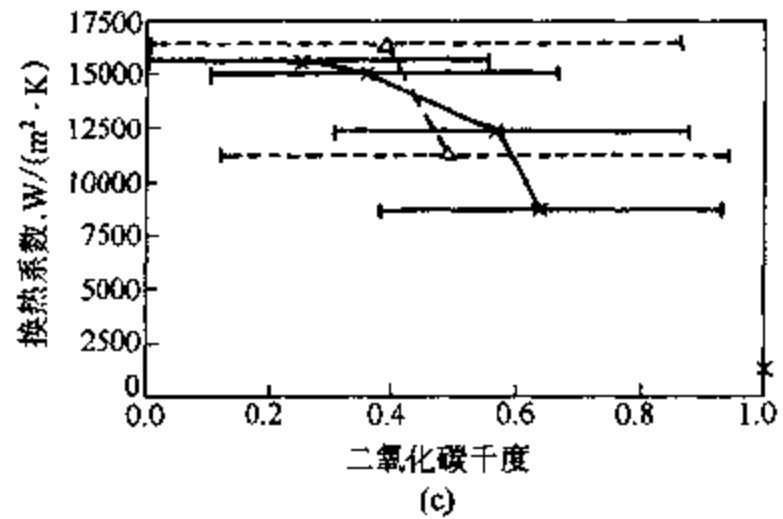
○— $t=10, q=5, m=300$; ×— $t=10, q=10, m=300$;
△— $t=10, q=15, m=300$



○— $t=20, q=10, m=200$; ×— $t=20, q=10, m=300$;
△— $t=20, q=10, m=400$

图 4-87 不同蒸发温度下质量流率对换热系数的影响^[28]

[图中 t 表示蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$; q 表示热流率, kW/m^2 ; m 表示质量流率, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$]



×— $t=20, q=10, m=300$;
△— $t=20, q=15, m=300$

图 4-89 不同蒸发温度下热流率对换热系数的影响^[28]

[图中 t 表示蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$; q 表示热流率, kW/m^2 ; m 表示质量流率, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$]

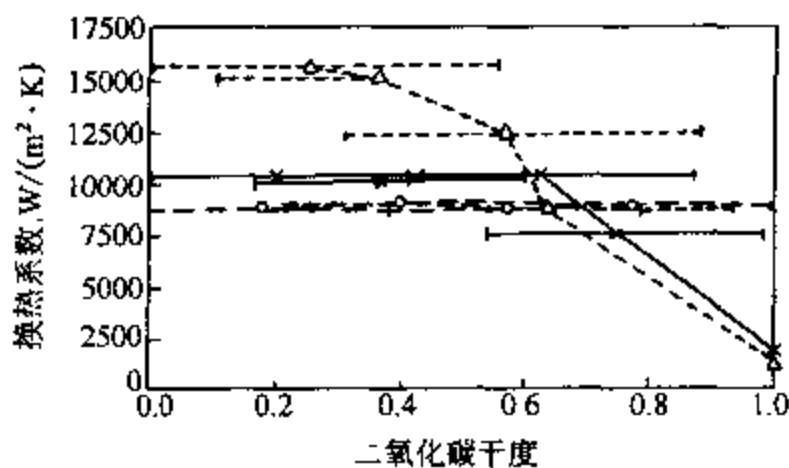


图 4-90 蒸发温度对换热系数的影响^[28]

○— $t=0, q=10, m=300$; ×— $t=10, q=10, m=300$;
△— $t=20, q=10, m=300$

[图中 t 表示蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$; q 表示热流率, kW/m^2 ;
 m 表示质量流率 $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$]

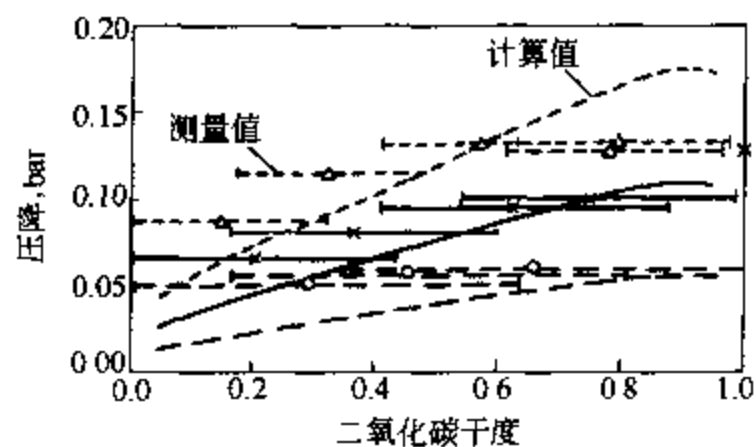


图 4-91 质量流率对两相压降的影响^[28]

○— $t=10, q=10, m=200$; ×— $t=10, q=10, m=300$;
△— $t=10, q=10, m=400$

[图中 t 表示蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$; q 表示热流率, kW/m^2 ;
 m 表示质量流率, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$]

在相同条件下, CO_2 沸腾换热系数是常用 CFC 制冷剂的 2 倍或更高, 而压降则比常用制冷剂高得多, 且管径越小, 差别越大。

(2) CO_2 强迫对流沸腾流动和换热实验关联式

对于 CO_2 在普通管径水平管中的强迫对流沸腾换热建议采用马里兰大学 Hwang 的博士论文^[4]工作中根据 CO_2 沸腾换热的实验结果改进的 Bennett-Chen 实验关联式

$$h = h_{nb} + h_{bc} \quad (4-3)$$

$$h_{nb} = 0.00122 \left(\frac{k_l^{0.79} c_{p_l}^{0.5} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) \times \left\{ T_w - T(P_1) \right\}^{0.4} \left\{ P_{\text{sat}}(T_w) - P_1 \right\}^{0.75} S \quad (4-4)$$

$$S = \frac{1 - \exp\{-F(X_{tt})h_1X_o/k_1\}}{F(X_{tt})h_1X_o/k_1} \quad (4-5)$$

$$X_o = 0.05 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \quad (4-6)$$

$$h_{bc} = h_1 F(X_{tt}) Pr_l^{0.6} \quad (4-7)$$

$$F(X_{tt}) = 1.0 \quad (X_{tt} \geq 10) \quad (4-8a)$$

$$F(X_{tt}) = 2.0(0.213 + X_{tt}^{-1})^{0.736} \quad (X_{tt} < 10) \quad (4-8b)$$

$$h_1 = 0.023 \left[\frac{GD}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D} \quad (4-9)$$

适用范围 $1 \times 10^5 < Re_b < 2 \times 10^5$, 平均误差为 3%, 绝对平均误差为 14%。

对于 CO_2 在普通管径水平管中的强迫对流沸腾流动建议采用 Fuchs (1975) 关联式, 该关联式经实验验证能够用于 CO_2 在普通管径水平管中的强迫对流沸腾流动压降的计算, 具有较好的准确性。

对于 CO_2 在微通道管径管中的强迫对流沸腾换热建议采用马里兰大学根据 CO_2 微通道

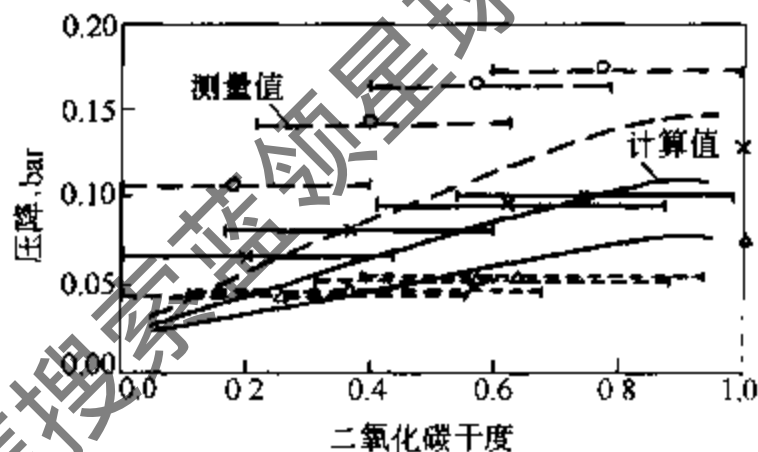


图 4-92 蒸发温度对两相压降的影响^[28]

○— $t=0, q=10, m=300$; ×— $t=10, q=10, m=300$;
△— $t=20, q=10, m=300$

[图中 t 表示蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$; q 表示热流率, kW/m^2 ;
 m 表示质量流率, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$]

强迫对流沸腾换热实验结果改进的 Liu 关联式^[29]

$$h = 1.23 \sqrt{(Eh_1)^2 + (Sh_{pool})^2} \quad (4-10)$$

$$E = \{1 + xpr_1(\rho_1/\rho_v - 1)\}^{0.39} \quad (4-11)$$

$$S = (1 + 0.055E^{0.1}Re_1^{0.16})^{-1} \quad (4-12)$$

$$h_{pool} = 55Pr^{0.12}(-\lg Pr)^{-0.55}M^{0.5}q^{0.67} \quad (4-13)$$

$$h_1 = 0.023 \left[\frac{GD}{\mu_1} \right]^{0.8} Pr_1^{0.4} \frac{k_1}{D} \quad (4-14)$$

该公式的误差在 20% 以内。

对于 CO₂ 在微通道管径管中的强迫对流沸腾流动压降建议采用 Tran (1999) 关联式^[29] 计算

$$\Delta P_f = \{1 + (4.3\Gamma^2 - 1)[N_{conf}x^{0.875}(1-x)^{0.875} + x^{1.75}]\} \Delta p_{flo} \quad (4-15)$$

$$N_{conf} = \frac{\left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.5}}{D} \quad (4-16)$$

其中, Δp_{flo} 为假设所有的流体为液体时的压降。

该公式计算误差在 20% 以内。

(3) 润滑油对 CO₂ 强迫对流沸腾流动和换热的影响

CO₂ 中混合有少量混合润滑油 CP-4214 和混合有少量部分混合润滑油 EXP-1749 对 CO₂ 沸腾换热和流动的影响见图 4-93~图 4-96。

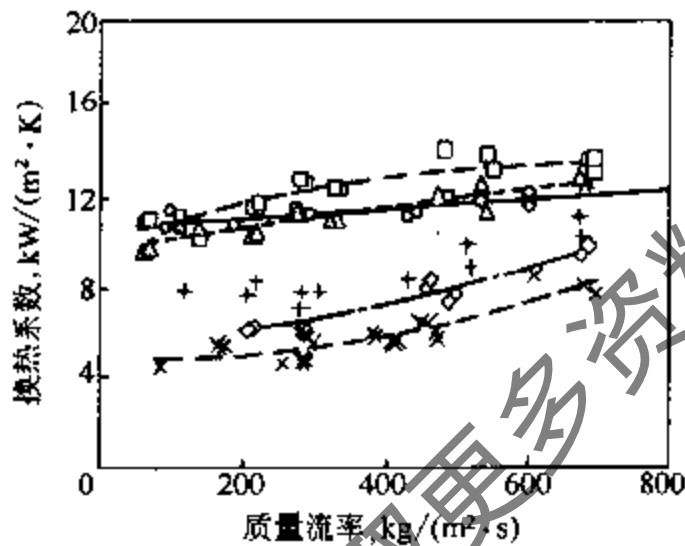


图 4-93 混合润滑油 CP-4214 对沸腾换热系数的影响^[29]

CP-4214 含量, %; ○—0, □—1;
△—3; ◇—5; ×—7; +—4;

(热流率 11kW/m², 进口干度 0.05, 蒸发温度 10℃

图中线除 4% 为指数形式外,
其余为多项式拟合结果^[29])

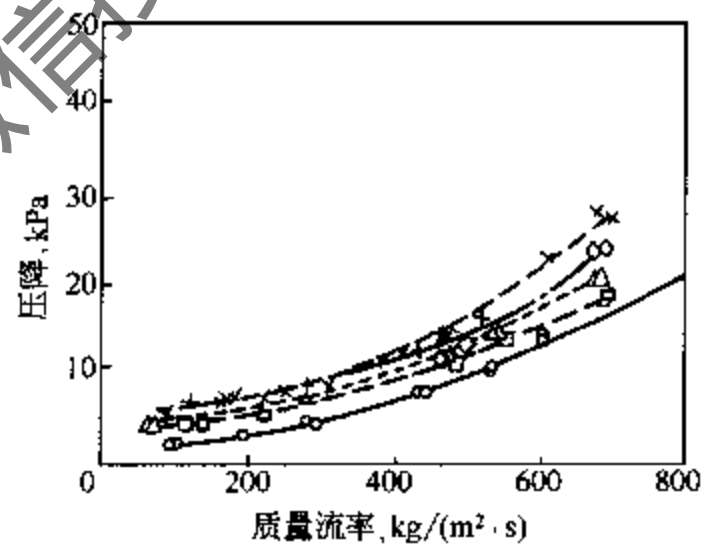


图 4-94 混合润滑油 CP-4214 对沸腾流动压降的影响^[29]

CP-4214 含量, %; ○—0; □—1;
△—3; ◇—5; ×—7; +—4

(热流率 11kW/m², 进口干度 0.05, 蒸发温度 10℃

图中线除 4% 为指数形式外, 其余为多项式拟合结果)

对于能与 CO₂ 混合的润滑油, 在 CO₂ 沸腾流动换热时, 有大量油存在时在靠近壁面的流体层, 油的浓度高, 会压缩并抑制气泡的产生, 由于 CO₂ 流动沸腾换热中核态沸腾起主要作用, 所以油的存在会降低换热系数; 有少量油存在时低蒸汽干度的 CO₂ 沸腾换热系数会有少量增加, 但是蒸汽干度高的 CO₂ 沸腾换热系数会显著降低。对于部分可混合和不能与 CO₂ 混合的润滑油, 油的存在会显著降低流动沸腾换热系数。润滑油的存在导致压降

增加。

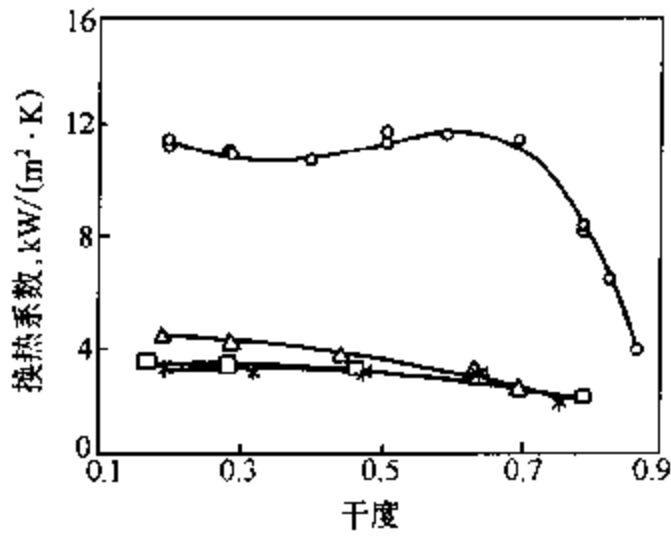


图 4-95 部分混合润滑油 EXP-1799 对沸腾换热系数的影响^[29]

EXP-1799 含量, %; ○—0; △—2; □—3.3; *—4.9
(蒸发温度 10℃, 质量流率 300kg/m²·s
热流率 10kW/m²)

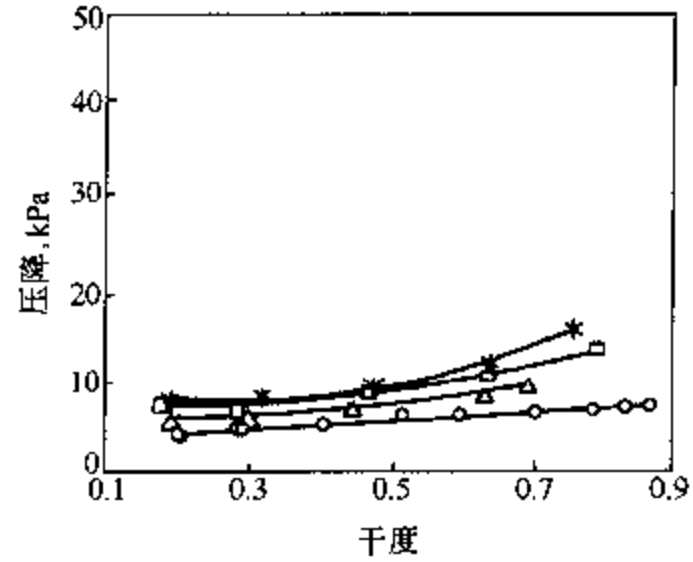


图 4-96 部分混合润滑油 EXP-1799 对沸腾流动压降的影响^[29]

EXP-1799 含量, %; ○—0; △—2; □—3.3; *—4.9
(蒸发温度 10℃, 质量流率 300kg/m²·s
热流率 10kW/m²)

4.6.2 超临界 CO₂ 强迫对流冷却流动和换热

(1) 超临界 CO₂ 强迫对流冷却流动和换热

跨临界 CO₂ 制冷系统中 CO₂ 在超临界压力下放热, 超临界 CO₂ 流动和换热性能对系统的性能有着非常重要的影响。

在 $1.0 < p/p_c < 1.15$ 的超临界压力范围内 (p_c 为临界压力), 传热受流体性质巨大变化的很大影响。在所谓的假临界温度下, 流体性质的变化能使传热急剧增加和减小。

由于流体的性质变化特别是比热容的增加对传热的提高是因为比热容增加, 垂直于流动方向的紊流能量迁移加强。

然而, 传热的降低较难解释, 多人的研究表明换热系数变化有以下趋势: 重力和流动方向相同时传热加强; 热流率或质量流率增加都会使传热降低。

向上流动时, 传热有很大的降低。在假临界区域, 假临界温度在管的剖面发生, 管壁和流体的温差大大增加。对于向上流动的假临界区域速度图呈现 M 形。然而向下流动情况下都是管内紊流流动。向上流动时, 管中心的高密度流体相对于边界层上的低密度流体被重力减速了。这个效应对传热降低非常重要。在假临界区域紊流黏度的增加延迟了。紊流度的减小是由于流体膨胀导致流动加速而产生的, 在加速过程中一部分紊流动能转变成了平均流动能量。比较紊流和层流时的黏度发现由于壁面阻尼紊流度几乎可以忽略从而层流底层的厚度增加了。层流和紊流黏度达到相同值时的相对距离从 $y/R = 0.0025$ 增加到了 $y/R = 0.0125$ 。由于 M 形速度图的最大值发生在非常靠近壁面 $y/R = 0.016$ 处, 壁面边界层的紊流区域速度梯度非常小。因此, 向上流动时紊流度的降低被速度图的变形加强了。壁面边界层紊流度的降低使垂直于流动方向的紊流迁移削弱了; 传热条件恶化。所以传热降低的主要原因就是与重力相关的紊流结构的变化。

超临界流动换热系数在假临界区的这种变化很难用实验关联式加以描述, 早年曾有人采用 Boelter-Dittus 关联式的形式对实验数据进行拟合, 但是结果误差有 30%, 因此此形式已经不能用来描述这种换热, 而且早年由于 CO₂ 迁移特性测量和换热系数测量的不准确, 更

难总结出适用的实验关联式。现在在美国 NIST 公布的黏度和热导率的数据和关联式和 Vesovic 给出的数据基础上, 能够更好地进行换热系数实验关联式的归纳。

然而在跨临界 CO₂ 制冷装置的设计和研发中, 超临界 CO₂ 在换热器的局部区域换热系数的变化并不是关心的主要问题, 而压力、假临界温度、冷却热流率和质量流率对换热系数的影响才是重点。

图 4-97~图 4-100 为美国国家标准技术研究所 NIST 对超临界 CO₂ 在内径为 10.9mm 的水平管内流动冷却的换热系数实验结果(流体温度高于假临界温度)。质量流率增加换热系数增加, 但在压力 $p/p_c=1.05$ 时换热系数比有所降低, 这是因为此时 CO₂ 进出口平均温度高于 CO₂ 假临界温度, 即比定压热容最大的温度。当压力降低时, 换热系数增加。但在高热流率时, 换热系数随压力降低而增加的幅度降低(除了在 $p/p_c=1.12$ 处, 因为此时 CO₂ 进出口平均温度高于 CO₂ 假临界温度, 即比定压热容最大的温度)。在低压情况下, 增加热流率会急剧减小换热系数。超临界 CO₂ 流动冷却换热系数比一般的关联式预测的值大, 比超临界加热的情况下换热系数也大。最大换热系数出现在高质量流率, 压力接近临界压力, 温度接近假临界温度时。

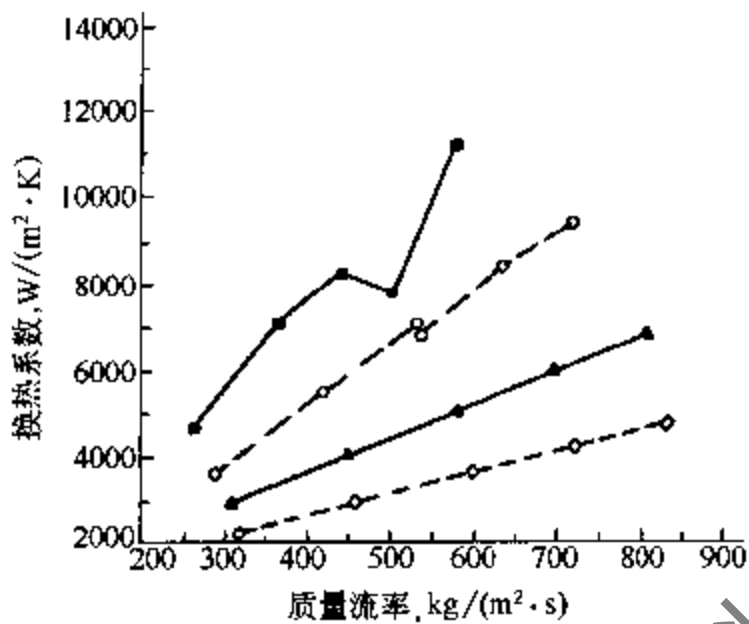


图 4-97 换热系数与质量流率的关系^[30]
(热流率 20~22kW/m²)

p/p_c : ■—1.05; ○—1.18; ▲—1.41; ◇—1.76

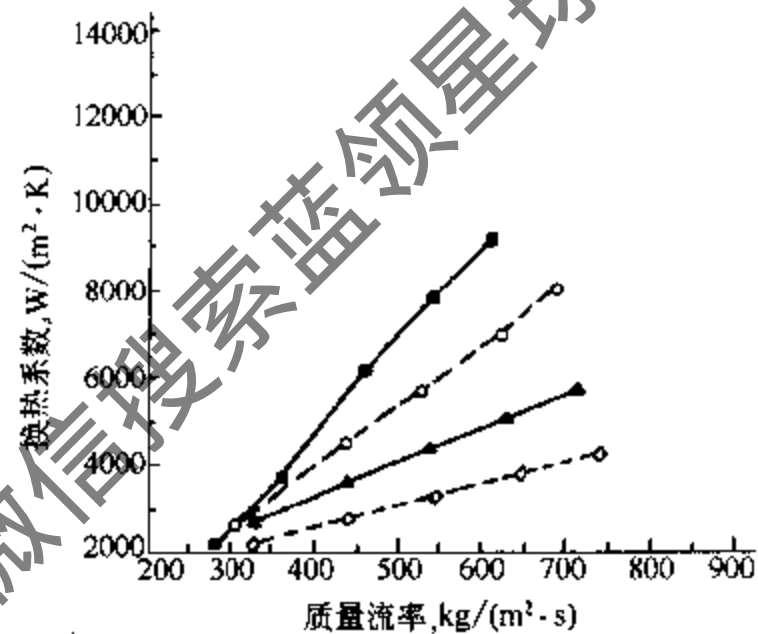


图 4-98 换热系数与质量流率的关系^[30]
(热流率 61~65kW/m²)

p/p_c : ■—1.05; ○—1.18; ▲—1.41; ◇—1.76

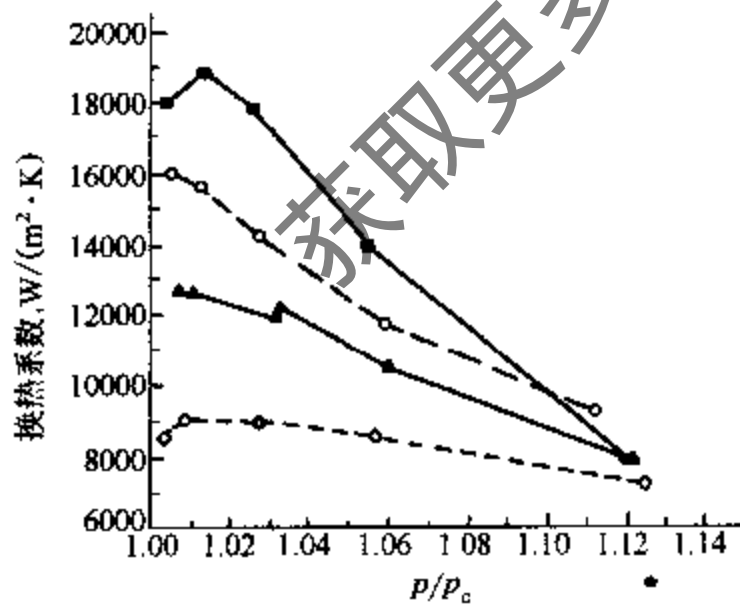


图 4-99 换热系数与临界压比的关系^[30]

热流率, kW/m²: ■—22; ○—33; ▲—42; ◇—63
(质量流率 569~613kg/m²·s)

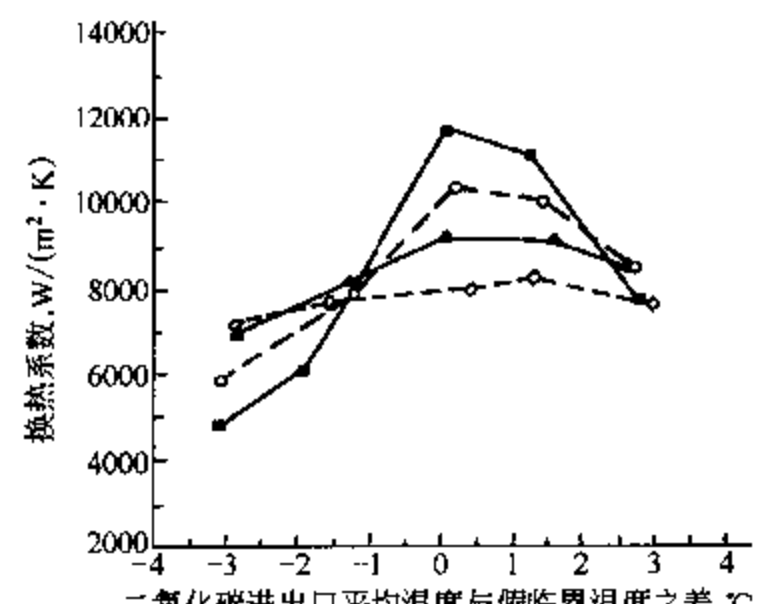


图 4-100 换热系数与 CO₂ 进出口平均温度与假临界温度之差的关系^[30]

热流率, kW/m²: ■—21; ○—33; ▲—43; ◇—53
(质量流率 540kg/m²·s $p/p_c=1.05$)

图 4-101~图 4-106 为挪威科学技术大学在内径为 0.79mm 的扁平微通道管上测得的超临界 CO₂ 流动冷却换热系数和压降的实验结果, 图中 p 表示压力, bar (1 bar = 10⁵Pa); m 表示质量流率, kg/(m²·s); q 表示热流率, kW/m²。从图中也可看到换热系数在假临界区的急剧上升有急剧下降的变化情况。图 4-101 为质量流率对换热系数的影响, 质量流率增加, 换热系数增加, 换热系数在假临界区的峰值也增加。图 4-102 为热流率对换热系数的影响, 热流率增加, 换热系数变化不大。图 4-103 为 CO₂ 压力对换热系数的影响, 压力增加在较低的温度下, 换热系数增加; 在较高的温度下, 换热系数减小。压力越接近临界温度, 换热系数在假临界区的峰值越大。

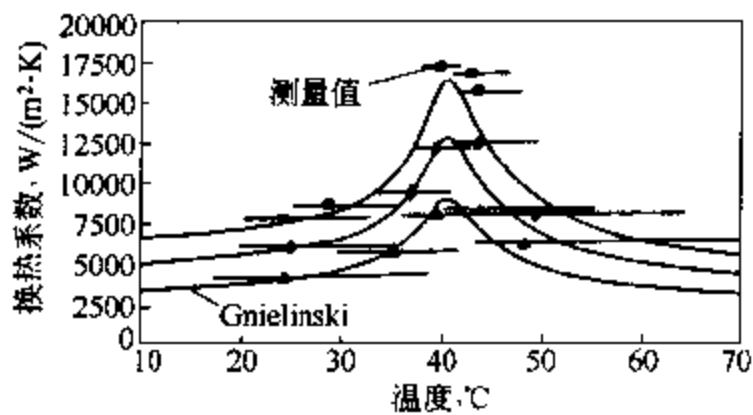


图 4-101 质量流率对换热系数的影响^[31]
 ▲— $p91, m600, q20$; ●— $p91, m900, q20$;
 ■— $p91, m1200, q20$

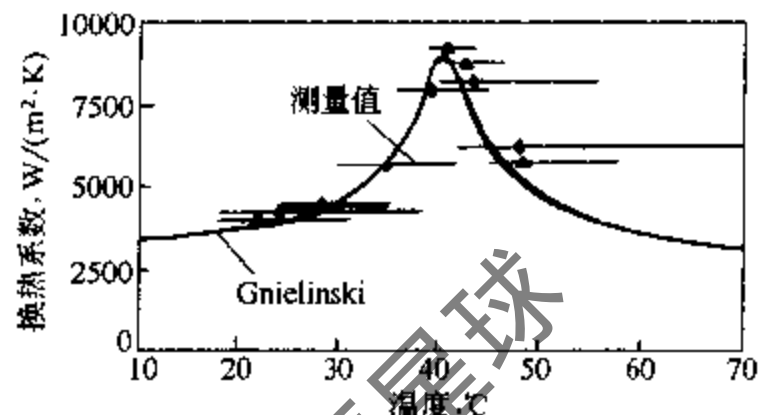


图 4-102 热流率对换热系数的影响^[31]
 ▲— $p91, m600, q10$; ◆— $p91, m600, q20$

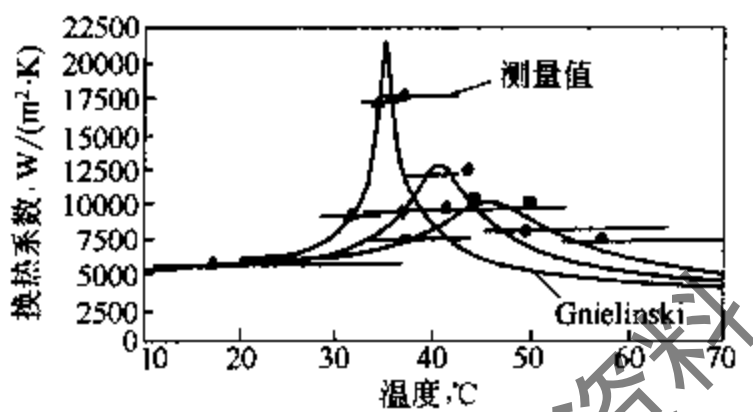


图 4-103 CO₂ 压力对换热系数的影响^[31]
 ▲— $p81, m900, q20$; ◆— $p91, m900, q20$;
 ■— $p101, m900, q20$

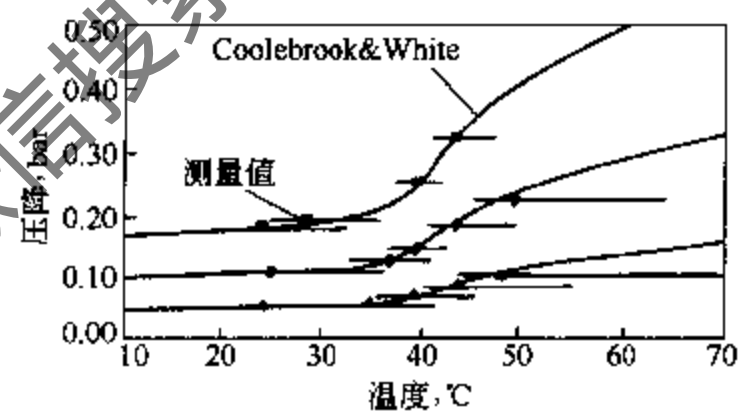


图 4-104 质量流率对压降的影响^[31]
 ▲— $p91, m600, q20$; ◆— $p91, m900, q20$;
 ■— $p91, m1200, q20$

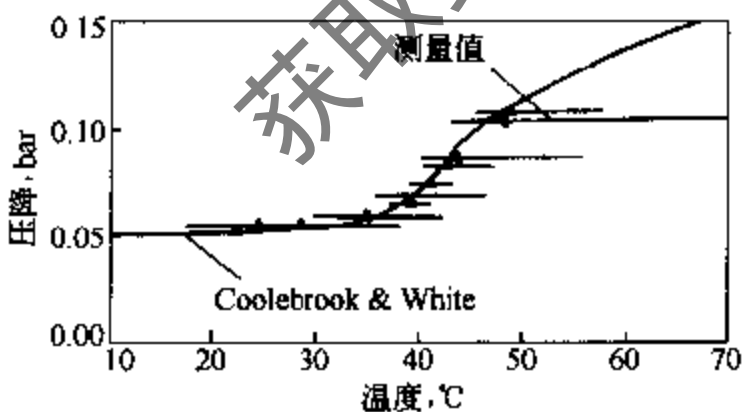


图 4-105 热流率对压降的影响^[31]
 ▲— $p91, m600, q10$; ◆— $p91, m600, q20$

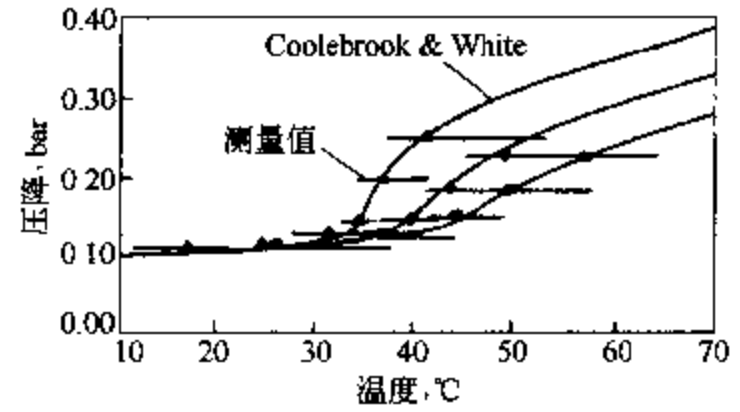


图 4-106 压力对压降的影响^[31]
 ▲— $p81, m900, q20$; ◆— $p91, m900, q20$;
 ■— $p101, m900, q20$

图 4-104 为质量流率对压降的影响, 质量流率增加, 压降增加。但在较低的温度下, 温度变化对压降的影响很小, 而在较高的温度下 (高于假临界温度), 温度上升压降增加非常

快。图 4-105 为热流率对压降的影响, 热流率增加, 对压降几乎没有影响。图 4-106 为压力对压降的影响, 压力增加, 假临界温度升高, 压降开始随温度急剧升高的温度升高, 压降越小。

(2) 超临界 CO₂ 强迫对流冷却流动和换热实验关联式

对于普通管径内超临界 CO₂ 强迫对流冷却换热建议采用马里兰大学根据 CO₂ 换热系数实验提出的改进的 Ghajar-Asadi 关联式^[4]:

$$Nu_b = 0.028 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.39} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.31} \left(\frac{c_{pi}}{c_{pb}} \right)^n \quad (4-17)$$

$$n = 0.4 \quad (T_b < T_w \leq T_{pc} \text{ 和 } 1.2 T_{pc} \leq T_b < T_w) \quad (4-18a)$$

$$n = 0.4 + 0.2(T_w/T_{pc} - 1) \quad (T_b \leq T_{pc} < T_w) \quad (4-18b)$$

$$n = 0.4 + 0.2(T_w/T_{pc} - 1)[1 - 5(T_b/T_{pc} - 1)] \quad (T_{pc} \leq T_b \leq 1.2 T_{pc} \text{ 和 } T_b < T_w) \quad (4-18c)$$

适用范围: 质量流量 2200~7500 kg/(m²·s)

热流量 0.3~10.9 kW/m²

运行压力 7.6~10.8 MPa

雷诺数范围 $2 \times 10^4 < Re_b < 1.2 \times 10^6$

该换热系数关联式的绝对平均误差为 11%。

对于微通道管内超临界 CO₂ 强迫对流冷却换热建议采用 Gnielinski 关联式^[31]:

$$Nu_o = \frac{\xi/8(Re - 1000)Pr}{12.7 \sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1) + 1.07} \quad (4-19)$$

$$\xi = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (4-20)$$

该关联式经实验验证用于超临界 CO₂ 在微通道管内流动冷却换热系数的计算平均误差为 1%, 绝对平均误差为 4%。

对于微通道管内超临界 CO₂ 强迫对流冷却流动建议采用 Colebrook & White 关联式^[31] (VDI, 1994), 该关联式经实验验证用于超临界 CO₂ 在微通道管内流动冷却压降的计算平均误差为 1%, 绝对平均误差为 2%。

(3) 润滑油对超临界 CO₂ 强迫对流冷却流动和换热的影响

图 4-107~图 4-114 为美国 Purdue 大学 Herrick 实验室对少量油对超临界 CO₂ 管内流动冷却换热系数和压降的实验结果。他们的研究中用纯 CO₂ 加入 2% 和 5% 的油, 五段外径为 6.35mm, 壁厚为 1.8mm 的不锈钢管。实验结果表明, 2% 的油是换热系数下降 15%, 5% 的油使换热系数下降 25%, 油使压降增加, 2% 的油导致压降增加 20%, 5% 的油导致压降增加 12%。油的加入换热系数在假临界区的峰值仍然存在, 且发生的位置仍然在假临界温度 (约 100bar), 但是峰值减小大于 50%。在远离假临界区, 油对换热系数的影响规律与近临界区相反, 少量的油使换热系数增加。

表 4-25 为润滑油对 CO₂ 超临界换热流动性能影响的实验工况。

表 4-25 润滑油对 CO₂ 超临界换热流动性能影响的实验工况^[32]

压力, bar	温度, °C	质量流率, kg/s	油浓度 % 和运行工况		
			0	2	5
80	125	0.01	1~0	1~2	1~5
	100	0.02	2~0	2~2	2~5
	110	0.03	3~0	3~2	3~5

压力, bar	温度, °C	质量流率, kg/s	油浓度% 和运行工况		
			0	2	5
100	125	0.01	4~0	4~2	4~5
	100	0.02	5~0	5~2	5~5
	110	0.03	6~0	6~2	6~5
120	125	0.01	7~0	7~2	7~5
	100	0.02	8~0	8~2	8~5
	110	0.03	9~0	9~2	9~5

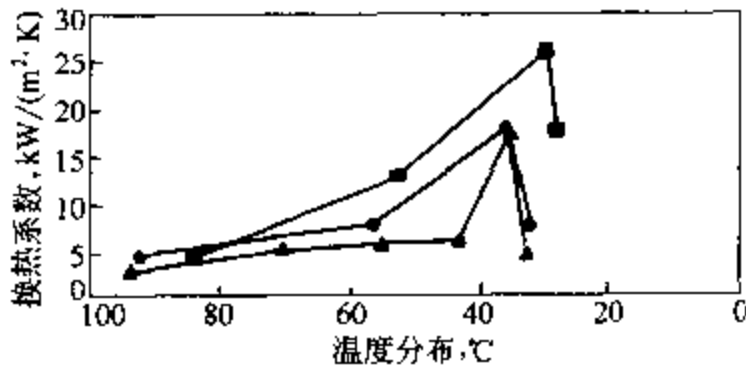


图 4-107 油对换热系数的影响^[32]

■—3.0; ▲—3.2; ◆—3.5

(进口压力 80bar; 进口温度 110°C; 质量流率 0.03kg/s;
假临界温度 34.67°C; 1 bar = 10⁵Pa)

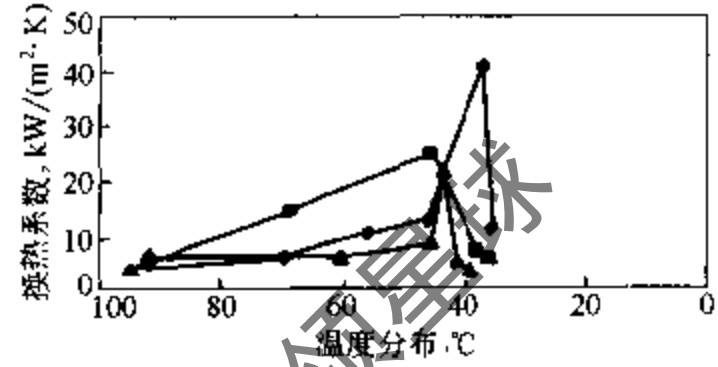


图 4-108 油对换热系数的影响^[32]

◆—6.0; ▲—6.2; ■—6.5

(进口压力 100bar; 进口温度 100°C; 质量流率 0.03kg/s;
假临界温度 45.02°C; 1 bar = 10⁵Pa)

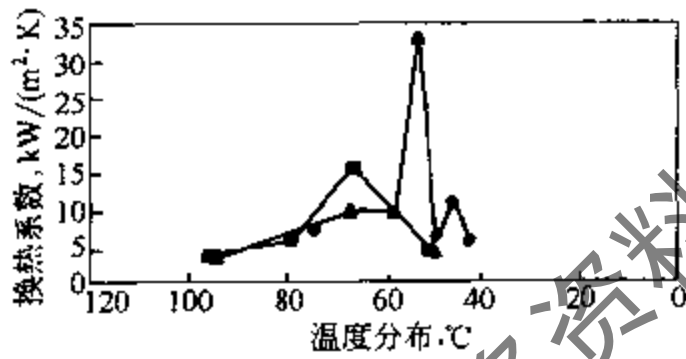


图 4-109 油对换热系数的影响^[32]

▲—9.0; ◆—9.2; ■—9.5

(进口压力 120bar; 进口温度 110°C; 质量流率 0.03kg/s;
假临界温度 53.97°C; 1 bar = 10⁵Pa)

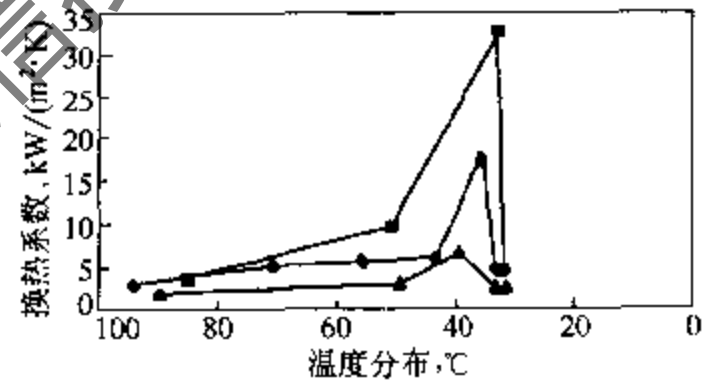


图 4-110 油对换热系数的影响^[32]

▲—1.2; ■—2.2; ◆—3.2

(进口压力 80bar; 油浓度 2%;
假临界温度 34.67°C; 1 bar = 10⁵Pa)

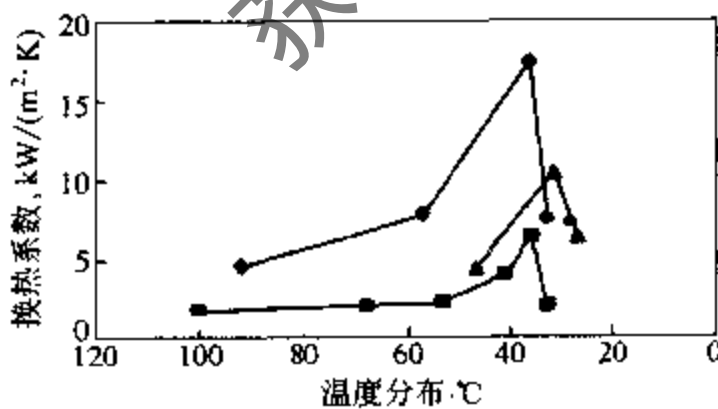


图 4-111 油对换热系数的影响^[32]

■—1.5; ▲—2.5; ◆—3.5

(进口压力 80bar; 油浓度 5%;
假临界温度 34.67°C; 1 bar = 10⁵Pa)

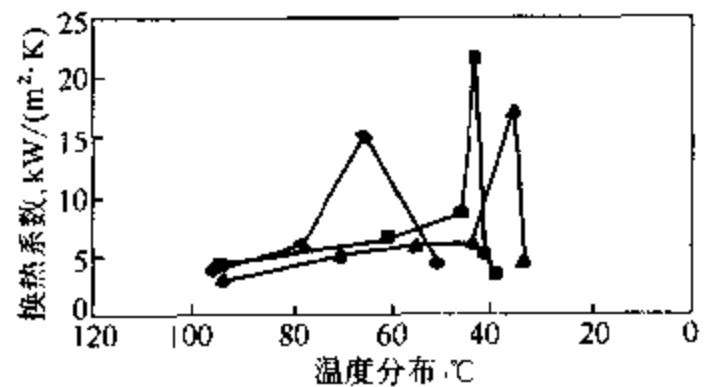


图 4-112 油对换热系数的影响^[32]

▲—3.2; ■—6.2; ◆—9.2

(油浓度 2%; 质量流率 0.03kg/s)

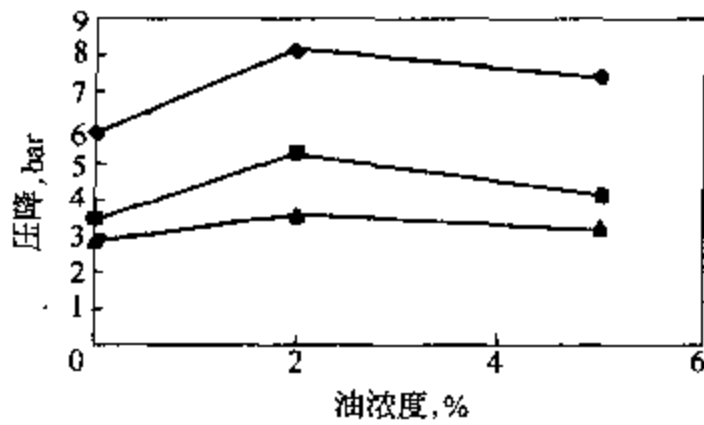


图 4-113 油对压降的影响^[32]

质量流率/kg·s⁻¹: ◆—0.03; ■—0.02; ▲—0.01
(进口压力 80bar; 1 bar = 10⁵ Pa)

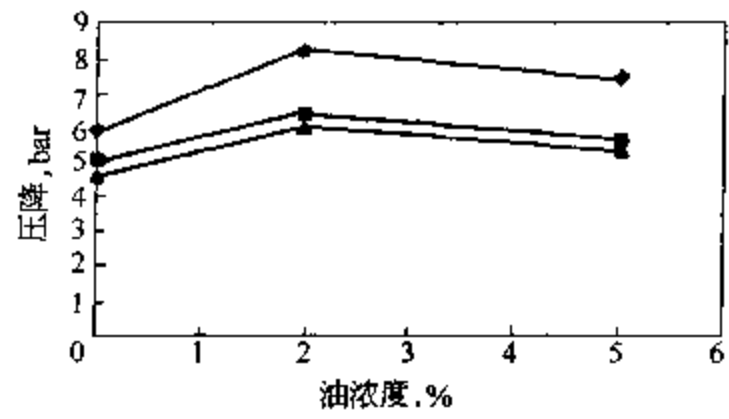


图 4-114 油对压降的影响^[32]

进口压力/bar: ◆—80; ■—100; ▲—120
(质量流率 0.03kg/s)

4.7 跨临界 CO₂ 汽车空调系统性能仿真与优化

由于跨临界 CO₂ 汽车空调系统正处于开发阶段,通过计算机建模对之进行性能仿真和优化计算能够大大降低开发成本,提高开发效率,同样由于该系统的开发才刚起步,现有的仿真模型都是稳态的,目的在于考察系统的稳态性能。要开发出系统性能好的跨临界 CO₂ 制冷系统除了提高各个部件的性能外,可以从两个角度出发,一是改变系统运行状态,即改变蒸发温度、高压压力、压缩机吸气过热度、气体冷却器 CO₂ 出口温度;二是改变系统的结构,即采用不同的制冷循环。

4.7.1 影响跨临界 CO₂ 汽车空调系统性能的参数分析

如图 4-115 所示,假设压缩过程为理想的可逆绝热过程,则当环境条件不变,即蒸发温度和冷却器出口温度不变时,若冷却压力发生变化,点 *a* 在等熵线 $s = s_f$ 上移动,点 *b* 在等温线 $t = t_k$ 上移动,则循环的单位质量制冷量 q_0 和单位质量压缩功 w_0 都发生变化。当冷却压力从 p_k 升高至 $p_k + \Delta p_k$ 时,制冷量增加 Δq_0 ,压缩功增加 Δw_0 ,则性能系数的增量为

$$\Delta COP = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0} - \frac{q_0}{w_0} = \frac{w_0 \Delta q_0 - q_0 \Delta w_0}{w_0 (w_0 + \Delta w_0)} \quad (4-21)$$

当 $w_0 \Delta q_0 - q_0 \Delta w_0 > 0$ 时,即 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} > \frac{q_0}{w_0} = COP$ 时, $\Delta COP > 0$, 性能系数增加。

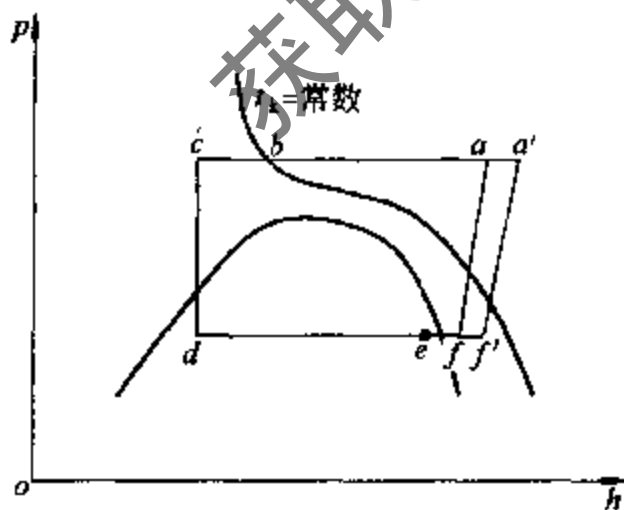


图 4-115 冷却压力变化时的循环 $p-h$ 图^[33]

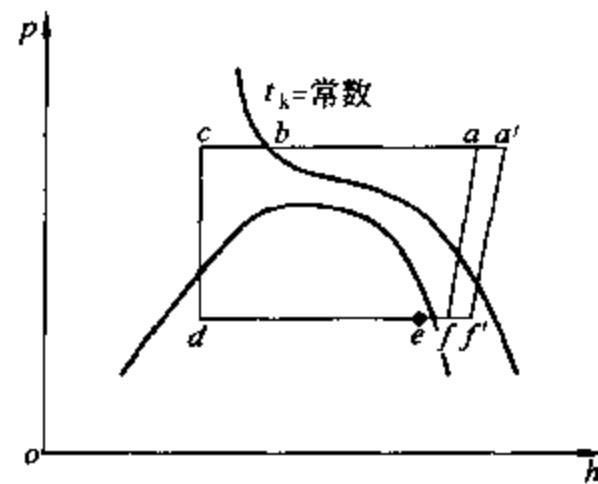


图 4-116 CO₂ 的 $p-h$ 图^[33]

图 4-116 为 CO₂ 的 $p-h$ 图,从图中可以看出,在某一温度 t_k 下,当 p_k 较小时,跨临界 CO₂ 制冷循环的性能系数也较小,而这时由 p_k 的增量 Δp_k 引起的制冷量增量 Δq_0 比压缩功

增量 Δw_0 大很多, 使 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} > COP$, 使性能系数随 p_k 的增大而增加; 随着 p_k 的增加, COP 值不断增大, 而由 Δp_k 引起的 Δq_0 逐渐减小, Δw_0 逐渐增大, 在某个压力 $p_k = p_m$ 时, $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} = COP$, 使得 $\Delta COP = 0$, 之后, $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} < COP$, $\Delta COP < 0$, 即性能系数随 p_k 的增大而减小, 所以当 $p_k = p_m$ 时, 性能系数取得极大值。冷却器出口温度越低, 在该温度下, 性能系数取得极大值所对应的冷却压力 $p_m(t_k)$ 越小, 所以当环境温度引起 t_k 变化时, 应使冷却压力 p_k 作相应的调整[如使 $p_k = p_m(t_k)$], 以保证循环具有较高的性能系数。

若回热过程强化, 则点 f 的温度升高, 过热度增大, 在 $p-h$ 图上点 f 向右移, 如图 4-117 所示, 结果是循环制冷量和压缩功均增大。

$$\Delta q_0 = h_{f'} - h_f = \Delta h_f \quad (4-22)$$

$$\Delta w_0 = (h_{a'} - h_f) - (h_a - h_f) = \Delta h_a - \Delta h_f \quad (4-23)$$

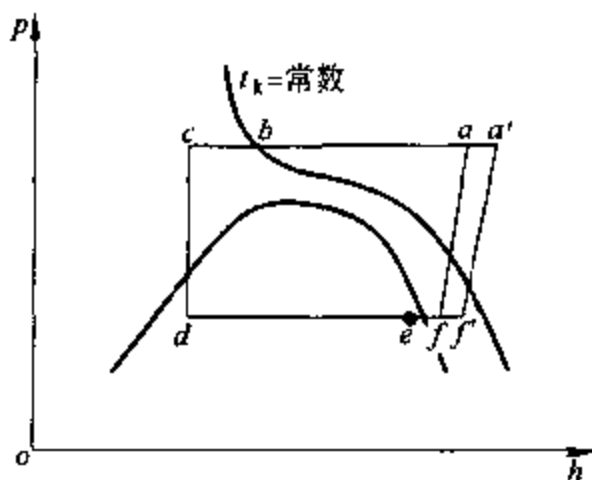


图 4-117 吸气过热度变化时的循环 $p-h$ 图^[33]

当循环的蒸发温度(相对于临界温度)不太低、冷却压力(相对于临界压力)不太高(跨临界 CO_2 制冷循环正是这样)时, 压缩功增量 $\Delta w_0 = \Delta h_a - \Delta h_f$ 很小, 则有 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} > COP$ 。因此, 利用回热提高点 f 的过热度, 将使得循环的性能系数增大, 但是应该指出, 点 f 的过热度不是可以任意提高的, 由于传热温差的存在, 点 f 的温度总是低于点 c 的温度。

由此可知, 冷却压力、冷却出口温度、压缩机吸气过热度是决定跨临界 CO_2 制冷循环性能的重要参数。长沙铁道学院、天津大学、西安交通大学等国内研究机构

都对此进行了研究^[33~36]。通过仿真建模的方法可以进一步确定这些参数对系统性能的影响以及在一定的工作条件下应该将它们控制在何种范围内。下面一节讲述的主要是上海交通大学制冷研究所对此进行的仿真研究^[37~41, 23]。

4.7.2 跨临界 CO_2 汽车空调稳态仿真

仿真模型基于美国空调制冷技术中心(ACRC)开发的样机进行, 相关部件型形式和结构参数请参看表 4-3 或换热器部分。

(1) 压缩机模型

对系统而言, 压缩机的热力参数包括实际吸气量 m_r 、输入功率 W 和出口焓 h_{ro} 。

$$m_r = \lambda \frac{V}{60\nu_s} \quad (4-24)$$

$$W = \frac{m_r(h_{ros} - h_{ri})}{\eta_s} \quad (4-25)$$

$$h_{ro} = h_{ri} + \frac{h_{ros} - h_{ri}}{\eta} \quad (4-26)$$

根据 ACRC 实验数据^[6]将压缩机等熵效率 η 和容积效率 λ 拟合成压比的关系式。

$$\eta = 0.994 - 0.108 \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{0.714} \quad (4-27)$$

$$\lambda = 0.977 - 0.092 \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{0.714} \quad (4-28)$$

(2) 吸气热交换器模型

吸气热交换器为套管式换热器，采用集中参数模型，温差采用对数平均温差。

吸气热交换器换热量

$$Q = (kF)\Delta T_m \quad (4-29)$$

(3) 气体冷却器模型

由于换热器中空气和制冷剂都存在很大的温度滑移，空气和制冷剂沿各自流动方向温度分布都会对换热产生相当大的影响，因此在分布参数模型中将气体冷却器沿制冷剂 and 空气流动的方向划分为二维网格计算：在空气流动的方向，将气体冷却器按微通道划分单元格，

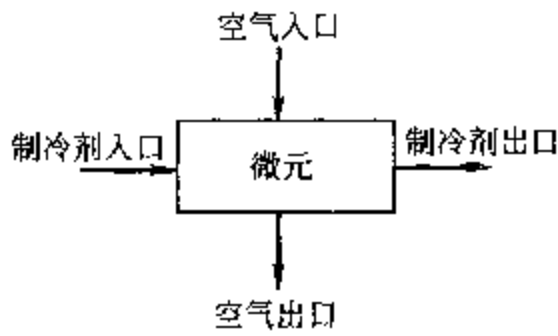


图 4-118 微元的划分^[42]

单元格的数目与微通道的数目相同。在制冷剂流动的方向，将扁平管按长度等分划为单元格。CFC 压降对微通道换热器换热的影响很大，而跨临界 CO₂ 压降的影响尚无定论。作者经过比较计算，发现在临界压力以上制冷剂压降对换热的影响非常小，可以忽略。

将每个单元格看做一个微型换热器，用效能-传热单元数法计算微元换热量（图 4-118 为微元的划分）

$$Q_a = Q_r = \epsilon (Gc)_a (T_m - T_{ai}) \quad (4-30)$$

两种流体不混合的叉流传热单元数公式如下

$$NTU = \frac{\alpha_d F}{(Gc)_a} \quad (4-31)$$

$$\epsilon = \frac{1}{z_A NTU} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left[1 - \exp(-NTU) \sum_{m=0}^n \frac{NTU^m}{m!} \right] \times \left[1 - \exp(-z_A NTU) \sum_{m=0}^n \left(\frac{(z_A NTU)^m}{m!} \right) \right] \right\} \quad (4-32)$$

其中

$$z_A = (Gc)_a / (Gc)_r$$

式中 z_A 为水当量比； Gc 为水当量， $J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$ ； h 为焓， $J \cdot kg^{-1}$ ； kF 为换热器热阻， $W \cdot K^{-1}$ ； m 为流量， $kg \cdot s^{-1}$ ； NTU 为传热单元数； p 为压力，Pa； Q 为换热量 W； T 为温度，K； V 为体积， m^3 ； v 为比容， $m^3 \cdot kg^{-1}$ ； w 为功率，W； α 为换热系数， $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ； ϵ 为效能数； λ 为容积效率； η 为等熵效率。下标：a 空气参数，d 排气参数，ev 蒸发器参数，h 高压侧参数，i 入口参数，l 低压侧参数，m 平均值，o 出口参数，r 制冷剂参数，s 等熵。

(4) 蒸发器

蒸发器结构与气体冷却器类似，处理方法也与气体冷却器类似。不同之处在于，要考虑空气侧的析湿对换热的影响。

(5) 节流阀

简单地将节流阀看做一个等焓节流机构。

(6) 系统算法

Lorentzen 等提出的跨临界 CO₂ 汽车空调制冷装置中，由于跨临界状态下压力与温度相互独立，可以调节膨胀阀开度，实现高压侧压力连续调节，达到调节冷量的目的。所以系统模型中高压侧压力取定，相当于在运行时手动调节膨胀阀使膨胀阀流量和压缩机流量相等。由于低压储液器的存在，假定储液器绝热，可以认为在稳态运行时蒸发器出口制冷剂为饱和蒸汽，储液器出口制冷剂也是饱和蒸汽，所以模型中不考虑低压储液器。系统算法见图 4-119。

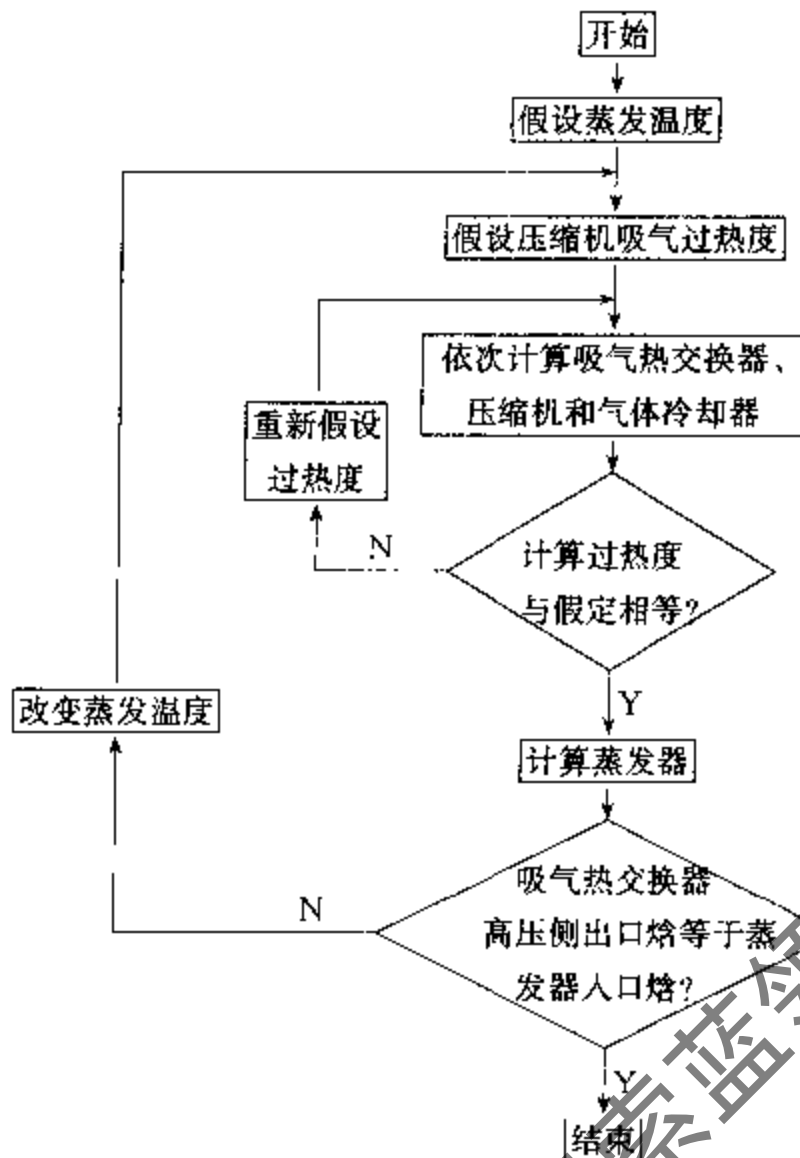


图 4-119 系统算法^[42]

仿真结果与实验数据对照表明，该模型 COP 计算结果平均误差 3.93%，最大误差 10.90%；制冷量计算结果平均误差 3.42%，最大误差 8.82%；蒸发温度计算值平均误差 1.68℃，最大误差 2.58℃。所有误差平均值都在 5% 以内，可以认为，所建立的稳态仿真程序能够描述 CO₂ 跨临界汽车空调系统的特性。

仿真的目的不在于仿真，而在于优化，国际上对微通道换热器的优化设计计算中，大多在制冷剂流量、压缩机吸气温度取为定值的条件下比较研究改进设计的效果，与实际汽车空调工作情况仍有一定的差别。汽车空调安装空间小，在有限的空间内多大的换热器才能满足乘客的要求始终是一个汽车空调设计者面临的大问题。退一步来说，即使已知气体冷却器和蒸发器的总体积，如何分配才能使空调系统的性能更好也只能凭经验试凑。建立了仿真模型，则可以更好地对气体冷却器占换热器总体积的百分比（以下简称体积比）对性能的影响进行研究。

改变换热器体积时计算微通道换热器微结构的具体方法是，当微通道换热器体积变化的时候，不改变微通道之间的间距，也不改变扁平管之间的间距，同时保持扁平管间波形翅片的结构和形式不发生变化，仅将高度、宽度和长度三个方向以同样的比例增加（宽度的增加意味着微通道数的增加，长度的增加意味着扁平管数的增加，高度的增加使其他微结构没有发生变化），然后在此基础上重新计算制冷剂侧面积、空气侧面积以及空气的迎风面积。最后计算各个微元的制冷剂侧面积、空气侧面积和空气迎风面积。

在表 4-26 条件下仿真出的气体冷却器体积分数对制冷量和功耗以及 COP 的影响如图 4-120 和图 4-121 所示。如果认为 COP 大于 1.6 满足设计要求，则认为气体冷却器体积分数取 40% 到 70% 是符合设计要求的。ACRC 样机的体积比为 47%，落在该范围内。此外从图

上可以观察到，气体冷却器体积分数取 68% 时 COP 有最优值。将气体冷却器的体积分数改为 68% 后再次对所有工况进行仿真，发现修改气体冷却器体积分数后平均 COP 比修改前上升 1.91%，平均制冷量比修改前上升 2.66%。

表 4-26 仿真条件^[42]

转速 r/min	热汇体积流量 m ³ /min	热汇温度 ℃	热源体积流量 m ³ /min	热源温度 ℃	热源相对湿度 %
950	22.7	54.4	7.08	32.2	40

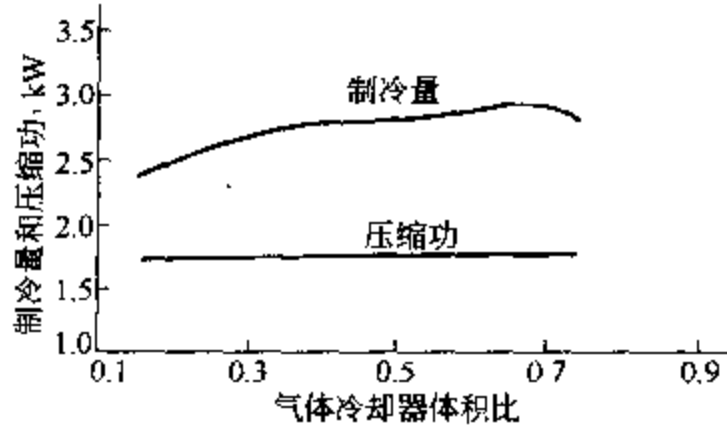


图 4-120 气体冷却器体积分数对制冷量和功耗的影响^[42]

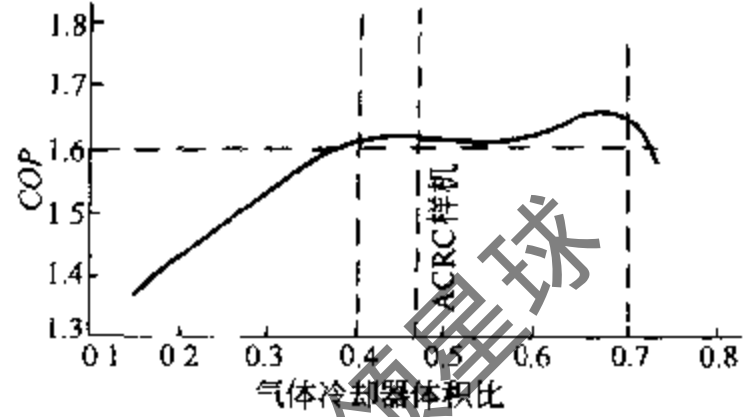


图 4-121 气体冷却器体积分数对 COP 的影响^[42]

4.7.3 各种跨临界 CO₂ 制冷循环仿真

(1) 各种跨临界 CO₂ 制冷循环

图 4-122 (a) 是目前已被采用的基本跨临界 CO₂ 制冷循环流程图(a)，汽车空调还可能采用的其他循环方式如图 4-122 (b)~图 4-122 (f) 所示，分别为带膨胀机的单级压缩制冷循环(b)，带吸气热交换器(回热器)的单级压缩制冷循环(c)，带吸气热交换器和膨胀机的单级压缩制冷循环(d)，两级压缩一级节流中间冷却制冷循环(e)和带增压膨胀机的两级压缩中间

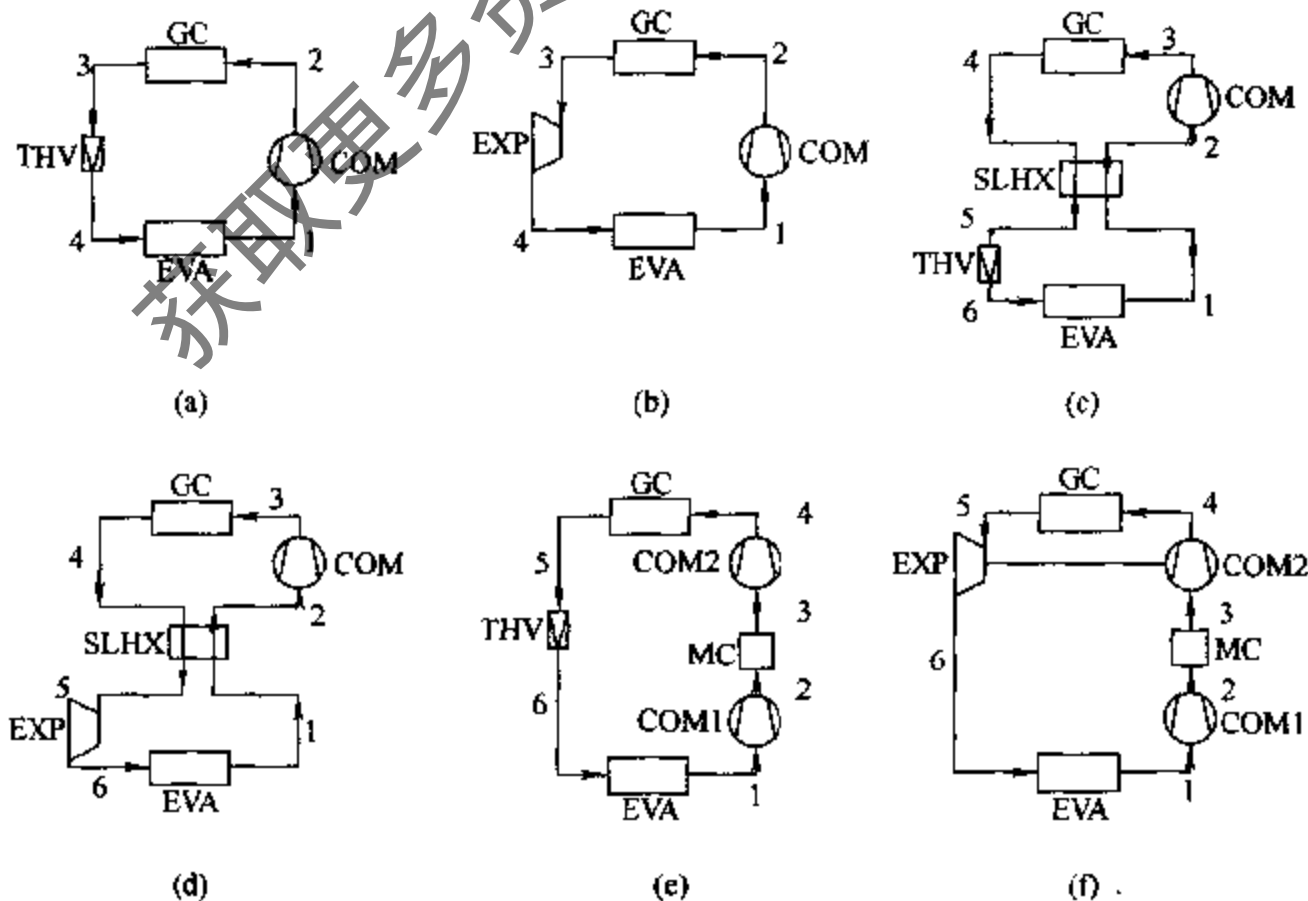


图 4-122 跨临界 CO₂ 制冷循环流程图^[23]

冷却循环(f)。图中的 GC 表示气体冷却器, COM 表示压缩机, THV 表示节流阀, EVA 表示蒸发器, EXP 为膨胀机, MC 为中间冷却器, 在所有六种循环中在蒸发器出口有一个低压储液器, 避免压缩机液击, 但在图中并不画出, 程序中没有它的模型, 只是简单地认为蒸发器出口制冷剂为饱和蒸汽。

在单级压缩制冷循环中所用到的各个部件的结构参数参考本章前几节, 而两级压缩制冷循环与单级压缩不同之处在于压缩机理论容积排量不同, 但是两级压缩机的汽缸容积总和与单级压缩制冷循环中压缩机相同。在循环(e)中, 低压级压缩机的汽缸容积为 15cm^3 , 高压级压缩机的汽缸容积为 5.7cm^3 , 两压缩机的容积效率和等熵效率均为 0.8; 在循环(f)中, 低压级压缩机的汽缸容积为 14.2cm^3 , 高压级压缩机的汽缸容积为 6.5cm^3 。

(2) 各种跨临界 CO_2 制冷循环稳态仿真模型

对每个部件建立了稳态仿真模型, 其中换热器模型中考虑了换热系数和压降的变化; 压缩机模型中考虑了等熵效率和容积效率的影响; 节流过程简化为等焓过程, 不进行流量计算; 膨胀机按照等熵效率计算其出口制冷剂状态, 也不计算制冷剂流量。将这些部件模型带入系统中, 根据稳态运行情况下系统内制冷剂的质量流量相同, 各个相邻部件出口和入口制冷剂状态参数连续条件并考虑到各种循环各自的特点[如循环(f)中高压级压缩机的输入功率与膨胀机的输出功率相等]建立系统仿真模型, 分别进行仿真。下面分别简要介绍六种制冷系统仿真算法。

① 单级压缩制冷循环 在这种制冷循环中, 从蒸发器来的制冷剂经过压缩机压缩到超临界压力, 经气体冷却器冷却, 然后到节流阀节流膨胀, 流回蒸发器蒸发。高压侧的制冷剂压力可以通过调整膨胀阀的开度到给定值, 在程序中高压侧压力作为工况已知条件给出。这种循环的仿真模型中调整蒸发温度的假定值使蒸发器制冷剂出口干度为 1。

② 带膨胀机的单级压缩制冷循环 这种循环与普通的单级压缩制冷循环惟一不同的是节流阀换成了膨胀机, 其稳态模型也只需要把节流阀模型换成膨胀机模型。

③ 带吸气热交换器的单级压缩制冷循环 这种循环中, 从蒸发器来的制冷剂先经过吸气热交换器过热再到压缩机压缩到超临界压力, 经气体冷却器冷却后流入吸气热交换器过冷, 最后经节流阀节流膨胀, 流回蒸发器蒸发。要确定整个系统的运行状态, 除了要知道蒸发温度外, 还需要知道压缩机的吸气过热度, 过热度通过压缩机、气体冷却器和吸气热交换器组成的闭环迭代求解。

④ 带吸气热交换器和膨胀机的单级压缩制冷循环 带吸气热交换器和膨胀机的单级压缩制冷循环与带吸气热交换器的单级压缩制冷循环的不同之处在于, 节流阀被膨胀机代替, 系统仿真程序流程中相应的节流阀模型被膨胀机模型代替。

⑤ 两级压缩一级节流中间冷却制冷循环 这种循环中从蒸发器出来的制冷剂进入低压压缩机压缩, 经过中间冷却器冷却后在进入高压压缩机压缩到超临界压力, 然后进入气体冷却器冷却, 经过节流阀节流膨胀后流入蒸发器蒸发。为了简化模型, 没有对中间冷却器专门建模, 假定可以通过调节冷却介质的流量使制冷剂在所有情况下都能达到环境温度即气体冷却器空气进口温度。要确定这种循环稳态运行的状态必须了解蒸发温度和中间压力, 依然利用蒸发器制冷剂出口干度为 1 的条件迭代蒸发温度, 然后利用两压缩机制冷剂流量相等的条件确定中间压力。

⑥ 带增压膨胀机的两级压缩中间冷却制冷循环 带增压膨胀机的两级压缩中间冷却制冷循环利用膨胀机回收膨胀功率, 用于驱动高压压缩机, 达到节能的目的。这个系统稳态运

行时, 必须满足下列条件: 高、低压级压缩机的吸气量以及膨胀机的制冷剂质量流量相等, 高压级压缩机功率输入与膨胀机输出功率相等, 各个部件制冷剂进出口状态连续。在各个部件结构参数一定、高压侧压力给定的情况下, 要确定系统中各点的状态, 必须知道制冷剂中间压力、蒸发温度、高压压缩机吸气温度(3点)三个状态参数以及制冷剂质量流量。模型中以流量条件迭代中间压力、以功率相等条件迭代高压级压缩机吸气温度、以蒸发器制冷剂出口干度为 1 的条件迭代蒸发温度。

(3) 各种跨临界 CO₂ 制冷循环稳态仿真结果比较

研究这六种循环主要目的是考察回热、两级压缩以及回收膨胀功对超临界 CO₂ 制冷系统性能的影响。取相同的热源和热汇条件, 对以上六种制冷循环进行了仿真比较, 第一种工况的仿真结果见图 4-123~图 4-125, 外部热源热汇条件如下: 气体冷却器空气进口温度为 43.3℃, 空气进口容积流量为 26.7m³/min; 蒸发器空气进口温度为 26.7℃, 相对湿度为 0.4, 空气进口容积流量为 7.08m³/min; 压缩机转速为 1800r/min。第二种工况的仿真结果见图 4-126~图 4-128, 外部热源热汇条件如下: 气体冷却器空气进口温度为 54.4℃, 空气进口容积流量为 22.7m³/min; 蒸发器空气进口温度为 32.2℃, 相对湿度为 0.4, 空气进口容积流量为 7.08m³/min; 压缩机转速为 950r/min, 这是一种比较恶劣的工况。

由图 4-123 和图 4-126 中除了制冷循环(f)外, 其他五种制冷循环都存在使 COP 最大的高压侧压力。其中从循环(a)到循环(d)最佳高压侧压力值依次减小, 循环(e)和循环(b)的 COP 在较大的高压侧压力范围内变化不大, 峰值不明显; 在第一种工况下 COP 值从大到小依次为循环(f)—循环(d)—循环(e)—循环(b)—循环(c)—循环(a), 在第二种工况下, 循环(e)和循环(b)的 COP 的大小顺序互换, 其中循环(f)的 COP 值为其他循环的 2~4 倍, 由此可见采用两级压缩回收膨胀功能大大提高循环的性能, 同时比较循环(b)和循环(e)的性能曲线可以发现, 两个系统的性能相差很小, 说明单级压缩回收膨胀功和两级压缩一级节流循环的性能相当。比较循环(b)和循环(c)可以发现, 在带膨胀机的单级压缩循环中加入吸气热交换器在较低的高压侧压力下, 对性能的提高较大, 而在较高的高压侧压力对系统性能几乎没有影响, 同时它使最优高压侧压力变小, 最大的 COP 变大。

比较图 4-123 和图 4-126 还可以发现, 第二种工况下使各种循环 COP 最大的高压侧压力比第一种工况下的大, 这与理论分析的结果相同。在试算过程中还发现, 如果循环(f)的两个压缩机的理论容积排量不变, 会使系统在一种情况下 COP 很高, 而在另一种工况下 COP 与其余五种系统相当, 失去它的性能优势。

由图 4-124 和图 4-127 中看到在第一种工况下循环(c)、循环(d)的冷量相当, 而且最大, 循环(f)其次, 循环(a)的冷量最小, 循环(b)和循环(e)的冷量在中间; 而在第二种工况下循环(d)和循环(f)的次序交换。

由图 4-125 和图 4-128 中可以看到循环(c)、循环(a)和循环(d)的压缩机功率相当, 而且最大, 循环(f)的压缩机功率最小, 循环(b)和循环(e)的压缩机功率相当, 在两者之间。

由此可见, 循环(f)的 COP 高主要是因为它的压缩机功率约为别的循环的(1/2)~(1/4), 与循环(e)相比可以发现高压级的压缩机功率约为总压缩机功率的(1/2)~(2/3), 这部分功回收起来, 可以大大提高循环的性能。循环(c)、循环(d)和循环(f)在冷量上差别并不大, 如果主要关心的是冷量, 则采用循环(c)设备成本最低, 但是经济性是主要考虑的问题, 无疑采用循环(f)是最佳选择, 但是两相增压膨胀机和低压压缩机必须做成一体才能使该系统在各种工况下的性能明显优于其他系统, 但是这样压缩机的制造将是一个关键的问题。

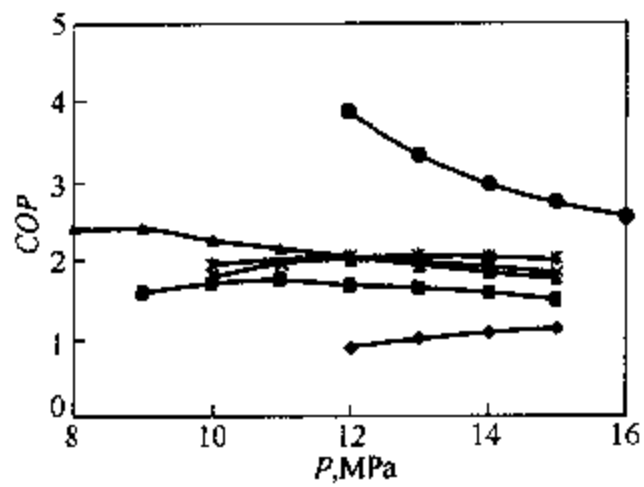


图 4-123 高压侧压力对 COP 的影响 (工况 1)^[23]

循环: ◆—(a); ×—(b); ■—(c);
▲—(d); *—(e); ●—(f)

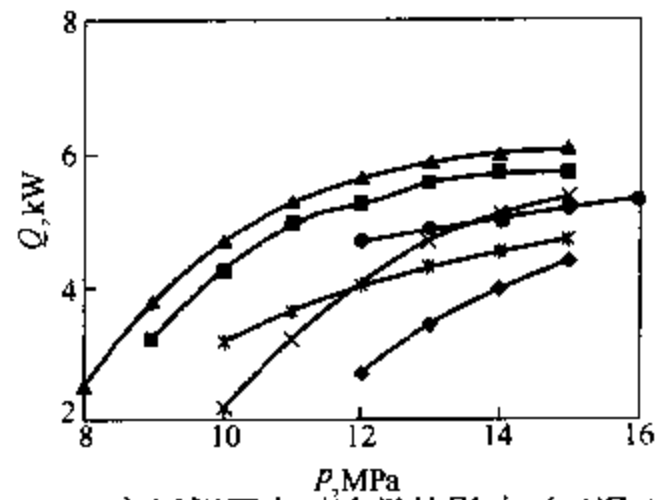


图 4-124 高压侧压力对冷量的影响 (工况 1)^[23]

循环: ◆—(a), ×—(b), ■—(c);
▲—(d), *—(e), ●—(f)

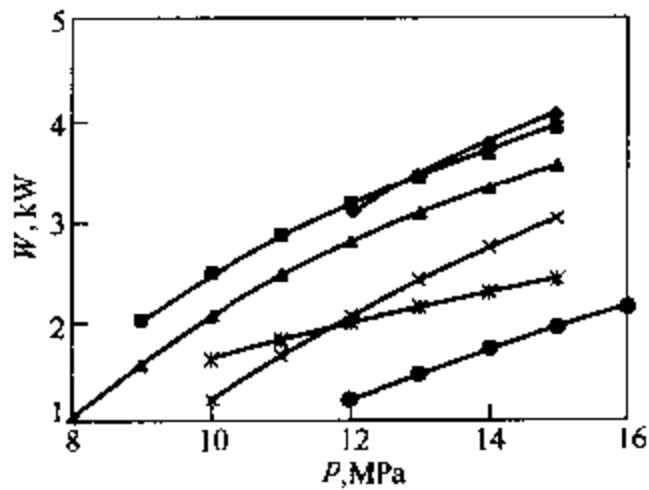


图 4-125 高压侧压力对压缩机功率的影响 (工况 1)^[23]

循环: ◆—(a), ×—(b); ■—(c);
▲—(d), *—(e), ●—(f)

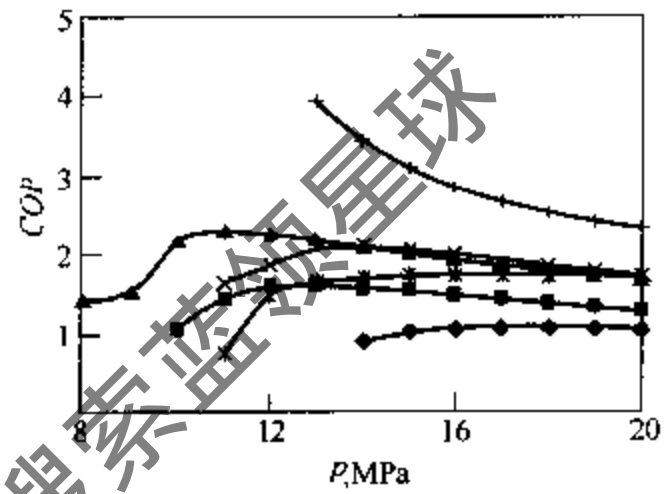


图 4-126 高压侧压力对 COP 的影响 (工况 2)^[23]

循环: ◆—(a); ×—(b); ■—(c);
▲—(d), *—(e), |—(f)

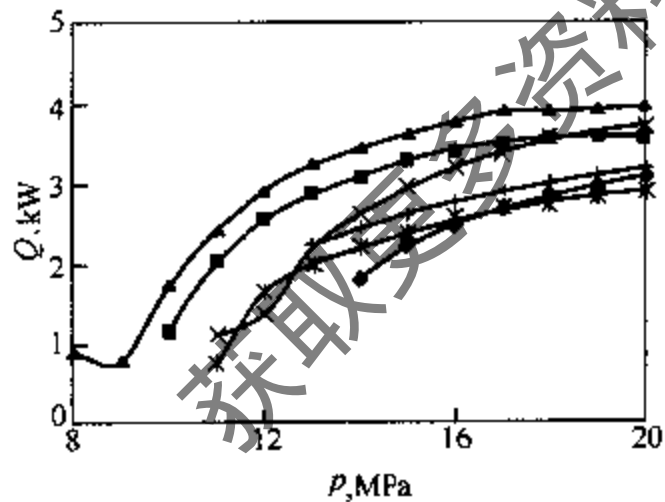


图 4-127 高压侧压力对冷量的影响 (工况 2)^[23]

循环: ◆—(a); ×—(b); ■—(c);
▲—(d); *—(e), |—(f)

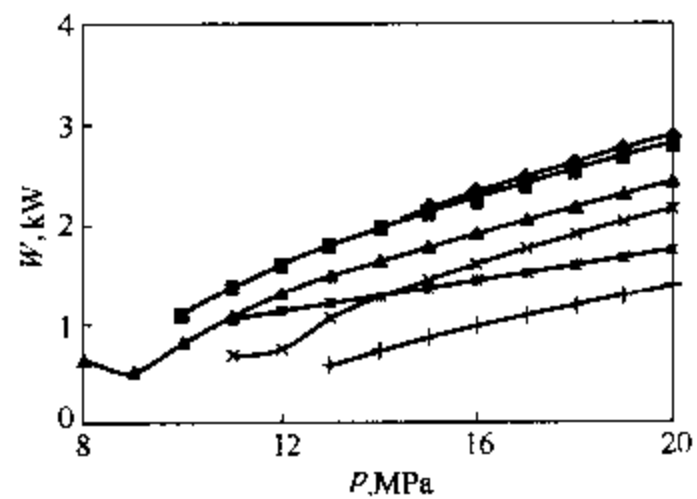


图 4-128 高压侧压力对压缩机功率的影响 (工况 2)^[23]

循环: ◆—(a); ×—(b); ■—(c);
▲—(d), *—(e), |—(f)

参考文献

- 1 William S, Bodinus P E. The rise and fall of carbon dioxide systems. [J] ASHRAE Journal, 1999, 41(4): 41~42
- 2 Lorentzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC / HCFC predicament. [J] International Journal of Refrigeration, 1995, 18(3): 190~197

- 3 王侃宏. CO₂ 跨临界循环的理论分析与实验研究. [D] 2000, 天津大学
- 4 Hwang Y. Comprehensive investigation of carbon dioxide refrigeration cycle. [D] University of Maryland. 1997
- 5 Hafner A, Pettersen J, Skaugen G. An automobile HVAC system with CO₂ as refrigerant. Proceedings of Natural Working Fluids'98, July 2~5, 1998, Oslo, Norway: 289~298
- 6 Giannavola M S, Murphy R, Yin J M, Kim M H, Bullard C W, Hrnjak P S. Experimental investigations of an automotive heat pump prototype for military, SUV and compact cars. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000: 115~122
- 7 Preissner A, Cutler B, Singanamalla S, et al. Comparison of automotive air-conditioning systems operation with CO₂ and R134A. Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, July 25~28, 2000, USA: 185~193
- 8 Gentner A. Passenger car air conditioning using carbon dioxide as refrigerant. Proceedings of Natural Working Fluids'98, July 2~5, 1998, USA: 259~268
- 9 Wertebach J, Caesar R. An environmental evaluation of an automobile air-conditioning system with CO₂ versus HFC134a as refrigerant. [C]: Natural working fluids'98 IIR-Gustav Lorentzen Conference, Joint meeting of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, Technical session 4D. Oslo, Norway, June 2~5, 1998. 279~288
- 10 SuB J, Kruse H. Heat transfer phenomena inside the cylinder of CO₂-compressors and the influence on their efficiency. [C] Proceedings of 2nd IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Norway, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 1998
- 11 Yanagisawa T, Fukuta M, Sakai T, Kato H. Basic operating characteristics of reciprocating compressor for CO₂ cycle. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000: 331~338
- 12 Heyl P, Kraus W E, Quack H. Expander-compressor for a more efficient use of CO₂ as refrigerant. [C] Proceedings of 2nd IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Norway, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 1998
- 13 Neksi P, Dorin Filippo, Rekstad M, Bredesen A. Development of two stage semi hermetic CO₂ compressors. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000. 355~362
- 14 Fagerli B E. Theoretical analysis of compressing CO₂ in scroll compressors. [C] Proceedings of 2nd IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Norway, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 1998. 204~213
- 15 Hasegawa H, Ikoma M, Nishiwaki F, Shintaku H, Yakumaru Y. Experimental and theoretical study of hermetic CO₂ scroll compressor. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000. 347~353
- 16 Fukuta M, Radermacher R, Lindsay D, Yanagisawa T. Performance of vane compressor for CO₂ cycle. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000. 339~346
- 17 Tadano M, Ebara T, Oda A, Susai T, Takizawa K, Izaki H, Komatsubara T. Development of the CO₂ hermetic compressors. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000. 323~330
- 18 Seeton C, Fahl J, Henderson D. Solubility, viscosity, boundary lubrication and miscibility of CO₂ and synthetic lubricants. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000. 417~424
- 19 Leisenheimer B, Fritz T. Interaction between CO₂ and elastomers with respect to permeation and explosive decompression. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000. 201~208
- 20 Yin J M, Bullard C W, Hrnjak P S. Design strategies for R744 gas coolers. [C] Proceedings of 4th IIR-Gustav

- Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000. 315~322
- 21 Pettersen J, Hafner A, Skaugen G. Development of compact heat exchangers for CO₂ air conditioning systems. [J] *Int J Refrig*, 1998, 21(3):180~193
 - 22 Kim M H, Bullard C W. Development of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system. [J] *Energy*, 2001, (26): 931~948
 - 23 黄冬平. 跨临界二氧化碳制冷系统特性分析:[学位论文]. 上海: 上海交通大学, 2001
 - 24 Rieberer R, Gassler M, Halozan H. Control of CO₂ heat pumps. [C] *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000.* 75~82
 - 25 Hirao T, Mizukami H, Takeuchi M, Taniguchi M, Yoshioka A. Development of air conditioning system using CO₂ for automobile. [C] *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000.* 193~200
 - 26 Pettersen J, Hakenjos J. Boiling liquid expanding vapor explosions(BLEVE) in CO₂ vessels: initial experiments. [C] *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000.* 209~216
 - 27 Zhao Y, Ohadi M M, Dessiatoun S V, Molki M, Darabi J. Forced convection boiling heat transfer of CO₂ in horizontal tubes. [C] *Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, March 15~19, 1999, San Diego, California, USA, AJTE99-6249:* 1~7
 - 28 Pettersen J, Rieberer R, Munkejord S T. Heat transfer and pressure drop characteristics of evaporating carbon dioxide in microchannel tubes. [C] *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000.* 107~114
 - 29 M Ohadi, M Molki, Zhao Yuan. CO₂ heat transfer and fluid flow. Internal report of Center for Environmental Energy engineering, University of Maryland, U. S. A. Feb, 2000
 - 30 Olson D A. Heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled horizontal tube. [C] *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000.* 251~257
 - 31 Pettersen J, Rieberer R, Leister A. Heat transfer and pressure drop characteristics of supercritical carbon dioxide in microchannel tubes under cooling. [C] *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000.* 99~106
 - 32 Zingerli A, Groll E A. Influence of refrigeration oil on the heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ during in-tube cooling. [C] *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid in Purdue, Joint Conference of the International Institute of Refrigeration, Section B and E, 2000.* 269~278
 - 33 林高平, 顾兆林. 跨临界 CO₂ 循环性能的研究. *西安交通大学学报*, 1998, 22(8): 35~38
 - 34 廖胜明. 跨临界二氧化碳循环的热力学分析及其应用前景. 见: 高校工程热物理研究会第七届全国学术会议论文集, 上海, 1998. 448~453
 - 35 马一太, 杨昭, 吕灿仁. CO₂ 跨临界(逆)循环的热力学分析. *工程热物理学报*. 1998, 19(6): 663~668
 - 36 马一太, 魏东, 王景刚. 制冷和热泵循环中混合工质和自然工质的研究与进展. 见: 王如竹, 丁国良 主编. 制冷空调新技术进展. 上海: 上海交通大学出版社. 2001. 36~47
 - 37 丁国良, 黄冬平, 张春路. 跨临界二氧化碳汽车空调稳态仿真. *工程热物理学报*, 2001, 22(3): 272~274
 - 38 丁国良, 黄冬平, 张春路. 跨临界二氧化碳汽车空调特性分析. *制冷学报*, 2001, (3): 17~23
 - 39 丁国良, 黄冬平, 张春路, 等. 跨临界循环二氧化碳汽车空调研究进展. *制冷学报*, 2000, (2): 7~13
 - 40 黄冬平, 丁国良, 张春路. 二氧化碳汽车空调器变工况性能分析. *流体机械*, 2000, 28(10): 51~54
 - 41 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化. 北京: 科学出版社, 2001
 - 42 梁贞潜, 黄冬平, 张春路, 丁国良. 二氧化碳汽车空调器仿真与优化. 见: 王如竹, 丁国良 主编. 制冷空调新技术进展. 上海: 上海交通大学出版社. 2001. 164~169

5 流体流动测量技术的发展

本章介绍流体流动中的测量技术，主要包括热线测速技术、激光多普勒测速技术和粒子图像测速技术。

5.1 热线热膜风速仪技术

5.1.1 概述

利用放置在流场中通有加热电流的细金属丝来测量风速的仪器称为热线风速仪，如果用细石英棒上涂有的金属膜代替金属丝，则称为热膜风速仪，二者工作原理相同，统称为热线热膜风速仪。金属丝为热敏元件，通有加热电流，当风速变化时，金属丝的温度就随之而变，从而产生电信号，电信号与风速之间具有一一对应关系，测出此电信号就可以确定风速。

热线测速技术起源于 20 世纪初，1914 年，King 提出了无限长线与流体之间的热对流理论，著名的 King 公式奠定了热线风速仪的理论基础。随后，热线风速仪经历了以平均速度测量为主和以脉动速度测量为主的两个发展阶段。在工作方式上，提出了恒流和恒温两种不同的工作原理。

20 世纪 90 年代，我国北京大学力学系的研究者提出了预移相型热线热膜风速仪原理，这是我国科研工作者对热线风速仪技术发展作出的重大贡献。该项技术 1996 年被批准为美国专利，并转让给美国 TSI 公司，1998 年获中国国家发明奖^[1]。TSI 公司称赞这一原理是“热线风速仪的革命”，“30 年来热线风速仪技术的最大进步”，并由此制成 IFA300 型研究用恒温热线热膜风速仪。

热线热膜风速仪具有惯性小、频响宽、灵敏度高和使用方便等优点，它的出现是实验流体力学进步的一个里程碑。流体力学中的许多成果，特别是湍流中的许多重要结论与热线风速仪的成功应用密不可分。热线热膜风速仪的成功应用不仅仅局限于流动速度的测量，也被拓展用于温度、浓度和密度等物理量的测量，这方面还在不断发展着。

在热线热膜风速仪的发展过程中，先后出现了单丝、X 型双丝和三丝探头，分别用于测量一维、二维、三维速度矢量。后来出现的四丝和六丝涡量探头，用于涡量测量，同时还出现了多点测量用探头等。随着热线风速仪的进一步发展及科学研究的需要，还会不断涌现更多方便实用的探头。本节以下只提热线风速仪，非特别说明，均适用于热膜风速仪。

5.1.2 热线的热交换理论^[2,3]

置于流场中的热线，会与流体之间发生热交换。该热交换过程非常复杂，其中包括热传导、热辐射、自由对流和强迫对流过程。通过特殊设计，在满足一般使用条件的情况下，可以使热传导、热辐射和自由对流过程的影响很小，可忽略不计，那么热线的热交换主要由强迫对流决定。因此，由牛顿冷却公式得，流过热线的流体从热线上带走的热量 Q 为

$$Q = \alpha S (T_w - T_f) \quad (5-1)$$

式中 α 为对流热交换系数； S 为热线表面积； T_w 为热线表面温度； T_f 为流体温度。

解决对流换热问题的关键是确定换热系数 α ，用理论分析的方法确定 α 非常困难，因此，一般采用实验的方法，最简单的实验经验公式是 King 公式。对于一根无限长圆柱形热线、气流垂直掠过该圆柱体，在稳态、强迫对流换热条件下的 King 公式为

$$Nu = A' + B'Re^{0.5} \quad (5-2)$$

式中 $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ ； $Re = \frac{\rho V d}{\mu}$ ； Nu 为努赛尔数； Re 为雷诺数； A' 、 B' 为常数，由实验确定； d 为热线直径； λ 为热导率； ρ 为流体密度； V 为流体速度； μ 为动力黏性系数。

式 (5-2) 还可以变形为

$$Nu = A' + B' \left(\frac{\rho d}{\mu} \right)^{0.5} \sqrt{V} \quad (5-3)$$

把式 (5-1) 代入式 (5-3) 可以导出

$$Q = A' \frac{\lambda}{d} S (T_w - T_f) + B' \lambda \left(\frac{\rho}{\mu d} \right)^{0.5} S (T_w - T_f) \quad (5-4)$$

令 $A = A' \frac{\lambda}{d} S$ ， $B = B' \lambda \left(\frac{\rho}{\mu d} \right)^{0.5} S$ ，则式 (5-4) 变为

$$Q = (A + B \sqrt{V}) (T_w - T_f) \quad (5-5)$$

式中 A 、 B 由实验确定。式 (5-5) 给出了流过热线的流体速度与所带走的热量之间的函数关系。

针对具体的流动条件，研究者还提出了其他几种确定换热系数 α 的实验经验公式。对于液体和大多数气体，Kramer 提出一个比 King 公式更一般的公式

$$Nu = 0.42 Pr^{0.26} + 0.57 Pr^{0.38} Re^{0.5} \quad (5-6)$$

其中 $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ ； $0.71 \leq Pr \leq 1000$ ； $2 \leq Nu \leq 20$ ； $0.01 \leq Re \leq 10^5$ ； Pr 为普朗特数； c_p 为流体比定压热容。

对于空气，Collis-Williams 提出不计可压缩性影响的公式

$$Nu = (A + B Re^n) [(T_w + T_f) / (2T_f)]^{0.17} \quad (5-7)$$

式中 A 、 B 和 n 为待定系数，当 $0.02 \leq Re \leq 44$ 时， $A = 0.24$ ， $B = 0.56$ ， $n = 0.45$ ；当 $44 < Re \leq 140$ 时， $A = 0$ ， $B = 0.48$ ， $n = 0.51$ 。

对于 $1.2 \leq M_\infty \leq 5$ 的超音速流动，Kovaszny 提出公式

$$Nu = (A Re^{0.5} - B) \left(1 - c \frac{T_m - T_r}{T_0} \right) \quad (5-8)$$

其中 $Re_0 = \frac{\rho_\infty V_\infty d}{\mu_0}$ ； T_0 为驻点温度； μ_0 为对应对驻点温度 T_0 时的流体黏性系数； T_m 为平均温度； T_r 为恢复温度； $A = 0.58$ ； $B = 0.795$ ； $C = 0.18$ ； ρ_∞ 为无穷远处流体密度； V_∞ 为无穷远处流体速度。

5.1.3 热线的静态特性^[2]

在稳态情况下，由热平衡原理知，热线中产生的热量应当等于流体从热线中带走的热量。流体带走的热量由式 (5-5) 有

$$Q = (A + B \sqrt{V}) (T_w - T_f) \quad (5-9)$$

而热线中产生的热量为

$$Q = I_w^2 R_w \quad (5-10)$$

$$R_w = R_0[1 + \alpha_0(T_w - T_0)] \quad (5-11)$$

式中 I_w 为热线中通过的电流； R_w 为热线在工作温度 T_w 时的电阻； R_0 为热线在参考温度 T_0 时的电阻； α_0 为热线在参考温度 T_0 时的电阻温度系数。

设 $T_0 = T_f$ ，则由式 (5-9) 和式 (5-10) 得

$$\frac{I_w^2 \alpha_f R_f R_w}{R_w - R_f} = A + B\sqrt{V} \quad (5-12)$$

式中 下标 f 表示在流体温度 T_f 时的相应参数， α_f ， R_f ， A ， B 均为常数。

式 (5-12) 表明， I_w 、 R_w 和 V 三者之间存在着确定的函数关系。若令 $I_w = \text{常数}$ ，即电流恒定，则式 (5-12) 表示 R_w 与 V 之间的函数关系；若令 $R_w = \text{常数}$ ，由式 (5-11) 知热线温度不变，则式 (5-12) 表示 I_w 与 V 之间的函数关系。可见，通过测定热线的电阻 R_w 或加热电流 I_w 就可获得气流的速度 V 。上述两种情况分别对应热线的两种工作方式。

(1) 恒流工作方式

如 $I_w = \text{常数}$ ，则热线风速仪的恒流静态方程为 R_w 与 V 之间的关系式

$$R_w = \frac{-R_f(A + B\sqrt{V})}{I_w^2 \alpha_f R_f - (A + B\sqrt{V})} \quad (5-13)$$

(2) 恒温工作方式

如 $R_w = \text{常数}$ ，则热线风速仪的恒温静态方程为 I_w 与 V 之间的关系式

$$I_w = \sqrt{\frac{(R_w - R_f)(A + B\sqrt{V})}{\alpha_f R_f R_w}} \quad (5-14)$$

通过分析式 (5-13) 和式 (5-14) 所对应曲线的斜率，不难看出，无论恒流工作方式还是恒温工作方式，均在测量低流速时的灵敏度高于测量高流速时的灵敏度。

5.1.4 热线的动态特性

上一小节讨论的热线静态特性，是指热线在定常流场中的特性。在非定常流场中，流体速度随着时间不断发生变化，那么热线与流体之间的热交换速率能否跟得上流体速度变化的速率成为热线能否真实测量非定常流场的关键。由于热线的热惯性，热线与流体之间的热交换具有滞后现象，但是，通过电子线路的补偿，可以使热线与周围流体间的热交换处于准平衡状态。因此，热线在非定常流场的测量中得到了广泛应用。

(1) 热线动态方程

在非定常流场中，热线与周围流体之间的热交换处于不平衡状态。单位时间内热线中的热量增量应当等于单位时间内热线产生的热量减去流体所带走的热量。

由于电流加热，热线在 Δt 时间内产生的热量 ΔQ_w 为

$$\Delta Q_w = \frac{1}{J} I_w^2 R_w \Delta t \quad (5-15)$$

其中 J 为热功当量。

由式 (5-9) 和式 (5-11) 知，在 Δt 时间内，流体从热线中带走的热量 ΔQ_f 为

$$\Delta Q_f = \frac{1}{J} (A'' + B''\sqrt{V})(R_w - R_f)\Delta t \quad (5-16)$$

其中 $A'' = \frac{A}{\alpha_f R_f}$ ； $B'' = \frac{B}{\alpha_f R_f}$ 。

那么, 热线在 Δt 时间内总热量增量为

$$\Delta Q = \frac{1}{J} [I_w^2 R_w - (A'' + B'' \sqrt{V})(R_w - R_f)] \Delta t \quad (5-17)$$

则热线在单位时间内总热量变化为

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{J} [I_w^2 R_w - (A'' + B'' \sqrt{V})(R_w - R_f)] \quad (5-18)$$

$$\text{令 } I_w(t) = \bar{I}_w + i_w(t)$$

$$R_w(t) = \bar{R}_w + r_w(t)$$

$$R_f(t) = \bar{R}_f + r_f(t)$$

$$V(t) = \bar{V} + v(t)$$

$$H(t) = \bar{H} + h(t)$$

$$H(t) = A'' + B'' \sqrt{V(t)}$$

$$\bar{H} = A'' + B'' \sqrt{\bar{V}}$$

其中大小写字母分别表示同一物理量的瞬时量和脉动量, 字母上方加横线表示平均量。考虑到

$$Q = cm(T_w - T_f) \quad (5-20)$$

式中 c 为热线比热容; m 为热线质量。

把式 (5-19) 和式 (5-20) 代入式 (5-18), 变换得热线动态响应方程如下

$$\frac{JmcL}{\bar{H}} \frac{d}{dt} \left(\frac{r_w}{\bar{R}_w} \right) + \left(\frac{r_w}{\bar{R}_w} \right) = 2(L-1) \frac{i_w}{\bar{I}_w} - (L-1) \frac{h}{\bar{H}} \quad (5-21)$$

式中 $L = \bar{R}_w / \bar{R}_f$, 称为过热比。该式给出了脉动速度 (包含在 h 中) 与脉动电流 i_w 、脉动电阻 r_w 之间的关系。

(2) 恒流工作方式下热线的动态方程解及其基本电路

在恒流时, $I_w = \text{常数}$, $i_w = 0$, 则式 (5-21) 变为

$$\frac{JmcL}{\bar{H}} \frac{d}{dt} \left(\frac{r_w}{\bar{R}_w} \right) + \frac{r_w}{\bar{R}_w} = -(L-1) \frac{h}{\bar{H}} \quad (5-22)$$

$$\text{令 } \varphi(t) = -(L-1) \frac{h}{\bar{H}} \approx -(L-1) \frac{B'' v(t)}{2 \sqrt{\bar{V}} (A'' + B'' \sqrt{\bar{V}})}; \quad \frac{JmcL}{\bar{H}} = M_{cc}$$

为热线恒流工作方式的时间常数。则式 (5-22) 变为

$$M_{cc} \frac{d}{dt} \left(\frac{r_w}{\bar{R}_w} \right) + \frac{r_w}{\bar{R}_w} = \varphi(t) \quad (5-23)$$

作为典型情况, 假设 $\varphi(t)$ 具有如下形式

$$\varphi(t) = \varphi_0 \exp(i\omega t)$$

则式 (5-23) 的解为

$$\frac{r_w}{\bar{R}_w} = A e^{i(\omega t - \varphi)} \quad (5-24)$$

式中 $A = \frac{\varphi_0}{\sqrt{1 + \omega^2 M_{cc}^2}}$; $\varphi = \tan^{-1}(\omega M_{cc})$ 。上式中 ω 为脉动速度各分量的频率; r_w 为由

$\varphi(t)$ 引起的电路信号脉动量; M_{cc} 为热线时间常数, 是反映热线系统热惯性大小的参量。由式 (5-24) 可见, 由于 M_{cc} 的存在, 测量到的信号 r_w 与真实信号 $\varphi(t)$ 相比较, 幅值发生衰

减, 相位发生滞后。 M_{cc} 不可能消除掉, 一般, 可以通过电子线路补偿来消除这种热惯性现象, 这是热线测量技术中的一个重要组成部分。

图 5-1 表示一个典型的恒流式热线风速仪的基本电路, 该电路可以补偿热惯性现象。其中, 由于 $R_s \gg R_c + R_b \gg R_a + R_w$, 所以在给定电压 E 下, 输入电桥的电流保持不变, 且大部分通过 $R_a + R_w$ 桥臂, 该电流也保持不变, 因此, 通过热线的电流 I_w 是恒定的, 这可以看做热线中的直流电流分量。

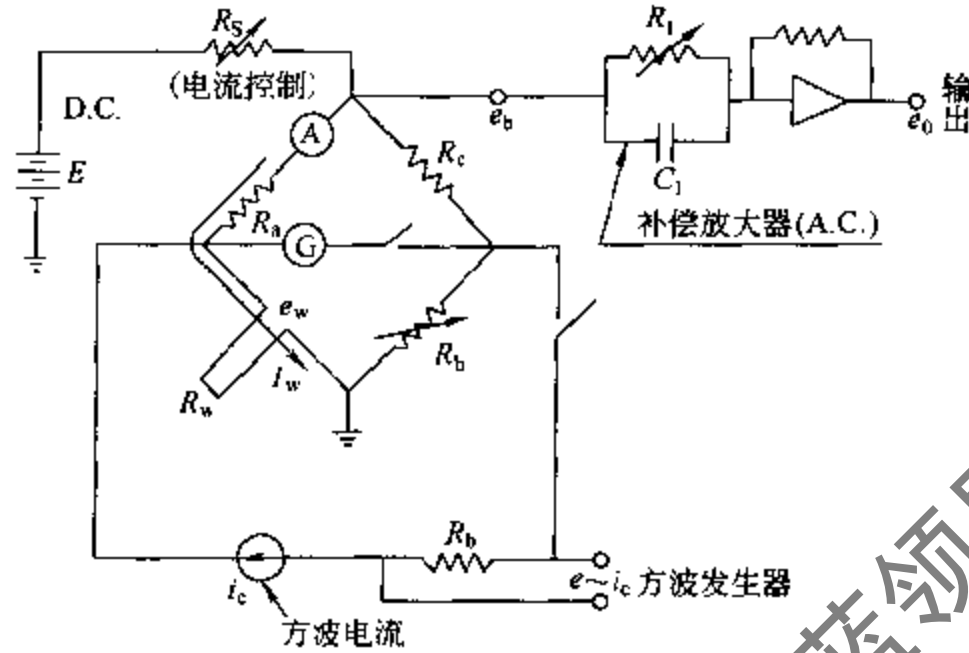


图 5-1 恒流式热线风速仪的基本电路

当流体与热线之间的热交换增加时, 则 T_w 下降, R_w 下降, 则 e_b 下降, 反之亦然。这里 i_w 可看做通过热线的交流电流分量, 使用一个放大器就可以检测到 e_b 的变化。该电路能够通过电桥补偿热惯性现象, 使得测量的电压脉动能很好地反映流体速度的脉动。目前, 恒流式热线风速仪在测量流体速度中应用较少, 但它却是最灵敏的温度测量仪器。

(3) 恒温工作方式下热线的动态方程解及其基本电路

恒温式热线风速仪采用反馈式电路, 如图 5-2 所示。当气流速度增加时, 热线与流体之间热交换增加, 热线变冷, 电阻 R_w 减小, 引起反馈放大器输入负端电压降低, 这将导致反馈放大器输出端电压升高, 流过热线的电流增大, 热线被加热, 补偿了温度的下降, 从而使热线和电阻保持恒温, 所以称为恒温型热线风速仪。

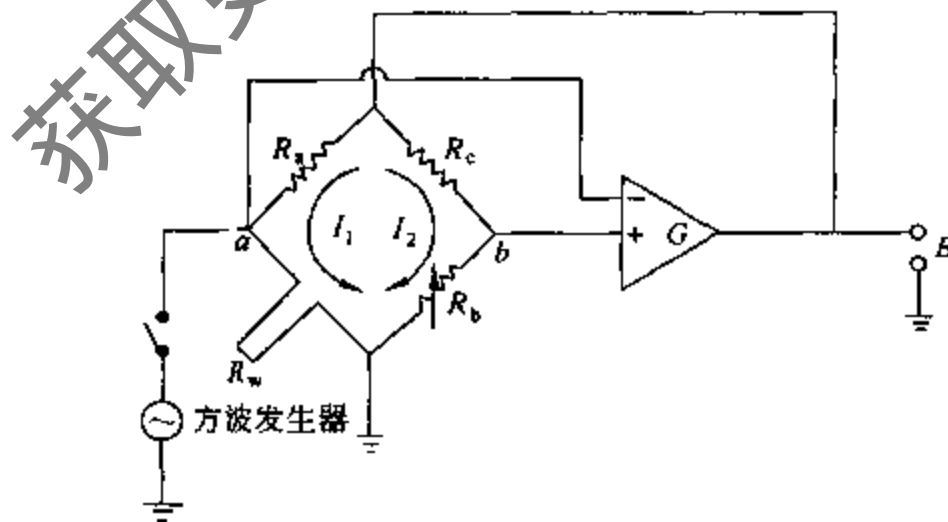


图 5-2 恒温式热线风速仪采用反馈式电路

电桥输出电压 E 与热线电流 I_w 之间的近似关系为

$$E = I_w(R_w - R_B) \quad (5-25)$$

其中 R_B 为电桥平衡时 R_W 的值。

反馈放大器闭环响应方程为

$$I_W + \tau \frac{dI_W}{dt} + \sigma^2 \frac{d^2 I_W}{dt^2} = I_B - G'E \quad (5-26)$$

式中 I_B 为电桥平衡时通过热线的偏置电流； G' 为反馈系统的跨导； τ 、 σ 为反馈系统特性参数。

将式 (5-21)、式 (5-25) 和式 (5-26) 合并简化后可得恒温式热线风速仪系统的动态方程为

$$\frac{M_{cc}}{2G(L-1)} \left[\sigma^2 \frac{d^3}{dt^3} \left(\frac{i_W}{I_W} \right) + \tau \frac{d^2}{dt^2} \left(\frac{i_W}{I_W} \right) + k \frac{d}{dt} \left(\frac{i_W}{I_W} \right) \right] + \left(\frac{i_W}{I_W} \right) = \frac{h}{2H} \quad (5-27)$$

其中， $G = G'R_W$ ； G 为反馈系统有效增益； $k = I_B/I_W$ ，为偏置比。

令 $M_{cT} = \frac{M_{cc}}{2G(L-1)}$ ， M_{cT} 称为恒温式工作时热线系统的时间常数。把式 (5-27) 写成一般形式

$$M_{cT} \left[\sigma^2 \frac{d^3}{dt^3} + \tau \frac{d^2}{dt^2} + k \frac{d}{dt} \right] \left(\frac{i_W}{I_W} \right) + \left(\frac{i_W}{I_W} \right) = \varphi(t) \quad (5-28)$$

其解为

$$\frac{i_W}{I_W} = A e^{i(\omega t + \phi)} \quad (5-29)$$

其中

$$A = \frac{\varphi_0}{\sqrt{(1 - \tau M_{cT} \omega^2)^2 + M_{cT}^2 \omega^2 (k - \sigma^2 \omega^2)^2}}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{M_{cT} \omega (\sigma^2 \omega^2 - k)}{1 - \tau M_{cT} \omega^2} \right)$$

由式 (5-29) 可见，恒温式与恒流式热线系统的动态响应特性相似，在频率上保持不变，振幅上有衰减，相位上有滞后。其振幅衰减与相位滞后与热线时间常数 M_{cT} 、 M_{cc} 及反馈系统特性参数 (σ 、 τ 、 k) 有关。因此，通过调节或选择反馈系统参数减小振幅衰减和相位滞后。恒温型热线风速仪是建立在纯电阻物理模型基础上的，而实际中的热线存在着较长引线，引线电感和引线电容以及电桥上存在的杂散电感和杂散电容会导致电桥中振荡经常发生，从而使热线测量不可进行，这也正是纯电阻物理模型固有的不足之处。为此，传统热线风速仪需要动态校准，或频率最佳化调节，也称为方波试验。Fremuth 和 Fingerson 在频率最佳化调节的理论与实践方面做出了重要贡献。依据 Fremuth 的模型理论，恒温型热线风速仪实际上是由调节引线微调，即引线电感或引线电容，偏置电压 E ，增益 G ，稳定电路或带宽乘积 $B = G/\tau$ 等六个量来实现。可以选取电缆微调，偏置电压和稳定电路三个参量，或者选择电缆微调，增益 G 和带宽限制电路四个参量进行频率最佳化调节，两种方法本质相同。

5.1.5 预移相型热线风速仪简介

传统型热线风速仪的最大不足是稳定性差，使用时易发生电路振荡，振荡发生的原因是由于存在引线分布电感和引线电容以及电桥杂散电感和杂散电容，分析表明引线分布电感是引起稳定性问题的主要原因。电感对交流分量有阻碍作用，在电桥的探针引线臂上加上预移

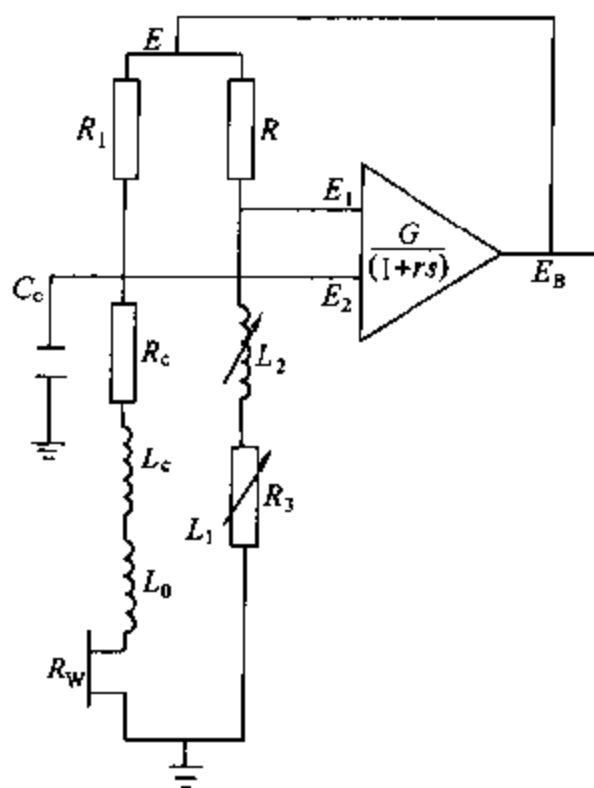


图 5-3 预移相型热线风速仪基本电路

相电感 L_0 ，对应臂上加上可调电感 L_2 ，可以抑制和抵消引线电感的作用，使电桥达到交流平衡，如图 5-3 所示，这就是预移相型热线风速仪的基本思想。该思想由北京大学力学系盛森芝教授领导的科研组首先提出，该热线物理模型考虑了电感的影响，属非纯电阻模型，与传统的纯电阻热线模型有本质上的不同。

在图 5-3 中， R_c 、 L_c 、 C_c 分别为热线探针引线的分布电阻、分布电感和分布电容，预移相型热线的动态响应方程是五阶非齐次方程，有关它的形式和求解较为复杂这里不作涉及，有兴趣的读者可以参阅文献[3]。

由预移相原理制作的热线风速仪与传统热线风速仪相比较，具有以下优点。

① 预移相型热线风速仪不需要方波试验就能达到很高频率响应，且操作方便，节省了大量时间。而传统型热线风速仪系统不稳定，容易自激振荡。特别在流速动态范围较宽，脉动范围较大的流场中，方波试验不仅是不可缺少的，而且可能在一次实验中多次进行，使用上极不方便。

② 预移相型热线风速仪，设有动态同步偏置电路不需要调节参量，而传统型热线风速仪需要三个或四个调节参量，且各参量之间互相影响，需要多次反复调节，才能达到最佳频率响应状态。

③ 预移相型热线风速仪频带宽，可以达到 700kHz 以上，而传统型热线风速仪一般只能在 200kHz 以下，虽然能应付一般流场的需要，但不宜于在高频流场中使用。

5.1.6 探头的选择和校准

(1) 探头的选择

探头的选择应依据所要测量的物理量、流体种类、分辨率、工作环境好坏（有无灰尘）、频响范围等诸多因素结合考虑。

在进行探头选择之前，先了解一下探头的结构形式及材料特性。热线风速仪探头结构形式种类繁多，现以一般的单丝插入式探头为例说明。如图 5-4 (a) 所示，探头前端伸出两个支叉，热敏元件细金属丝固定在叉杆上，叉杆为电的导体，固定支叉的基体是瓷质的绝缘体。图 5-4 中还展示了热膜探头及非圆柱形探头的感受部位结构，可依据工作环境和速度范围不同选择使用。测量时，支叉另一端通过导线接入热线风速仪电桥的一臂进行工作。热线长度 l 与直径 d 的比值 l/d 称为长径比，这是一个非常重要的参数，一般 l/d 在 100~200 范围内。 l/d 过大空间分辨力下降，反之，叉杆冷却效应会增大。

构成热敏元件的细金属丝有多种形式变种，形成了热线、热膜和表面热膜三大类探头。依据同一探头体上细金属丝的数目不同，又可分为单丝、X 型双丝和三丝测速探头，以及四丝和六丝涡量探头等。

热敏元件的材料主要有钨、铂、铂-铱合金 (Pt-Ir) 和铂-铑 (Pt-Rh) 合金等，其性能见表 5-1。热线探头的热敏元件一般是钨丝或铂丝，铂丝用于高温流场，铂-铱合金与铂-铑合金也适用于高温环境。热膜探头的热敏元件结构复杂，是在一根石英棒上外镀一层铂膜构成，如果用于液体中流速测量，需在其最外边喷镀一层很薄的绝缘漆或石英覆盖层。表面热

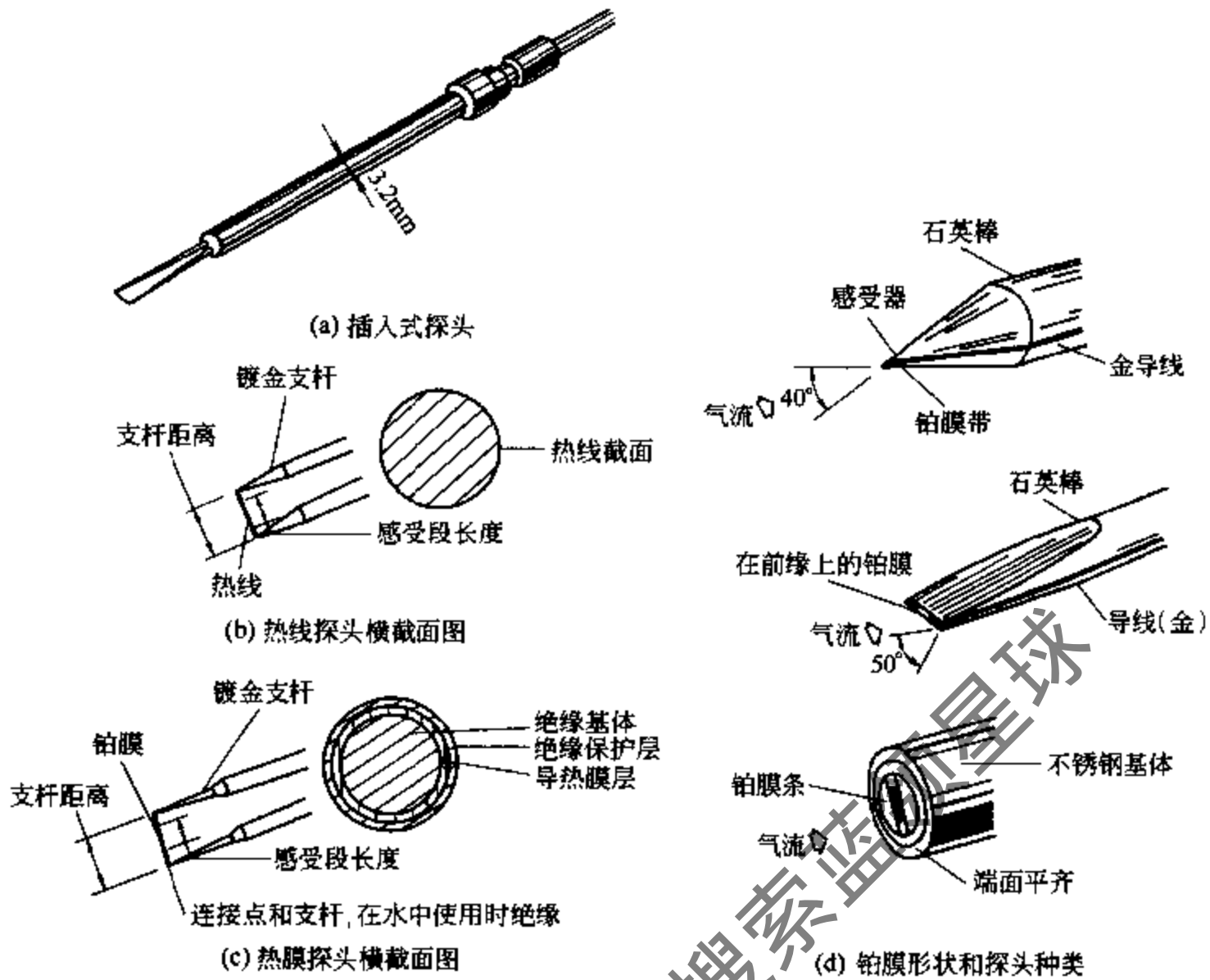


图 5-4 探头结构及感受部位种类

膜探头的热敏元件由在各种形状的石英晶体基体上镀上铂膜构成，铂膜形状和大小随探头种类不同而不同，如图 5-4。

表 5-1 典型热线材料的性能^[4]

材 料	钨	铂	铂-铱	铂-铱
成分比例, %	100	100	80:20	90:10
最大工作温度 (空气中), ℃	300	800	750	850
电阻率, $\times 10^{-6} \Omega \cdot \text{cm}$	5.5	10	31	19
电阻温度系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$	0.0045	0.00039	0.0009	0.0016
抗拉极限强度, kg/mm^2	420	24.6	100	0.31
热传导率, $\text{cal}^{\text{①}}/(\text{cm} \cdot ^{\circ}\text{C})$	0.47	0.116	0.042	0.035
典型直径, μm	4	5	6~12	10
典型探头常温下电阻值, Ω	8	6	5~15	
可否软焊	否	可	可	可
可否熔焊	可	可	可	可

① $1\text{cal} = 4.17\text{J}$ 。

热线探头强度较低，易断，适用于流速不高，流体比较洁净的场合。但它的频响高，尺寸小，空间分频率高。热膜探头的强度较热线探头高许多，可以承受很高流体速度，允许液体中有少量杂质，热膜探头的频响比热线探头的低，但也可达到 250~300kHz，适用于非常广泛的流场测量。表面热膜探头适用于一些特殊场合或对强度有更高要求的场合，如楔形探头，是在楔形绝缘基体上的很小区域内，镀上一定形状的铂膜充当热敏元件，可用于跨音速或超音速流场的测量。在空气跨音速流场及超音速流场中如果用普通热线热膜探头，不到几

秒钟时间就会吹断热敏元件，因为这时气流中的杂质对热敏元件的磨蚀异常迅速，而楔形热膜探头基体宽厚，能承受得住这种工作环境的影响。

一般，单丝探头用于一维流场，X型双丝探头用于二维流场，三丝探头用于三维流场，四丝和六丝探头用于涡量测量等。对于稳态流场可用旋转探头的方法测量速度，如用热线轴与探针轴成 45° 角的单斜丝探头旋转采样，可测量二维、三维速度场，用“X”丝探头旋转采样，可测量三维速度场等。多丝探头由于热线多，制造困难、造价高，且热线之间互相干扰，会造成较大误差，空间分辨率也较低，适用于大尺度流场测量。在可能的情况下，优先选择热线少的探头使用。

(2) 热线探头的校准

热线探头的校准包括静态校准和动态校准。

① 静态校准^[5] 热线的静态校准就是确定流过热线探头的流体速度 v 与热线两端电压 E 之间的关系，热线两端电压 E 也可用电桥输出电压代替，二者是一致的。据式 (5-12)，普遍情况下的静态校准公式为

$$E^2 = (A + Bv^n)(T_w - T_f) \quad (5-30a)$$

或
$$E^2 = a + bv^n \quad (5-30b)$$

式中 a 、 b 、 n 为校准待定常数，通常 n 取 $0.45 \sim 0.5$ 。

有线化器的热线风速仪，静态校准公式为

$$E = Cv \quad (5-31)$$

其中 C 为校准常数。该校准曲线为直线，这种热线校准方法在计算机技术应用于该领域之前被广泛应用。

还有一种校准公式为显式多项式形式，精度比式 (5-30) 高，现在被广泛采用，该校准公式为

$$v = A + BE + CE^2 + DE^3 \quad (5-32)$$

其中 A 、 B 、 C 、 D 为校准常数。

在使用热线探头之前，必须依据所预计的被测速度范围进行热线校准。每一个探头单独校准，即使同一类型的探头一起使用，也须分别校准。校准可以在使用探头的装置中进行，也可以在特制的校准台位上进行，两种方式基本相同，都是提供一个已知速度的低湍流度流场，把热线放在其中，改变流场速度，得到一组电压 E 与流速 v 的参数，通过最小二乘法拟合就可确定式 (5-30) 或式 (5-32) 中的校准常数。

② 动态校准 动态校准指利用动态校准机构产生已知频率和振幅的脉动速度，让热线探头感受它，以确定最佳频响特性和速度敏感系数。

对式 (5-30) 求导，得

$$\frac{dE}{dv} = \frac{nb}{2E} v^{n-1} \quad (5-33)$$

其中 $\frac{dE}{dv}$ 称为速度敏感系数，是仪器的一个性能指标。Perry^[6]认为，静态校准与动态校准所确定的速度敏感系数不相同，所以，必须进行动态校准。但另外一些研究者却认为，在 $6 \sim 60 \text{ m/s}$ 的低速范围内，静态校准和动态校准所确定的 $\frac{dE}{dv}$ 相当一致，相差在 $2\% \sim 4\%$ 之间，在此范围内可以不进行动态校准。

动态校准非常繁琐，而且动态校准机较为昂贵。实际上很少直接进行动态校准，而是用

一种较方便的方法代替动态校准,即前面提到的方波试验。所谓方波试验,简单地说,就是用方波信号模拟速度脉动信号,把方波信号加于热线测量系统,调节电桥的电路参数,使系统的频率响应特性最佳。具体地说,把要进行方波试验的探头置于恒定速度的流场中,使热线测量系统处于工作状态,调节方波发生器的频率和幅值到所需要位置,这时,方波信号施加在热线两端,模拟速度阶跃,通过调节电缆微调、偏置电压和稳定电路参数,或者通过调节电缆微调、增益和带宽限制电路参数,用示波器观察热线风速仪对方波阶跃的响应,使系统频响最佳。当调节参数合适时,示波器上的波形无振荡,也不会出现过阻尼的响应波形。热线对方波的最佳响应波形见图 5-5,热膜与此类似,从响应波形图上可以求得热线测量系统的截止频率 f_{cut} , f_{cut} 表示热线系统所能测量的频率上限。

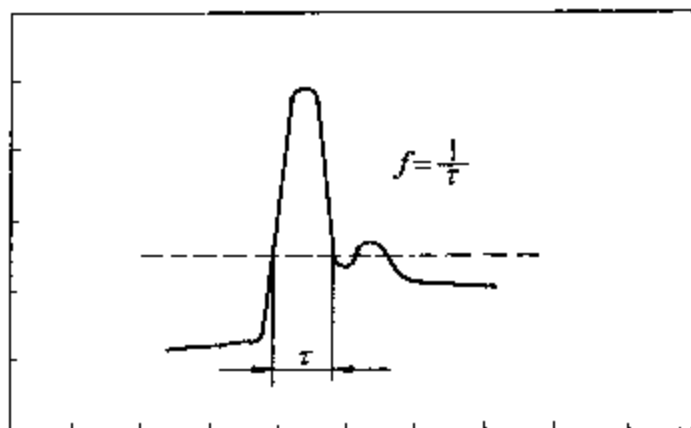


图 5-5 最佳响应波形

对于热线

$$f_{\text{cut}} = \frac{1}{1.3\tau} \quad (5-34)$$

对于热膜

$$f_{\text{cut}} = \frac{1}{\tau} \quad (5-35)$$

其中 τ 是时间,计取方法是在方波响应波形图上自开始点到脉冲衰减到和初值之差小于 3% 的点之间的时间,如图 5-5 所示。需要指出,采用预移相技术制造的热线风速仪已经不需要方波试验了,这节省了大量时间,使用更为方便。

5.1.7 热线测量系统的误差分析

与任何测量系统一样,热线测量系统也存在误差,但它仍不失是一个高精度、高灵敏度的动态测试仪器。本节介绍热线测量系统误差产生的原因,以便使用时尽量避免。

(1) 假信号

引起热线出现假信号的因素较多。归纳起来有以下几点:

① 探头产生的涡 支承热线的叉杆直径,一般比热线直径大 1~2 个量级,当探头在流场中进行测量或校准时,叉杆上一般有涡脱落现象发生,这种涡的尺度比热线直径大几个量级。如果热线处在该涡脱落区,就引入了假信号。使用 45°斜丝探头或多丝探头,气流的方向未知时,往往会使热线处于自己或者别的热线叉杆的涡区,从而引入假信号。另一方面,脱落涡会改变热线周围的流场特性,即使热线不在涡区也会受到影响,造成误差,所以应尽量顺流放置探头。

② 振动产生的假信号 主要指两个方面的含义,一是指杆叉两端之间的热线,在气流绕流时,受扰动而发生振动,其频率与风速无关,但振幅大小与风速有关。克服此类振动的方法是使探头支杆固牢,热线松紧合适。一般热膜探头不存在此类问题,但热线探头在高速气流中,常碰到这个问题。二是指探针杆受气流作用引起振动,或者受支承系统作用引起振动,从而引入假信号,所以探杆长度应适当,并且尽量减小周围机器振动对探针的影响。

③ 电子振荡和电子噪声 电子仪器中产生的振荡,通常频率很高,接入适当的电容器就很容易去除掉,一般恒温式热线风速仪都有可变的电感或电容器,保证反馈线路稳定运

$$\frac{E_c^2}{T_w - T_c} = A + Bv^n \quad (5-39)$$

$$\frac{E_m^2}{T_w - T_m} = A + Bv^n \quad (5-40)$$

其中下标 c 表示校准实验；下标 m 表示实际测量实验。

由式 (5-36) 与式 (5-37) 比可得

$$E_c^2 = \frac{T_w - T_c}{T_w - T_m} E_m^2 \quad (5-41)$$

此式表明，实际测得的电压 E_m ，须经过温度修正后，方可代入校准公式，求得校准温度下的流体速度，这一方法可以把不同温度下的测量结果转换到同一温度下，便于试验数据对比分析。

做动态测量时，如果流场中有高频强温度脉动存在，会影响到脉动速度的测量，特别是湍流量测量的准确度^[7]。Champagne 给出脉动量间的关系式^[8]

$$e_L = \left. \frac{\partial E_L}{\partial v} \right|_{T_c - T_a} \times v - \left. \frac{\partial E_L}{\partial (T_c - T_a)} \right| \times \theta = bv - c\theta \quad (5-42)$$

式中 e 为电压 E 的脉动量； E 为输出电压； v 为流体速度； T_c 为校准流体温度； T_a 为被测量流体温度； θ 为温度脉动值；下标 L 为线化输出量； v 为速度脉动值； b 为速度敏感系数； c 为温度敏感系数。Champagne 导出了 b 和 c 的计算式，并和测量结果做了比较，如表 5-2。

表 5-2 b 和 c 值的计算和测量结果

速度 $v, \text{m/s}$	$c, \text{W/}^\circ\text{C}$		介质温差 $^\circ\text{C}$	$b, \text{W}/(\text{m/s})$	
	测量	计算		测量	计算
3	0.10	0.11	2.8	1.07	1.07
4	0.13	0.14	0	1.00	1.00
6	0.17	0.19	-2.9	0.95	0.93
			-5.7	0.89	0.86

(2) 气流倾角的影响及其修正

如图 5-6 所示，对无限长热线均匀加热，假定过热比不大，那么，流体流过它时单位长度上的热损耗仅仅与垂直速度分量有关，即与 $v_\infty \cos \alpha$ 有关，其中 α 为速度方向与热线法平面之间的夹角。因此，只要考虑垂直热线的有效冷却速度分量 v_e 即可。有效冷却速度定义为

$$v_e = v_\infty \cos \alpha \quad (5-43)$$

Friche 和 Schwarts 对无限长热线和有限长热线的有效冷却速度进行对比研究表明^[9]，随着 α 角度增大，二者差异增大，见图 5-7。

Hinze 和 Champagne 等人对有限长热线进行了改进，得

$$v_e = v_\infty (\cos^2 \alpha + k^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \quad (5-44)$$

其中 k 为修正系数，其取值范围 $0 \sim 0.2$ ，当 $\frac{2l}{d} = 200$ 时， k 取 0.2 ，当 $\frac{2l}{d} = 600 \sim 800$ 时， k 取 0 ， $0^\circ < \alpha < 60^\circ$ ，从 Hinze 和 Champagne 的公式可见，随着热线长径比 $2l/d$ 增加，热线愈加接近于无限长特征，因此修正系数 k 趋近于零。

为估计叉杆的干扰影响，1971 年 Jørgensen 提出下式^[4,10]

$$v_e^2 = v_n^2 + k_1^2 v_v^2 + k_2^2 v_b^2 \quad (5-45)$$

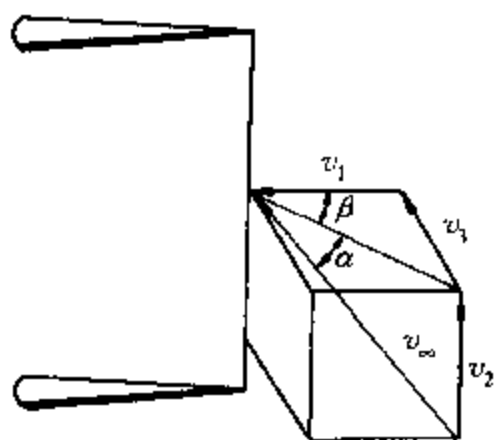


图 5-6 气流倾角的影响及其修正
 v_∞ —来流速度矢; v_1 —垂直于热线,平行于叉杆;
 v_2 —平行于热线; v_3 —垂直于热线和叉杆

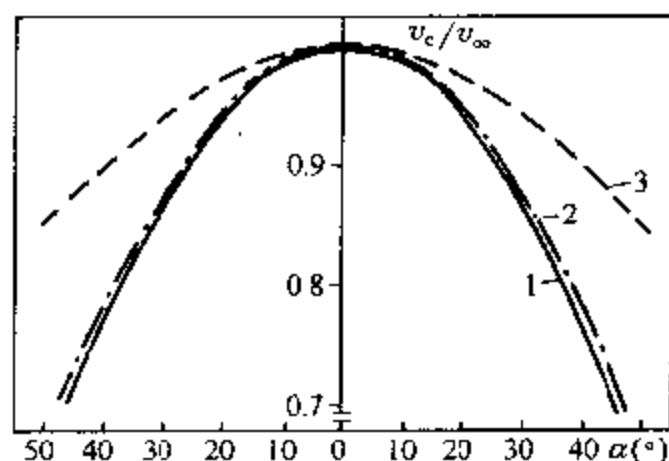


图 5-7 随着 α 角度增大,二者差异增大
 1—余弦曲线;2—无限长热线;
 3—有限长度热线^[14]

其中 v_e 为有效冷却速度, v_n 为热线法向速度分量, v_t 为热线切向速度分量, v_b 为热线副法向速度分量, k_1 为称为偏航系数, k_2 为称为俯仰系数, 如图 5-8。

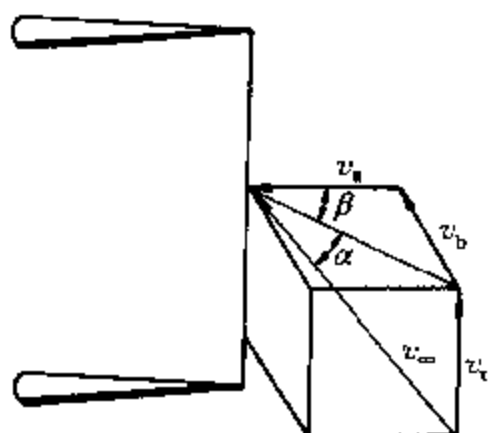


图 5-8 各速度分量估计
 叉杆的干扰影响

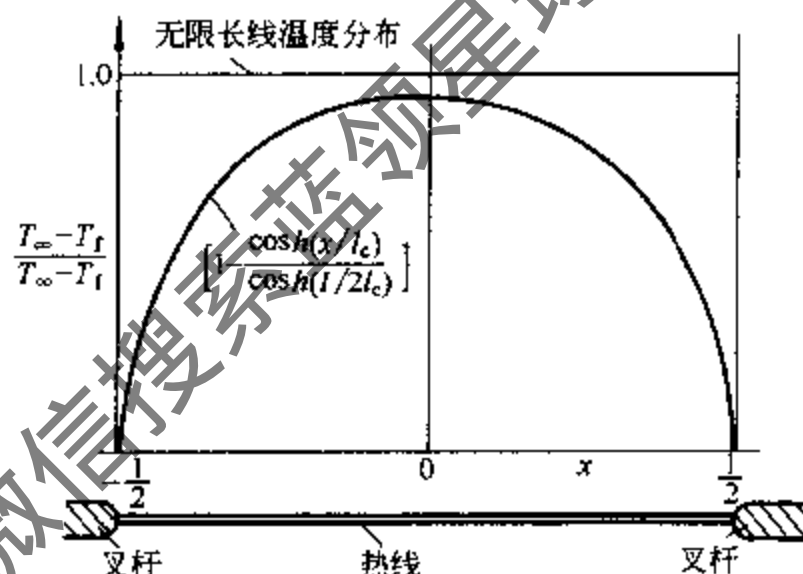


图 5-9 叉杆对热线温度分布的影响

系数 k_1 、 k_2 主要取决于热线长径比、叉杆数目和气流偏斜角等因素。对于热线, 一般 k_1 为 0.85~0.90, k_2 为 1.09~1.14, 实际测量前须进行方向校准, 以确定所用探针的 k_1 、 k_2 值。所谓方向校准, 就是保持已知速度恒定, 分别改变热线探头的偏航角和俯仰角, 测得不同角度时的有效冷却速度, 然后, 应用最小二乘拟合法求得 k_1 、 k_2 值。

(3) 压强变化影响及其修正

由于热线风速仪工作时依赖于流体从热线敏感元件上带走的热量, 不难理解, 流体带走的热量与质量流量有关。如校准压强与实际测量时的压强不同, 则流体的密度就不同, 因此, 在速度相同时质量流量不同, 需要对其结果进行修正, 修正公式为:

$$v_c = \frac{\rho_m}{\rho_c} v_m \quad (5-46)$$

其中 ρ 为密度, 下标 m 为实际测量实验, 下标 c 为校准实验。压力修正方法可以把不同压力条件下的测量结果换算到同一压力条件下, 以利于实验数据分析。

(4) 热线叉杆的冷却影响

由于热线工作时的温度比支撑它的叉杆温度高许多, 叉杆因导热作用会带走热线中的部分热量, 因而造成叉杆对热线的冷却效应。

叉杆的影响使得沿热线长度温度分布不均匀,如图 5-9,单位长度热线的热量平衡方程是:

$$I_w^2 R_w = (R_w - R_f)(A + Bv^n) - \frac{Jk}{4d} \frac{\pi d^2}{R_f} \frac{d^2 R_w}{dx^2} \quad (5-47)$$

求解得:

$$R_w - R_f = \frac{I_w^2 R_f}{A + Bv^n - I_w^2} \left[1 - \frac{\cosh(x/l_c)}{\cosh(l/2l_c)} \right] \quad (5-48)$$

式中 l_c 为受叉杆冷却的那部分热线长度; l 为热线总长度。

由式 (5-48) 可导出:

$$\frac{(R_w)_{\max} - R_f}{(R_w)_{\text{平均}} - R_f} = \frac{l' \cosh(l') - l'}{l' \cosh(l') - \sinh(l')} \quad (5-49)$$

其中 $l' = \frac{l}{2l_c}$ 。

上式表明,热线工作电阻,即工作温度,沿长度分布随着 l' 值的增大而变得更为均匀。由式 (5-49) 计算表明,当 $l' = 5$ 时,热线中部 60% 长度上工作温度近于均匀,见图 5-9。

叉杆冷却影响在下面情况下应予以注意:① 比较由不同 l/d 的热线测得的数据时;② King 定律用于低速测量时;③ 热线做为电阻温度计用于测量动态温度时。

除过上面所讨论的情况外,影响热线测量结果的因素还有大湍流度的影响^[11,12],边界层测量时壁面的影响^[13],空间和时间分辨率的影响^[14],热线受污染的影响等。

5.1.9 热线技术在流动测量中的应用

本节介绍热线在流动测量中的一些应用。

(1) 采样时间和采样频率的确定

在进行任何一个动态测试试验之前,首先应当确定采样频率和采样时间,这取决于试验者对被测物理量特性的了解程度。对于湍流试验来说,湍流中最小涡的尺寸可小到 1mm 左右,如果要分辨出这样一个涡,由采样定律知,必须至少在此涡上采样 2.5 个点,那么,对于 1mm 的涡,当流体平均运动速度是 10m/s 时,采样频率至少应为 25kHz,才能捕捉到此涡。在文献[15]中,所测流体平均速度最大达 25m/s,据上述原理,采样频率应当为 62.5kHz,考虑到其他因素,降低了对最小涡的分辨率,作者最终确定采样频率为 50kHz。

采样时间长度的确定主要考虑使所研究统计数据参量收敛,例如使 Kolmogorov 尺度保持不变的采样时间。在泰勒假设成立情况下,均匀各向同性湍流中, Kolmogorov 长度 η 为

$$\eta = \left\{ \frac{\nu^2 U^2}{15 \langle (\partial u / \partial t)^2 \rangle} \right\}^{\frac{1}{4}} = \left[\frac{\nu^2 U \langle u_i^2 \rangle}{15 f_s^2 \nu^2 \langle [u_{i+1} - u_i]^2 \rangle} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (5-50)$$

其中 ν 为气流运动黏性系数; f_s 为采样频率; u_i 为脉动速度时间序列; U 为平均速度, $\langle \rangle$ 表示时间平均。Kolmogorov 长度是湍流耗散尺度的量度,是 Kolmogorov 1941 年提出的相似理论中湍流惯性区的下限尺度,上限尺度是积分长度尺度。

(2) 速度和雷诺应力的测量

在不可压湍流场中,依据要求不同可以选用不同形式的热线探头进行速度时均值和脉动值的测量。

① 单直丝探头 单直丝探头能够测量一维速度场,或测量已知方向的速度场。由式 (5-45) 得

$$v_e = \sqrt{v_n^2 + k_1^2 v_r^2 + k_2^2 v_t^2} \quad (5-51)$$

令

$$\begin{aligned} v_n &= \bar{v}_n + \nu_n \\ v_\tau &= \bar{v}_\tau + \nu_\tau \\ v_b &= \bar{v}_b + \nu_b \\ v_e &= \bar{v}_e + \nu_e \end{aligned}$$

上式中 v_e 测得, k_1 、 k_2 由校准确定, 但是一个方程难以确定三个未知量 v_n 、 v_τ 、和 v_b 。适当布置热线方向, 使得 $\bar{v}_\tau = \bar{v}_b = 0$, 则式 (5-51) 变为

$$v_e = \sqrt{(\bar{v}_n + \nu_n)^2 + k_1^2 \nu_\tau^2 + k_2^2 \nu_b^2} \quad (5-52)$$

一般 k_1 是小量, $k_2 \approx 1$, 因此 k_1 可以忽略。如假设 $\nu_b = 0$, 则得

$$\begin{aligned} \bar{v}_e &= \bar{v}_n \\ \bar{v}_e^2 &= \bar{v}_n^2 \end{aligned} \quad (5-53)$$

\bar{v}_n 和 \bar{v}_n^2 就是用单直丝能够测量的量。对各向同性湍流由于忽略了 ν_b 而引入的误差约为 2% 左右。

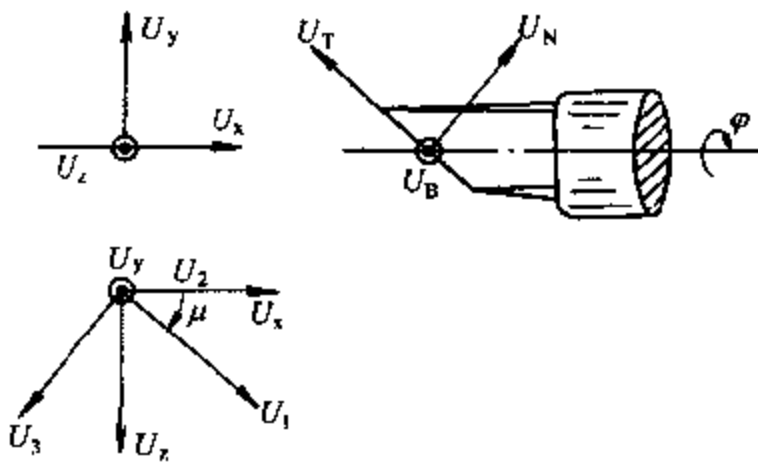


图 5-10 给出热线坐标系、热线支撑坐标系中速度分量关系图

② 斜丝探头 对于式 (5-51), 一个方程、三个未知量 v_n 、 v_τ 和 v_b , 方程不封闭, 如果能够再增加两个方程, 就可以封闭, 得到三个未知量。自然会联想到采用转动探针角度的方法来获得附加方程, 该方法称为多位旋转采样法, 本节介绍这一方法。

斜丝探头有多种使用方法, 对于稳态湍流场, 最常见的方法是多位旋转热线测量法^[16,17]。图 5-10 给出热线坐标系、热线支撑坐标系和测量参考坐标系的速度分量之间关系, 因此有

$$\begin{bmatrix} U_n \\ U_b \\ U_\tau \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \cos\varphi\sin\theta & -\sin\varphi\sin\theta \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \\ -\sin\theta & \cos\varphi\cos\theta & -\sin\varphi\cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \end{bmatrix} = [Q_1] \begin{bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \end{bmatrix} \quad (5-54)$$

$$\begin{bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\mu & 0 & -\sin\mu \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\mu & 0 & \cos\mu \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{bmatrix} = [Q_2] \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{bmatrix} \quad (5-55)$$

式中 U_x 、 U_y 、 U_z 为热线支撑坐标系中的速度分量, U_1 、 U_2 、 U_3 为参考坐标的速度分量; θ 为热线法线与支撑轴线之间的夹角, φ 为热线绕轴支撑轴的转角, μ 为 U_1 方向与热线轴线间的夹角。将式 (5-54) 和式 (5-55) 代入式 (5-45) 得

$$U_e^2 = [U_1 \ U_2 \ U_3][Q]^T \text{diag}[1 \ k_1 \ k_2][Q][U_1 \ U_2 \ U_3]^T$$

$$[Q] = [Q_1][Q_2]$$

若用张量形式表示, 则有

$$U_e^2 = a^{ij} U_i U_j, a^{ij} = [Q]^T \text{diag}[1 \ k_1 \ k_2][Q] \quad (5-56)$$

由式 (5-56) 可导出待测流场的时均速度和雷诺应力的热线响应方程。令式 (5-56) 中角注 $i, j = k, \alpha, \beta$; 并设 $U_k = \max(U_1, U_2, U_3)$, $A = a^{kk}$; 则式 (5-56) 可写成

$$U_e^2 = A(U_k^2 + b^{\alpha\beta}U_\alpha U_\beta + 2r^\alpha U_k U_\alpha) \quad (5-57)$$

其中 $b^{\alpha\beta} = \alpha^{\alpha\beta}/A$, $r^\alpha = \alpha^{k\alpha}/A$; $\alpha, \beta = 1, 2, 3$, $\alpha, \beta \neq k$, 下同。将雷诺假说 $U_k = \bar{U}_k + u_k$ 代入式 (5-57) 则

$$U_e = A^{1/2} \bar{U}_k (1 + 2\nu_k + \nu_k^2 + 2r^\alpha \nu_\alpha + 2r^\alpha \nu_k \nu_\alpha + b^{\alpha\beta} \nu_\alpha \nu_\beta)^{1/2} \quad (5-58)$$

式中 $\nu_k = u_k/\bar{U}_k$, $\nu_\alpha = U_\alpha/\bar{U}_k$, $\nu_\beta = U_\beta/\bar{U}_k$ 。用 Taylor 级数展开式 (5-58), 取时间平均后将方程两边平方得

$$\begin{aligned} \overline{U_e^2} = \overline{A U_k^2} [1 + 2r^\alpha \overline{\nu_\alpha} + r^\alpha r^\beta \overline{\nu_\alpha \nu_\beta} + S^{\alpha\beta} (\overline{\nu_\alpha \nu_\beta} - \overline{\nu_k \nu_\alpha \nu_\beta} - r^\lambda \overline{\nu_\lambda \nu_\alpha \nu_\beta} \\ + r^\lambda \overline{\nu_\alpha \nu_\beta \nu_\lambda})] + O(x^4) \end{aligned} \quad (5-59)$$

式中 $S^{\alpha\beta} = b^{\alpha\beta} - r^\alpha r^\beta$; $\lambda = 1, 2, 3$, $\lambda \neq k$, 下同。在推导式 (5-59) 时, 应用了 $\overline{\nu_\alpha} = \overline{\nu_\alpha} + \overline{\nu_\alpha}$ 和 $\overline{\nu_\alpha^2} = \overline{\nu_\alpha^2} + \overline{\nu_\alpha^2}$ 等关系。整理式 (5-59) 可将其写成如下形式

$$\overline{U_e^2} = \alpha^{ij} \overline{U_i U_j} + \overline{A U_k^2} S^{\alpha\beta} (\overline{\nu_\alpha \nu_\beta} + F_{\alpha\beta}) + O(x^4) \quad (5-60)$$

式中 $F_{\alpha\beta} = -(2\overline{\nu_\alpha \nu_k \nu_\beta} + \overline{\nu_k \nu_\alpha \nu_\beta} + 2r^\lambda \overline{\nu_\alpha \nu_\lambda \nu_\beta} + r^\lambda \overline{\nu_\lambda \nu_\alpha \nu_\beta})$ 。

将雷诺假设 $U_i = \bar{U}_i + u_i$ 直接代入式 (5-56) 并取时间平均则有

$$\overline{U_e^2} = \overline{U_e^2} + \overline{u_e^2} + \alpha^{ij} (\overline{U_i U_j} + \overline{u_i u_j}) \quad (5-61)$$

根据 $\overline{u_e^2} = \overline{U_e^2} - \overline{U_e^2}$, 由式 (5-61) 减式 (5-60) 可得

$$\overline{u_e^2} = \alpha^{ij} \overline{u_i u_j} - \overline{A U_k^2} S^{\alpha\beta} (\overline{\nu_\alpha \nu_\beta} + F_{\alpha\beta}) + O(x^4) \quad (5-62)$$

式 (5-60) 和式 (5-62) 为三阶精度的热线响应方程。实际使用时可将式 (5-60) 和式 (5-62) 中脉动量的三阶相关项忽略, 即式中的 $F_{\alpha\beta}$ 用下式表示

$$F_{\alpha\beta} = -2\overline{\nu_\alpha} (\overline{\nu_k \nu_\beta} + r^\lambda \overline{\nu_\lambda \nu_\beta}) \quad (5-63)$$

运用旋转热线测量技术测得不同角度下热线风速仪输出电压时均值和脉动均方根值, 从热线校正方程得到相应的 $\overline{U_e^2}$ 和 $\overline{u_e^2}$ 。应用式 (5-60) 和式 (5-62) 组成的联立方程组即可求解各待测量。

待测物理包括 $\overline{v_1}$, $\overline{v_2}$, $\overline{v_3}$, $\overline{v_1^2}$, $\overline{v_2^2}$, $\overline{v_3^2}$, $\overline{v_1 v_2}$, $\overline{v_1 v_3}$ 和 $\overline{v_2 v_3}$ 共九个量。由上述推导知热线至少应旋转六个不同位置, 方程组才有解。为提高解的精度, 一般可多于六个位置, 得到一个超定方程组, 求其最小二乘意义上的解。

本方法在使用时应当注意以下几点: a. 热线方向校准系数 k_1 、 k_2 应仔细校准; b. 探针应保持绕同一点旋转; c. 速度矢量应在热线旋转锥内; d. 热线法线与支杆轴线之间的夹角 θ 至少应改变一次, 否则方程式 (5-60) 和式 (5-62) 无解, 所以实际使用中, 应当用斜丝探头与直丝探头配合测量。

③ X 丝探头 X 丝探头的两根热线互相垂直, 常用来测量两热线所在平面的瞬时速度 v_1 和 v_2 , 如图 5-11, 对两热线分别应用式 (5-45) 得

$$v_{e,A}^2 = (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \sin \alpha_1)^2 + k_{a1}^2 (v_1 \sin \alpha_1 + v_2 \cos \alpha_1)^2 + k_{a2}^2 v_3^2 \quad (5-64a)$$

$$v_{e,B}^2 = (v_1 \sin \alpha_1 + v_2 \cos \alpha_1)^2 + k_{b1}^2 (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \sin \alpha_1)^2 + k_{b2}^2 v_3^2 \quad (5-64b)$$

其中 α_1 是速度 v_1 与热线 B 的夹角。

考虑到 k_1 是小量, 可忽略, 当 $\frac{\overline{v_3}}{v_1} \ll 1$ 时可取 $\overline{v_3} = 0$, $k_2 \approx 1$, 则式 (5-64a) 和式 (5-64b)

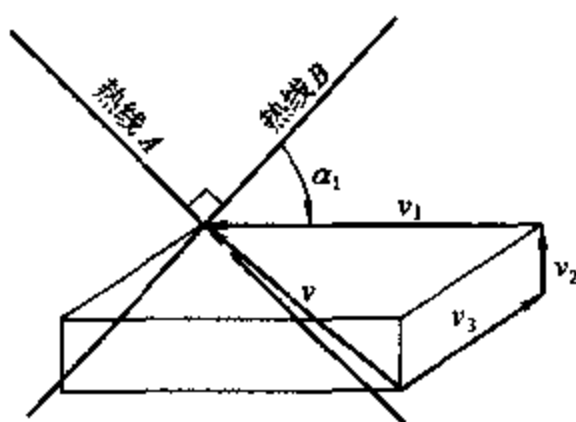


图 5-11 X 丝探头

简化为

$$v_{e,A}^2 = (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \sin \alpha_1)^2 + v_3^2 \quad (5-65)$$

$$v_{e,B}^2 = (v_1 \sin \alpha_1 + v_2 \cos \alpha_1)^2 + v_3^2 \quad (5-66)$$

实际测量中, 上式中 v_3^2 项应当忽略掉, 从而求得瞬时量 v_1, v_2 。经处理可得到的物理量有 $\overline{v_1}, \overline{v_2}, \overline{v_1^2}, \overline{v_2^2}$ 和 $\overline{v_1 v_2}$ 。为提高测量精度, 应使 $\overline{v_1} \gg \overline{v_3}$ 。在各向同性湍流场中, 当湍流强度为 20% 时, 忽略 v_3 引起的误差约为 8%。当湍流强度为 35% 时^[18], 测得 $\overline{v_1 v_2}$ 的误差高达 28%。

④ 三丝测量 在图 5-11 中, 加上一根热线 C (未标), 它和 v_1 构成的平面平行 v_3 , 热线 C 和 v_1 成 α_3 角, 可得到与式 (3-57) 相似的三个方程, 能解出三个未知量 v_1, v_2 和 v_3 , 这里不作进一步叙述。由于三丝探头价钱昂贵, 使用麻烦, 对流场的干扰大, 随着 LDV 技术的发展有被取代的趋势。

不管用多少根热线感受元件, 均不能探测流向的正反。例如, 图 5-11 中的 X 丝探头, 当速度矢量在 A、B 丝构成的平面内, 且垂直 B 丝, 这时就无法测量流向。换言之, 即使是二维流动 ($v_3=0$), 为了用 X 探头进行有效的测量, 必须限制速度矢量在一象限里。对用三丝探头测量三维流动, 也有类似的限制, 即必须知道速度矢量是在 $1/8$ 圆周内。

5.1.10 热线技术在其他参量测量中的应用

热线在边界层湍流的研究中已经得到广泛使用, 并且取得了丰硕的成果, 有大量文献资料和专著可供读者参阅^[3]。本节简要介绍热线技术在测量温度、浓度、静压脉动、涡量、微风速和高速流气流参数等方面的原理。

(1) 平均温度和脉动温度测量

用热线测量温度是根据电阻-温度关系式 (5-11) 进行的。实践中采用恒流式热线风速仪测量流体的平均温度和脉动温度。这时热线被作为电阻温度计使用, 为提高分辨率, 金属丝做得很细, 达到 $\phi 0.5 \mu\text{m}$ 。为降低速度脉动的影响, 采用小过热比, 通过热线的电流很小, 一般, $I_w \leq 0.3 \text{mA}$ 。式 (5-11) 只有当热线温度接近或等于流体温度时才能使用, 这也是使用小过热比的原因。按式 (5-11) 测得的是热线的平均温度 T_m , 为了获得流体温度 T_f , 应当尽量消除叉杆导热的影响, 如采用尖而长的叉杆, 以及在热线两端加套, 可大大减小热线到叉杆的热传导, 即叉杆的冷却效应, 一般忽略叉杆的影响。

(2) 速度脉动和温度脉动的分开测量^[3]

在大温度脉动流场中, 同时测量一点处的温度脉动和速度脉动在技术上比较复杂, 存在较大难度。脉动温度是可用作为电阻温度计使用的冷线测量出来, 但用来测量速度脉动的热线, 将同时感受速度脉动和温度脉动。要将速度脉动和温度脉动分别测量出来, 有两类方法。

第一类方法是采用两根热线, 一根测量温度, 用低过热比的冷丝, 一根测速度, 用热线。它又可分为三种方式:

① 两根热线都是恒温式风速仪的敏感元件, 但采用的过热比不同, 测量温度的一根用小的过热比 (冷丝)。

② 一根热线为恒流式, 用来测温度 (冷线); 另一根热线为恒温式, 用来测速度 (热线)。

③ 两根热线都用恒流式, 但采用不同的线径 (细的为热线; 粗的为冷线)。

第一类方法的工作原理^[7,11] 设从一根冷线来的瞬时信号是

$$E_c = [I_c R_c \alpha_c] \theta + O(\theta^2) \quad (5-67)$$

而从热线来的瞬时信号是

$$E_h = bv + c\theta + O(v^2) + O(v\theta) + O(\theta^2) \quad (5-68)$$

从上两式可得冷线和热线输出信号之差是

$$[cE_c - (I_c R_c \alpha_c) E_h] \propto (bI_c R_c \alpha_c) v + O(v^2) \quad (5-69)$$

式中 敏感系数 b 、 c 由校核实验确定； α_c 是冷线的电阻温度系数。这样，冷线可直接测出温度。若忽略二阶项，则速度脉动可由式 (5-68) 导出。

Bradshaw 指出^[7]，冷线和热线的组合使用，是测量有小温差的低速流动的很好技术。

当温差较大时，系数 c 变化较大，所以，用输出信号相减技术求脉动速度 v 的办法不可靠。此外，在高速流中，冷线测出的温度将不是流体的温度 T_f ，而是恢复温度 $T_r = (T_f + \overline{rv^2}/2c_p)$ ，此处恢复系数 r 可粗略地取为 0.9。

第二类方法

只用一根热线，采用周期地改变热线电阻的方法分离速度脉动信号和温度脉动信号，但这种方法只适用于微风速的情况。

第二类方法的工作原理^[7,11] 忽略二阶项，式 (5-68) 简化成

$$E = E_h = bv + c\theta \quad (5-70)$$

上式的均方是

$$\overline{E^2} = b^2 \overline{v^2} + c^2 \overline{\theta^2} + 2bc \overline{v\theta} \quad (5-71)$$

用一根热线在三个不同的温度下做三次测量，代入式 (5-71) 可得三个方程，又在校验曲线上取下对应温度下的系数 b 和 c 。于是，解三个联立方程，就可得到 v^2 、 θ^2 和 $v\theta$ 三个量。当然在三次测量中，有一次是用冷线，这时 $b \approx 0$ ，即有 $e_h \approx c\theta$ ，这时电压脉动就显示温度脉动。

(3) 低密度流场浓度测量^[19]

采用恒温式电桥电路，在单位时间输入到热线中的热流写为

$$Q_{in} = I_w^2 R_w \quad (5-72)$$

而单位时间由热线输出的热流可以表示为

$$Q_{out} = f(u, \rho, \lambda, c_p, T_w - T_a, l, d) \quad (5-73)$$

式中 I_w 为通过热线的电流， l 、 d 分别为热线的长度和直径， u 为热线与环境介质的相对速度， T_a 、 ρ 、 c_p 和 λ 分别为热线周围介质的温度、密度、比定压热容和热传导系数。

在式 (5-73) 中热线的长度和直径是常数，如果当环境压力和温度保持不变，那么混合介质的成分只影响 ρ 、 c_p 、 λ 的值。对于双组元体系， ρ 、 c_p 、 λ 均可以用浓度 c 的函数形式来表示，那么式 (5-73) 就可以写成

$$Q_{out} = f(u, c) \quad (5-74)$$

根据热平衡守恒原理

$$Q_{in} = Q_{out} \quad (5-75)$$

所以

$$I_w^2 R_w = f(u, c) \quad (5-76)$$

如果能够采用一种办法使得速度保持为常数，那么电路的输入电压仅仅是介质浓度 c 的函数。

如图 5-12，热线浓度探头是在一根细长的玻璃管封闭端开一个很小的针孔，另一端接

真空泵，热线固定在靠近针孔的一端。当环境介质的温度、压力一定而真空泵又具有一定的抽空能力时，通过针孔的介质流速将为音速，即达到临界状态，因而式 (5-76) 可以写成

$$I_w^2 R_w = E^2 / R_w = f(c) \quad (5-77)$$

这样我们就可以通过实验得到输出电压 E 与 c 的函数关系，从而测量流场中的浓度。

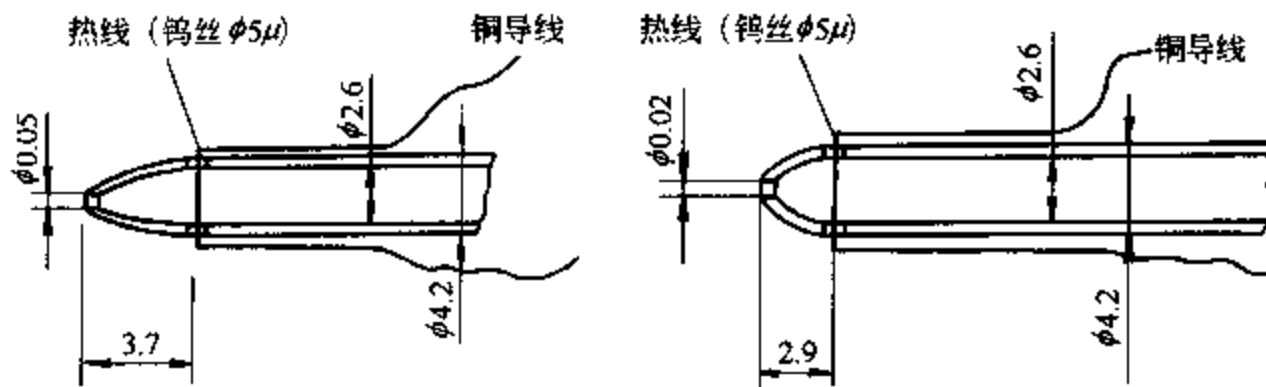


图 5-12 热线浓度探头结构

(4) 静压脉动测量

图 5-13 表示一种测压探头的构造。这是一个毛细管压力感受器，其原理是：通过毛细管的流率为

$$q = c_1(p_2 - p_1) \quad (5-78)$$

式中 c_1 是待定常数。当保持压力 p_2 不变时，压力 p_1 就是被测量。常压气源 p_2 的工质要求：热交换特性好，响应特性高（像氦气），易保持干净以免污染热膜敏感元件。在液体中应用时，气源工质必须用非导电性液体。在水中，采用酒精和其他易混合液体。

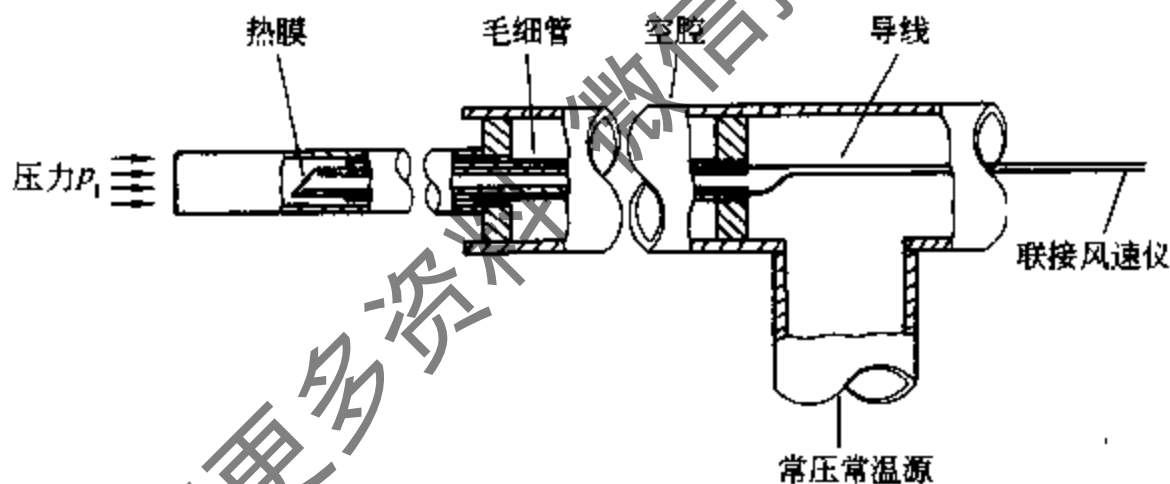


图 5-13 热线测压探头的构造

探头必须对已知静压 p_1 做校准，保持气源压力为常值，通过校准获得风速仪输出电压对压力 p_1 的关系曲线，必要时考虑对温度变化的补偿或修正。

(5) 微风速测量

通常，热线风速仪是在喷嘴流场中进行校准，其速度由压差确定，而压差的测量依靠压力计，对微风速相应的低压测量存在很大误差，因此，微风速测量具有很大校准误差，是流速测量中的一个难点。国外已研制了一种直测式风速仪^[20]，其原理是：用三根金属丝，一根作放热线，两根作受热线，三根丝的间距固定。使用时，让放热线处于受热线的上游，并以固定的周期按正弦波形式给放热线加热，同时从两根受热线上检出信号；对这些电信号进行数据处理后，即可求出风速。该方法可测到 0.1m/s 的低风速。

此外，校准热线时，使用激光多普勒测速技术 (LDV) 测定喷嘴流场速度，由于 LDV 具有很高精度，可以提高热线在低速时的校准精度。也可直接使用 LDV 测量微风速流场。

(6) 涡量测量

在文献[21]中, Bruun 介绍了一种测主流方向的涡量 (ω_x) 用的四线 X 阵列式热线探头, 见图 5-14。

在直角坐标 X、Y、Z 中的三个涡量分量是:

$$\omega_x = \frac{\partial v_3}{\partial y} - \frac{\partial v_2}{\partial z}, \quad \omega_y = \frac{\partial v_1}{\partial z} - \frac{\partial v_3}{\partial x}, \quad \omega_z = \frac{\partial v_2}{\partial x} - \frac{\partial v_1}{\partial y}。$$

要求得 ω_x , 必须测量横向两速度分量 v_2 和 v_3 的变化。图 5-14 所示的流向涡量探头, 基本上是两个 X 型探头; 第一个“A”探头平行于 xy 平面, 为了测量 v_1 、 v_2 ; 第二个“B”探头平行于 xz 平面, 为了测 v_1 、 v_3 量。为求 $\partial v_2/\partial z$ “A”探头的 1 和 3 两根丝, 沿 z 方向必须有一距离 h ; 与之类似, “B”探头的 2 和 4 两根丝, 沿 y 方向也应有一距离 h 。

将热线偏置 45° 设余弦定律仍有效。则把两个 X 型探头 (即“ A ”和“ B ”) 的信号和, 按泰勒式展开, 并只保留第一阶, 则有

$$\left. \begin{aligned} E_1 + E_3 &\sim 2v_1 - h \frac{\partial v_2}{\partial z} \\ E_2 + E_4 &\sim 2v_1 - h \frac{\partial v_3}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (5-79)$$

当把涡量探头的四根丝连成惠斯顿电桥, 见图 5-14, 则电桥的输出信号 ΔE 是

$$\Delta E = \frac{1}{2}(E_1 + E_3 - E_2 - E_4) = h \left(\frac{\partial v_3}{\partial y} - \frac{\partial v_2}{\partial z} \right) \quad (5-80)$$

它将和流向涡量 ω_x 成正比例。

精确测量其他两个涡量分量 ω_y 和 ω_z 是较困难的事, 经过长时间研究, Jac-Hong Kim 于 1990 年成功研制成六线涡量探头, 如图 5-15 所示。六线涡量探头由四个 X 型探针组成, 其中三个 X 型探针平行于 xz 平面, 一个 X 型探针在 xy 平面内, 所有热线与探针主轴方向, 即 x 轴方向成 45° 角。此探针可以测量三个涡量分量。实践表明, 此种涡量探头, 结构合理, 测量步骤简单, 操作方便, 是至今为止最好的涡量测量工具。

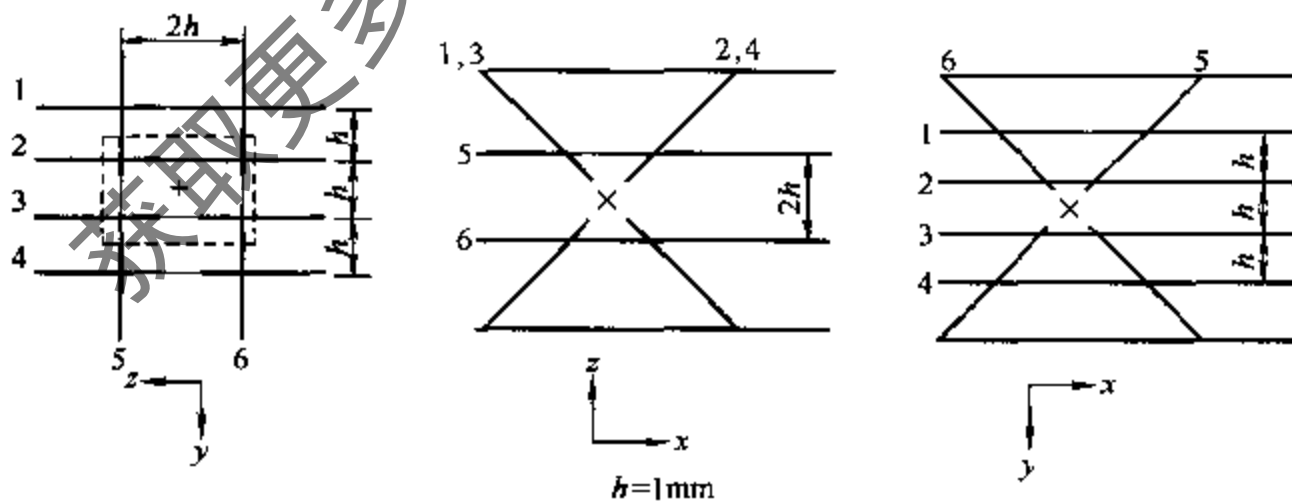


图 5-15 六线涡量探头

(7) 高速流中的热线技术

在高速气流中, 热线对气流的速度、密度和总温都敏感, 即有: $E = E(\rho, v, T_0)$ 。超音速时, 对一根垂直于来流的热线, 有类似于式 (5-30b) 的表达式

$$E^2 = A + B(\rho v)^n \quad (5-81)$$

式中 (ρ, v) 是瞬时质量流速率, 通常, n 在超音速时取 0.55。在给定 M_∞ 、 T_0 和 \bar{R} 下,

可求出常数 A 和 B 。按 Morkovin^[22]理论, 当 $M_\infty > 1.2$ 时, 热线对速度脉动和密度脉动的敏感度是相等的, 即和 M_∞ 数无关。文献[23]验证了, 在 $M_\infty = 0.5 \sim 1.36$, $R_d = \frac{dv}{v_0} = 100 \sim 320$, $\bar{R} = (T_w - T_r)/T_r \approx 1.0$ 时, 对质量流速率的敏感系数和对密度的敏感系数近于相等, 即也是与 M_∞ 、 R_d 无关的。这说明超音速的热线技术在跨音速范围内仍有效。

由于在做超音速风洞中校准实验时, 是保持 M_∞ 不变, 总压连续改变以改变质量流速率, 这时速度是常数, 故可将式 (5-81) 改写成

$$e_v^2 = A_v + B_v(\rho)^n \quad (5-82)$$

式中的 A_v 和 B_v 已不同于原来的 A 和 B , 由校准实验确定^[23]。

在高速流中, 使用通常形式的探头会遇到以下的困难: ① 有叉杆产生的锥型激波干扰, 使数据重复性差; ② 超音速风洞的启动冲击和较大的动压脉动都使热线易振动和折断, 所以常用较粗的金属丝, 这要降低探头的分辨力; ③ 超音速附面层厚度一般比低速附面层的薄, 所以要求用更细小的热线探头, 测量实践上难度更大。

5.1.11 热线风速仪在空调用贯流风扇中的应用^[24]

由于有关热线在空调中应用的文献较少, 所以编者作了全文摘录。

贯流风扇因其结构及效率方面的特点, 目前已在许多空调器中得到应用。贯流风机出口处气流速度快、流动状况复杂, 对贯流风扇性能产生影响。所以开展出口处气体流动状况的研究显得十分必要。

孙立群等人^[24]在贯流风扇的壳体和舌片形状与位置不变的条件下, 通过热线流速计等实验手段, 对空调器用贯流风扇出口处紊流强度和速度脉动进行了实验研究, 得出了贯流风扇出口处相对紊流强度的分布规律和速度脉动与贯流风扇扰动频率及流体噪声的关系。

(1) 实验装置、方法以及相对紊流强度的计算方法

实验分为相对紊流强度实验和速度脉动实验两部分。为了考察热交换器以及贯流风扇叶轮叶片倾角对贯流风扇出口气体流动的影响, 各实验均在有、无热交换器以及三种不同叶轮叶片倾角 α (19° 、 24° 、 34°) 的条件下进行。各实验中叶轮转速 $N = 1300 \text{r/min}$ 。

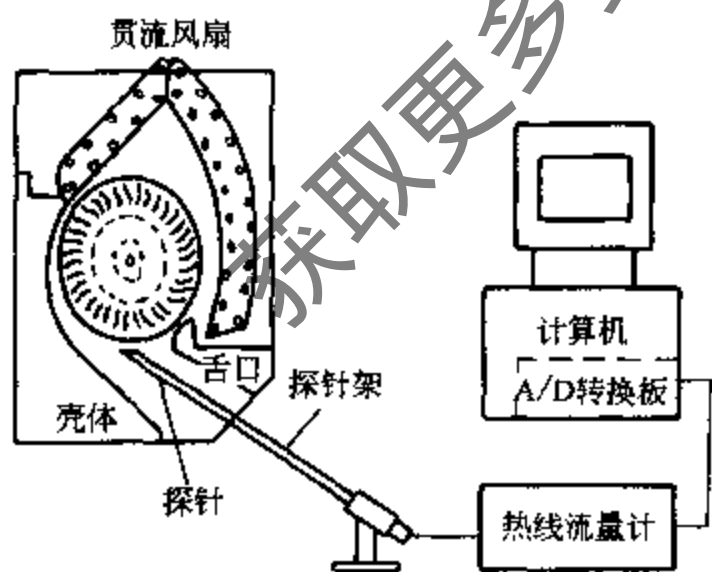


图 5-16 测定装置

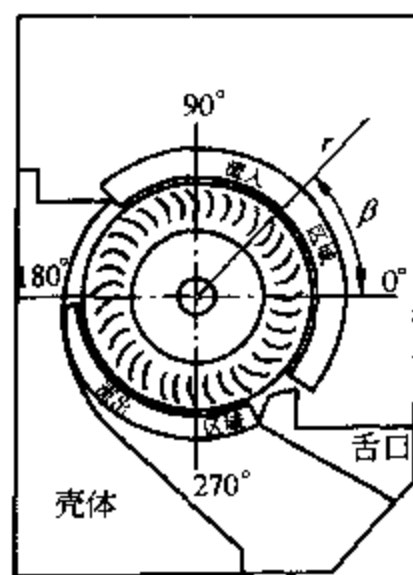


图 5-17 测点所在坐标系

贯流风扇由日本某电器公司提供, 利用图 5-16 所示装置进行实验。采用直径 $5\mu\text{m}$ 的钨丝作为热线流速计的标准直线式探头, 输出信号经 A/D 转换板输入计算机。采样频率为 5kHz , 采样次数为 8192。实验测点坐标系是以叶轮回转轴为圆心, 右向为极坐标轴正向的圆柱坐标系, 如图 5-17 所示。

贯流风扇出口处气体流动呈紊流状态，流场中某一点的速度 u 是随时间的变化而变化，而且是不规则的，但它始终围绕某一平均值 \bar{u} 上下脉动， $\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u(t) dt$ (T 为采样时间)。用热线流速计测得的流速是多点离散量，假设采样次数为 n ，则平均速度 $\bar{u} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_i(t)$ 。若贯流风扇出口的瞬时流速用 $u(t)$ 表示，平均速度用 \bar{u} 表示，脉动速度用 $u'(t)$ 表示，则瞬时速度 $u(t) = \bar{u} + u'(t)$ ，脉动速度的时间平均值 $\overline{u'(t)} = 0$ 。为了能够表示出脉动速度的强度，取 $u'(t)$ 的均方根 $[\overline{u'^2(t)}]^{1/2} = 0$

$$[\overline{u'^2(t)}]^{1/2} = \left| \frac{1}{T} \int_0^T u'^2(t) dt \right|^{1/2} = \left| \frac{1}{n \Delta t} \sum_{i=1}^n u_i'^2(t) \Delta t \right|^{1/2} = \left| \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_i'^2(t) \right|^{1/2}$$

平均速度 \bar{u} 与 $[\overline{u'^2(t)}]^{1/2}$ 的比值定义为相对紊流强度 ζ

$$\zeta = \frac{[\overline{u'^2(t)}]^{1/2}}{\bar{u}} = \frac{\left| \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_i'^2(t) \right|^{1/2}}{\bar{u}}$$

(2) 实验结果与分析

① 相对紊流强度的分布 相对紊流强度实验测点在半径 $r = 55\text{mm}$ ，角度 $\theta = 214 \sim 290$ ($^\circ$) 的区域，其中 214° 的位置为可测的与壳体最近的位置， 290° 的位置为可测的与舌片最近的位置。图 5-18 是叶轮叶片倾角为 24° 和 34° 时，设置与未设置热交换器的条件下，贯流风扇出口处相对紊流强度的分布情况 (其中 θ 为极坐标角度)。由图 5-18a 可知，叶片倾角为 24° 时，无论是否设置热交换器，相对紊流强度 ζ 随角度变化的趋势是：从 $214 \sim 240$ ($^\circ$)，随着 θ 的增大， ζ 逐渐减小；从 $240 \sim 258$ ($^\circ$)， ζ 基本不变，从 $258 \sim 290$ ($^\circ$)， ζ 是逐渐增加的。

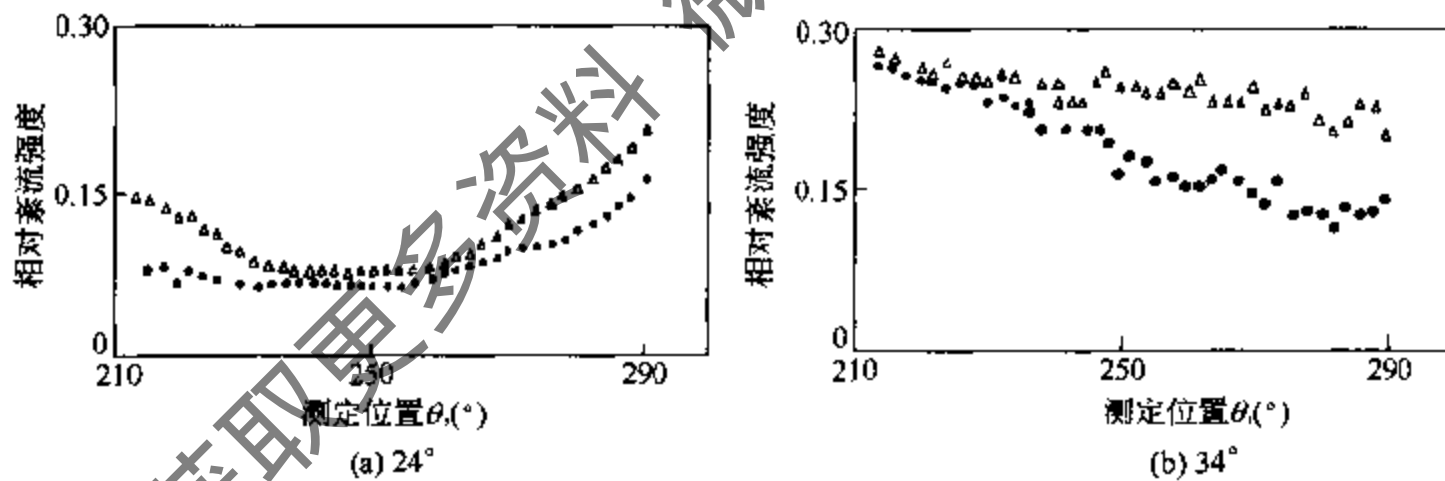


图 5-18 贯流风扇出口处相对紊流强度

△—热交换器有；●—热交换器无

为了解释上述现象的原因，先讨论一下影响贯流风扇出口处相对紊流强度的 3 个主要因素，即壳体的影响；叶轮内部偏心涡流的影响；舌片的影响。在壳体附近从叶轮流出后的气体由于受到壳体的影响，流速大小和方向都会产生比较突然的变化，从而使得紊流强度增加，随着增大，气体的主要流出区域也沿逆时针方向发生移动，所以气体流动受壳体的影响逐渐减小，但由于开始接近偏心涡流，所以受偏心涡流的影响开始逐渐增大，而在舌片附近的气体由于受到偏心涡流和舌片的双重影响，所以由图中可以看出，这个区域的 ζ 较大。

由图 5-18 (b) 可知，叶片倾角为 34° 时，随着 θ 的增大， ζ 整体逐渐减小，并存在较大波动。可以看出叶片倾角 $\alpha = 34^\circ$ 时与 $\alpha = 24^\circ$ 时曲线形状完全不同。原因如下：

由于 $\alpha = 34^\circ$ 时偏心涡流的移动与增大，气体在叶轮内部以及流出区域的流动要比 $\alpha =$

24°时集中并且更靠近壳体，所以 $\alpha = 34^\circ$ 时流出气体的大部分都要受到壳体的影响，因此在壳体附近区域产生了相对紊流强度较大的情况。另外，随着 θ 的增大，气体流动受壳体的影响将逐渐减小，并开始受到偏心涡流的影响，由于在 $\alpha = 34^\circ$ 时的偏心涡流比 $\alpha = 24^\circ$ 时大，所以它对出口处流动的影响区域也增大，因此在相同测点， $\alpha = 34^\circ$ 的相对紊流强度比 $\alpha = 24^\circ$ 时大。在舌片附近， $\alpha = 24^\circ$ 与 $\alpha = 34^\circ$ 两种条件下，相对紊流强度大致相等，这说明在此区域，叶片倾角对相对紊流强度的影响不大。另外，在叶轮叶片倾角 α 不同的情况下，设置热交换器时的相对紊流强度比未设置热交换器时大，原因是在设置热交换器时的偏心涡流区域比不设置热交换器时大，所以出口处气体流动受到偏心涡流的影响大，从而造成相对紊流强度的增加。

② 速度脉动与速度脉动的频谱分布 速度脉动实验中对贯流风扇出口处的三个点进行了测定：a. $r = 55\text{mm}$, $\theta = 250^\circ$ ；距离壳体近。b. $r = 70\text{mm}$, $\theta = 270^\circ$ ；大致在壳体与导流板之间。c. $r = 61\text{mm}$, $\theta = 295^\circ$ ；距离舌片近。

图 5-19 为未设置热交换器的条件下，叶片倾角分别为 19° 、 24° 、 34° 时，出口处流速与时间关系曲线。图 5-19 表明随着 α 的增大，壳体附近的速度脉动幅度增大，这也从另一个角度证明了前面得出的 $\alpha = 34^\circ$ 时，在壳体附近相对紊流强度最大的结论是正确的。各种测定条件下三个测点位置的平均流速实测值如表 5-3 所示。

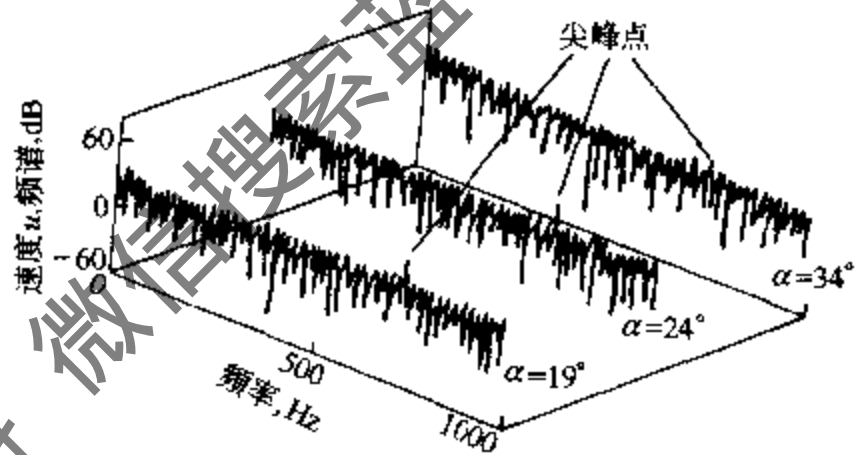
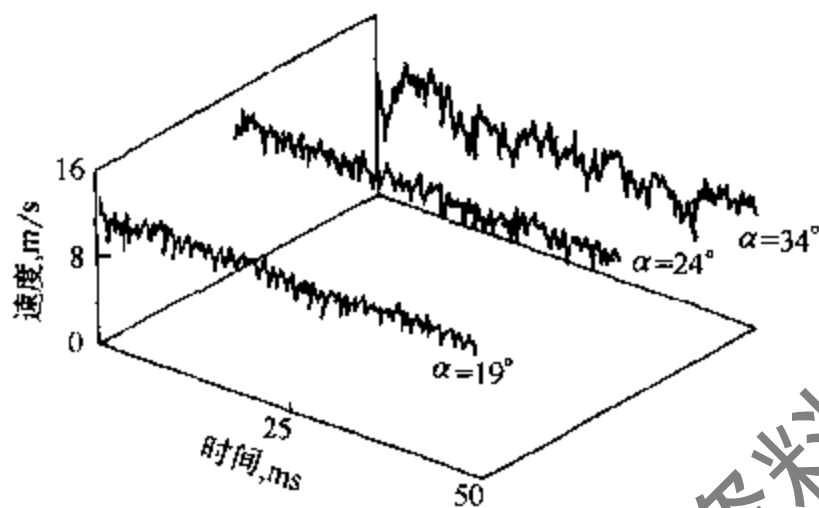


图 5-19 贯流风扇出口处速度与时间的关系

(测点位置: $r = 55\text{mm}$, $\theta = 250^\circ$)

$\alpha / (^\circ)$	19	24	34
$\bar{u} / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	12.3	13.4	9.88
$\sqrt{\bar{u}^2} / \bar{u}$	0.061	0.066	0.17

图 5-20 贯流风扇出口处速度脉动频谱

(测点位置: $r = 55\text{mm}$, $\theta = 250^\circ$)

表 5-3 三个测点位置的平均流速

m/s

测点位置	设置热交换器			未设置热交换器		
	19°	24°	34°	19°	24°	34°
$r = 55\text{mm}$, $\theta = 250^\circ$	10.5	10.5	7.90	12.3	13.4	9.88
$r = 70\text{mm}$, $\theta = 270^\circ$	8.63	8.81	5.45	11.25	10.57	6.05
$r = 61\text{mm}$, $\theta = 295^\circ$	3.04	5.77	4.96	2.41	8.87	6.84

由表 5-3 看出，无论是否设置热交换器，也无论叶片倾角如何，随着 θ 的增加，出口处的平均流速均是减小的。由表 5-3 还可以看出， $\alpha = 34^\circ$ 时，随着 θ 的增加，速度变化梯度较小，也就是说 $\alpha = 34^\circ$ 时，在气体流出区域流速分布比较均匀。另外，设置热交换器的条件下平均流速小，这是热交换器对气体流动的阻尼作用造成的。

图 5-20 是在未设置热交换器的条件下，叶片倾角分别为 19° 、 24° 、 34° 时，出口处速度脉动频谱分布图，由图中频谱发现存在尖峰点现象。对各种实验条件下频谱中的尖峰点情况

归纳如表 5-4 所示。由表 5-4 看出，在测点 $r = 55\text{mm}$ ， $\theta = 250^\circ$ （壳体附近），无论是否设置热交换器，频率 $f = 740\text{Hz}$ 附近都有较大的尖峰点存在。在讨论这种尖峰点与什么有关之前，首先分析轴流风扇和离心风扇中的扰动频率。扰动频率按下式计算

$$f_r = \frac{an}{60} Z$$

式中 a 为正整数， $a = 1$ 时为基频； Z 为叶片数； n 为转数， r/min 。当风扇在扰动频率下工作时则产生扰动噪声（风扇流体噪声的主要根源）。实验风扇叶片数 $Z = 35$ ，转速 $n = 1300\text{r}/\text{min}$ ，利用上式计算得出贯流风扇的扰动频率 $f_r = 758\text{Hz}$ ，恰恰在频谱中产生尖峰点的频率附近。这说明，贯流风扇同样存在扰动频率以及扰动噪声，而产生原因就是壳体附近的速度脉动。另外由表 5-4 发现在 $\alpha = 24^\circ$ 时，存在尖峰点的范围最大，所以 $\alpha = 24^\circ$ 的贯流风扇产生的扰动噪声最大。

表 5-4 频率 $f = 740\text{Hz}$ 附近尖峰点

测点位置 α	设置热交换器			未设置热交换器		
	19°	24°	34°	19°	24°	34°
$r = 55\text{mm}$ ， $\theta = 250^\circ$	有	有	有	有	有	有
$r = 70\text{mm}$ ， $\theta = 270^\circ$	有	有	无	有	有	有
$r = 61\text{mm}$ ， $\theta = 295^\circ$	无	微小	无	微小	有	无

(3) 结论

① 热交换器会影响贯流风扇内部偏心涡流区域的大小与分布，所以是否安装热交换器会影响贯流风扇出口处相对紊流强度大小；

② 叶轮叶片倾角对出口处相对紊流强度大小和分布都有很大影响，随着叶轮叶片倾角的增大，壳体附近的相对紊流强度明显增加，这是由于叶轮叶片倾角的变化引起叶轮内部气体流动分布发生变化，从而壳体、偏心涡流、舌片对相对紊流强度的影响程度也发生了变化；

③ 贯流风扇与其他通风机械一样，也存在扰动频率和扰动噪声，该噪声的产生根源与出口处的速度脉动有关。

5.2 激光多普勒测速技术

激光多普勒测速仪，即 LDV，是 Laser Doppler Velocimetry 的缩写，它是一种重要的流体流动速度测量仪器。本节主要介绍多普勒效应、激光多普勒测速原理、测量方法、LDV 系统、流动方向模糊性判定和示踪粒子方面的内容^[1,3,25~28]。

5.2.1 多普勒效应^[29]

如果一个振源所发出的波在介质中传播，当振源相对于介质运动时，那么，振源的振荡频率和它所发出的波在介质中的频率之间有一个差值。类似地，如果观察者（或接收波的探测器）相对于介质在运动，那么，介质中波的频率和观察者（或探测器）所记录到的频率之间也存在一个差值。这两种现象都称为多普勒效应。

考虑一个运动的振源 S 和一个运动的观察者 O（或探测器）。如图 5-21 所示，它们相对于介质的速度分别为 \vec{u}_s 和 \vec{u}_o ，而波的传播方向为单位向量 \vec{r} 。

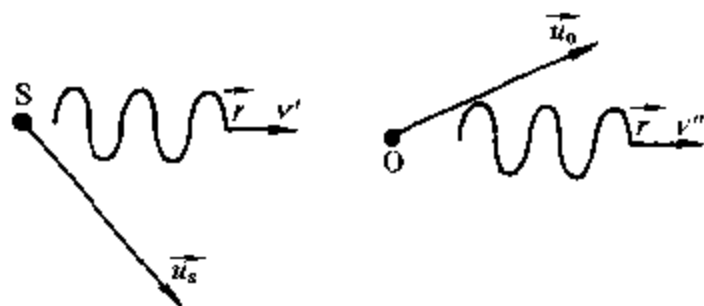


图 5-21 多普勒效应

如果让振源产生频率为 ν 的振动, 那么, 就有频率为 ν' 的波在介质中传播。而波在介质中的传播速度是 \tilde{v} , 它是由介质的性质所决定的, 与振源 S 无关。于是, 波相对于振源的速度将为 $(\tilde{v} - \vec{u}_s)$ 。假设介质是不动的, 则在单位时间内运动振源所发出的向前传播的波的长度, 即在介质中测量到的波列的长度, 为 $(\tilde{v} - \vec{u}_s) \vec{r}$ 。在单位时间内振源振动了 ν 次, 故一共发射了 ν 个波, 当然, 在介质中也就有 ν 个波。因此, 介质中的波长为

$$\lambda' = \frac{(\tilde{v} - \vec{u}_s) \vec{r}}{\nu} \quad (5-83)$$

波在介质中的频率为

$$\nu' = \frac{\tilde{v}}{\lambda'} \quad (5-84)$$

另一方面, 对观察者来说, 波相对于观察者的速度为 $(\tilde{v} - \vec{u}_o)$ 。于是, 在单位时间内到达观察者的波列长度, 或者说波列“越过”观察者的长度, 为 $(\tilde{v} - \vec{u}_o) \vec{r}$ 。这个长度是在介质中测量的, 是波列在介质中的长度, 而介质是不动的。在介质中这个波的波长为 λ' , 则其频率 ν'' 为

$$\nu'' = \frac{(\tilde{v} - \vec{u}_o) \vec{r}}{\lambda'} \quad (5-85)$$

将式 (5-83) 代入式 (5-84), 得观察者或探测器所接收到的频率 ν'' 与振源振动频率 ν 之间的关系式

$$\nu'' = \nu \frac{(\tilde{v} - \vec{u}_o) \vec{r}}{(\tilde{v} - \vec{u}_s) \vec{r}} \quad (5-86)$$

这就是多普勒效应的一般表达式。

5.2.2 激光多普勒测速原理

前面的讨论都涉及“介质”, 也就是说, 是振源相对于介质的运动或观察者相对于介质的运动。但是, 光波是电磁波, 而电磁波的传播是不需要介质的。因此, 不能以介质作“参考系”来谈光源的运动和观察者的运动, 光源相对于观察者的运动和观察者相对于光源的运动, 二者所产生的多普勒效应没有差别。由观察者所接收到的频率 ν'' 应为

$$\nu'' = \nu \sqrt{\frac{1 \pm v/c}{1 \mp v/c}} \quad (5-87)$$

其中 ν 是光源所发射的光波的频率, c 为真空中光速, v 是光源与观察者之间的相对运动速度。当二者相向运动时取上面的符号, 接收到的频率 ν'' 将增高; 而当二者相背运动时取下而的符号, 所接收到的频率 ν'' 将变低。式 (5-87) 是光学中的多普勒效应公式, 它的推导要牵涉到相对论知识, 这里不作详细讨论。前面讨论的式 (5-86), 严格说来只适合于声学中的情况。但是, 当光源和观察者之间的相对运动速度 v 和光速 c 相比小得多时, 即 $v/c \ll 1$, 在忽略 v/c 的二级小量情况下, 可以用式 (5-86) 代替式 (5-87), 所得结果是一致的。下面使用公式 (5-86) 讨论激光多普勒测速原理。

在流场中加入微粒充当随流体运动的示踪粒子, 当激光入射到示踪粒子上时, 会发生散射现象, 可以用检测器接受散射光。散射光和入射光的频率差就是激光多普勒频移 (或多普勒频率) ν_d , 即

$$\nu_d = \nu_s - \nu_i \quad (5-88)$$

式中 ν_i 为入射光频率; ν_s 为散射光频率。

由式 (5-86) 和式 (5-88) 可得

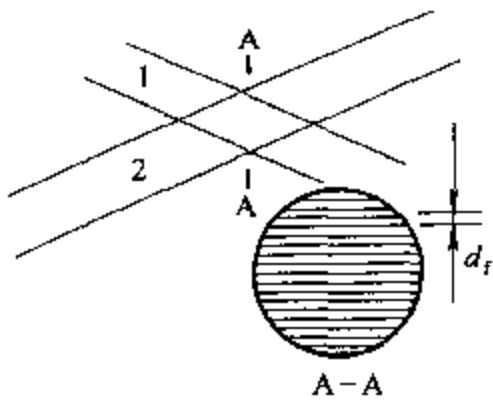


图 5-22 LDV 测量体

$$d_f = \frac{\lambda}{2 \sin k}$$

$$u_x = f_d d_f$$

式中 E_{10} 和 E_{20} 为两个平面波的波幅, $k = 2\pi/\lambda$, 为平面波的波数。光的电磁理论已证明, 光的能量密度与光的电场强度平方成正比, 因此, 强度分布函数 $I(x)$ 为

$$I(x) = E_{10}^2 + E_{20}^2 + 2E_{10}E_{20}\cos\alpha_d x \quad (5-99)$$

式中 $\alpha_d = k(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1)$ 。因此, 光强周期变化距

离即干涉条纹间距 d 为

$$d = \frac{2\pi}{\alpha_d} \quad (5-100)$$

设两光束夹角为 θ , 选择 x 方向垂直于该角的平分线, 式 (5-100) 可写为

$$d = \frac{\lambda}{[2\sin(\theta/2)]} \quad (5-101)$$

令微粒垂直于入射光束角平分线的速度分量为 v , 则微粒光强变化频率 ν_d 为

$$\nu_d = \frac{v}{\lambda} 2\sin \frac{\theta}{2} \quad (5-102)$$

比较式 (5-96) 和式 (5-102), 可见, 干涉条纹理论确定的散射光脉动频率等于多普勒频移。事实上, 这两种物理现象是不可分割的、同时发生的。无论是干涉条纹理论还是多普勒频移理论, 都是从不同角度描述同样的光学现象。

用干涉条纹理论解说微粒产生多普勒信号的机理, 有助于更深入理解多普勒频移的物理含义, 也有助于理解对两束相干光的相对光强、相对直径及光程差的要求。也解释了两束相干光不恰当相交对测量的影响等。干涉条纹模型是激光多普勒测量技术的一个进展。

5.2.3 速度测量方法

LDV 的测量体一般通过探头形成, 探头由一组透镜组成, 它通过光路传输系统与激光器相连, 从探头出来的相干光束相交形成测量体。这种探头借助精密仪器预先装配和调节好, 使用非常方便, 不用每次试验都要调节测量体。但是, 探头在使用很长时间后, 由于温度变化影响, 需要对探头中的透镜组重新进行校准, 确保光束精确相交。这也说明, 探头需要在恒温条件下工作。

两束相干光交于一点, 形成测量体, 所测得的速度为垂直于两束入射光角平分线的速度分量, 也就是说, 这两束光只能用于测量一维速度。对于二维速度场测量, 可以使用如图 5-23 所示探头, 它把两束不同频率的激光分别分成两束, 形成两组相干光, 四束光交于一点, 形成测量体。这相当于两个一维探头成 90° 角组合在一起形成的, 可以测量互相垂直的两个速度分量 U_x 和 U_y 。

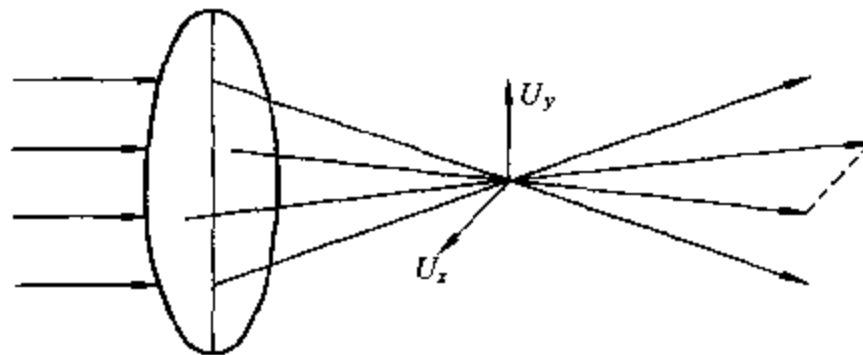


图 5-23 二维 LDV 探头测量的速度分量

三维速度测量的最佳方案是使用两个探头，其中一个是一维探头，测量前两个速度分量；另一个是一维探头，测量第三个速度分量，这两个探头的轴互相垂直。但是，这一布置方案对试验会产生较多限制，实施比较困难，另一方面，需要调整两个探头的六束光使其精确相交，也比较困难。

较好的替代方案是放宽对两探头轴相垂直的约束，采用如图 5-24 所示布置形式，A 为二维探头，B 为一维探头，两个探头的轴相交，夹角为 $\theta_1 + \theta_2$ 。注意，两探头中有四束、两对光共面，另一对光束所在面与此面垂直。

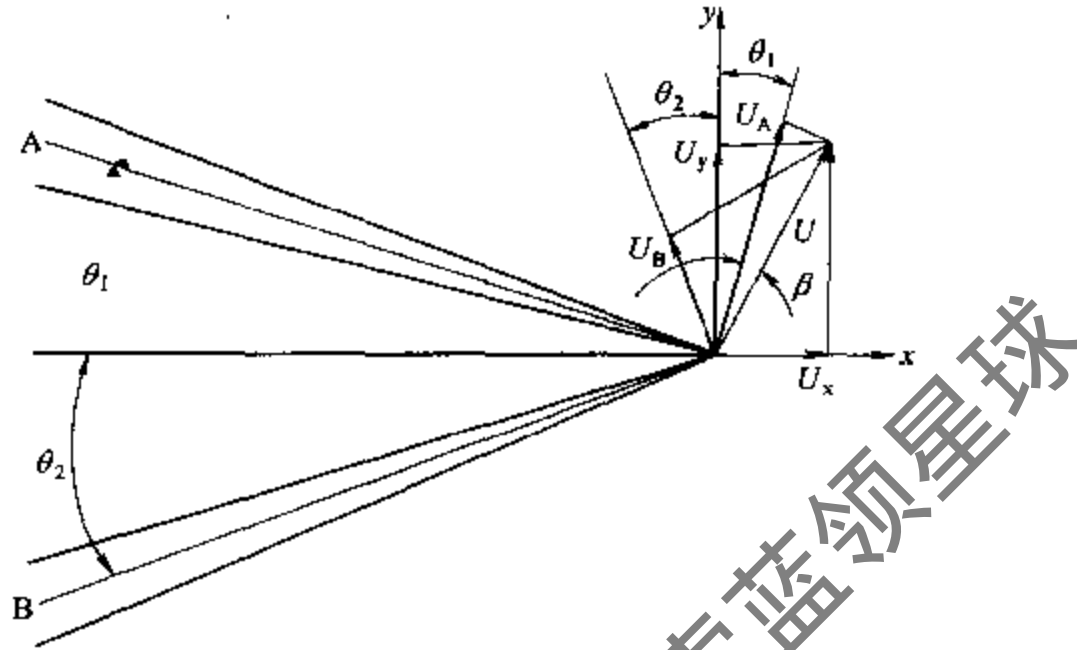


图 5-24 三维速度测量探头

$$\left(\text{If } \theta_1 = \theta_2 = \theta, U_y = \frac{U_A + U_B}{2\cos\theta}, U_x = \frac{U_A - U_B}{2\sin\theta} \right)$$

利用这种布置形式，两分量 U_x 和 U_y 由非正交的 U_A 和 U_B 计算得到，另一分量 U_z 可以直接测量，即

$$U_x = \frac{U_A \sin\theta_2 + U_B \sin\theta_1}{\sin(\theta_1 + \theta_2)} \quad (5-103)$$

$$U_y = \frac{U_A \cos\theta_2 + U_B \cos\theta_1}{\sin(\theta_1 + \theta_2)} \quad (5-104)$$

其中 U_A 和 U_B 由两探头直接测量得到。

式 (5-103) 和式 (5-104) 把同一平面内非正交的两速度分量转换成同一平面内正交的两速度分量。

5.2.4 激光多普勒系统

激光多普勒系统 (LDV) 主要由光学系统和信号分析系统构成。光学系统包括激光器、光学传输系统 (光纤)、光学发射探头、光学收集探头、光电检测器和机械调节机构等组成。信号分析系统包括信号实时采集和处理等。

(1) 光学系统

从前面的多普勒测速原理可知，要获得多普勒频移，光路系统必须具备两个功能：①把激光光束投射到运动的微粒上；②收集运动微粒的散射光。这里的运动微粒就是散播在流场中的示踪粒子。

以最常用的双光束系统为例。如图 5-25 所示，由光源产生的一束激光经分光器分成两束平行光，经发射透镜，即聚焦透镜 L_1 使两束光在各自光腰处相交，此相交点就是流场中的测量点，两束光被测量点处的微粒散射，散射光由接受透镜接受，传递给光电检测器

P.D., 由光电检测器把光信号转变成电信号, 再传递给信号分析系统。

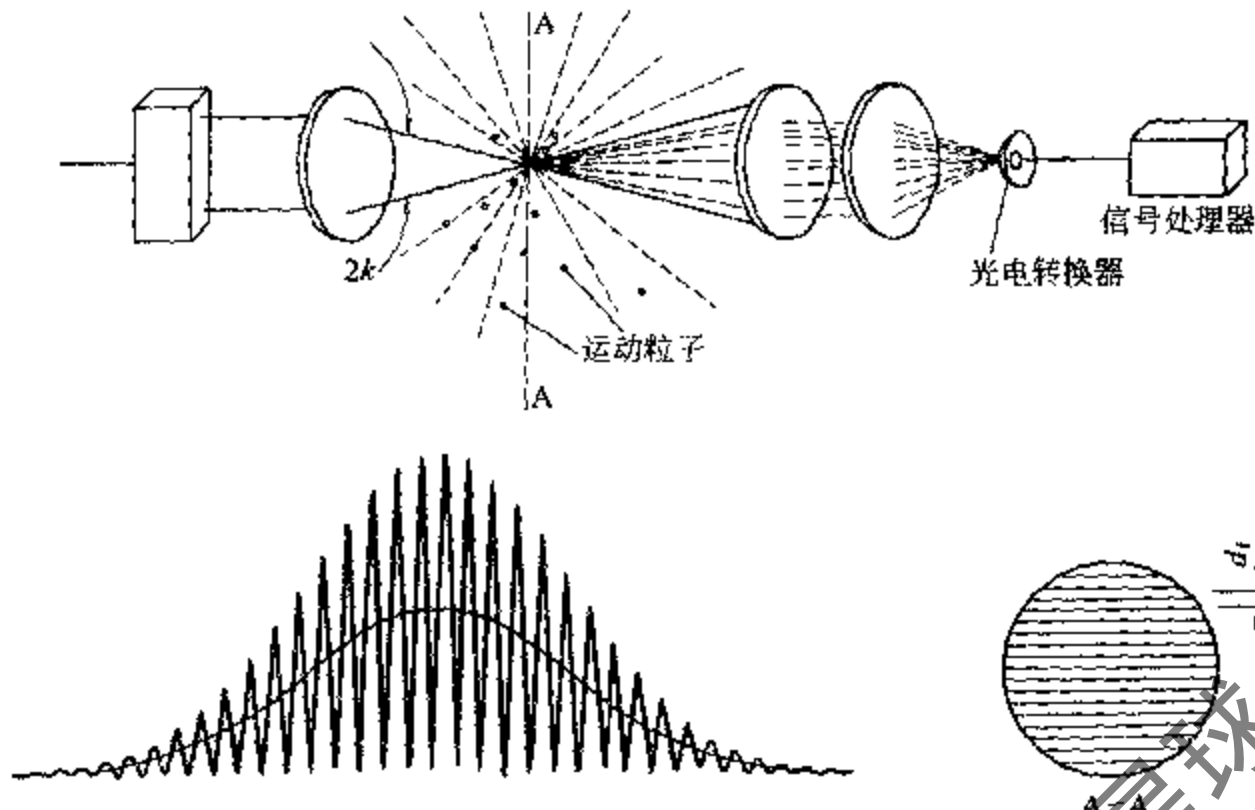


图 5-25 双光束双散射系统图
($d_1 = \lambda / 2 \sin k$, $u_x = f_d d_1$)

双光束系统散射光的多普勒频移与光电检测器方位无关, 受试验件结构限制少。可用大口径接受透镜收集粒子的散射光, 因此该系统的信噪比高, 允许用于微粒浓度较低场合。

实际中, 为了使用方便, 发射透镜和接受透镜常布置成另一种形式, 如图 5-26 所示, 为 TSI 公司一维光纤探头结构形式。发射透镜和接受透镜安装在测量点的同一侧, 这有利于适应不同结构的试验台位。这种布置形式稍微降低了信噪比, 但是并不影响它的使用。这种探头可以使用较长光纤传输发射光束以及接受光束, 由于光纤具有良好的光学性能和柔软特点, 便于移动和调节。它与由透镜和反射镜组成的光学传输系统相比, 既便宜又方便省时, 光纤 LDV 的发展是 LDV 发展的方向。此外, 还有参考光束型和单光束型系统, 在此不一一介绍。

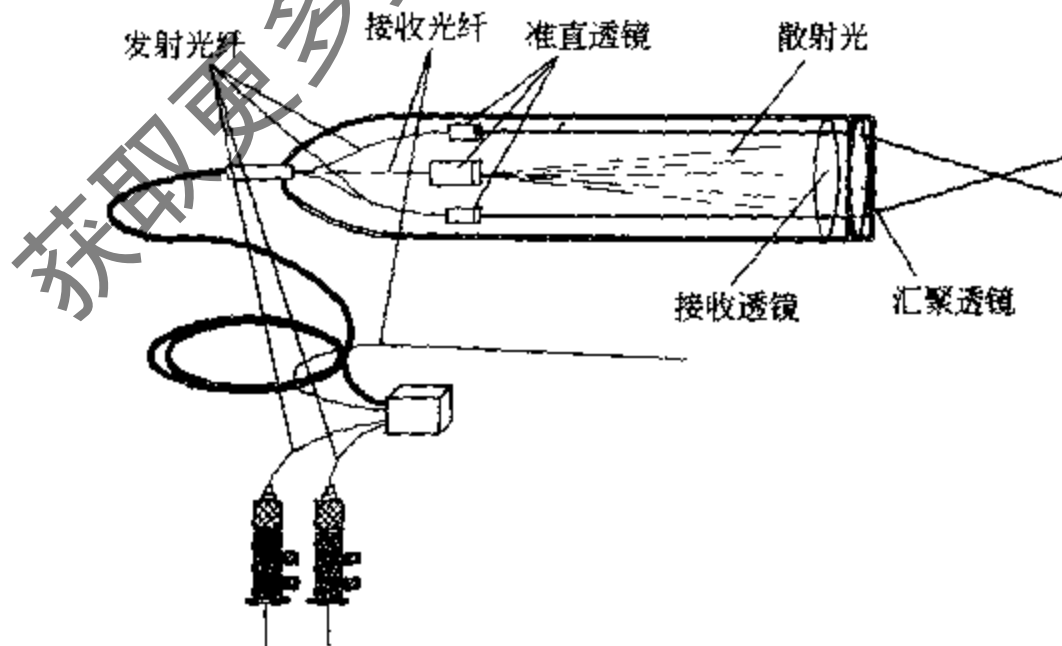


图 5-26 TSI 的探头结构

(2) 信号分析系统

光电检测器输出信号是既有幅值和频率调制, 又有宽频噪声的信号。速度所对应的频率就包含在其中, 去除噪声信号, 提取多普勒频移信号, 就是信号分析系统的任务。

① 信号的特点 光电检测器检测的 LDV 信号十分复杂，主要特点有：a. 信号具有随机性，因为穿越测量体的粒子，在数量、运动方向和相位上具有随机性；b. 当测量体中粒子多于一个时，其多普勒频移是一个有限的带宽；c. 信号时常有脱落现象发生，用脱落率表示，脱落率是无信号持续时间与总时间之比；d. 由于各种因素的干扰和影响，散射光信号又较弱，检测到的信号中有一系列噪声，信噪比较低；e. 信号振幅类似于调幅波，低频信号所包含的高频信号频率反映了运动粒子穿越测量体积时越过的干涉条纹数目，这个信号频率也正是信号分析所期望得到的。由于上述特点，LDV 对信号分析处理器的要求非常苛刻，提高 LDV 测量结果的可靠性和精度是 LDV 技术的重要内容之一。

② 信号分析方法

a. 频谱分析法。频谱分析法是信号分析中最常用的方法，其基本原理是 Fourier 变换。利用频谱分析仪对光电检测器输出信号分析，得到其频率~功率关系特性曲线，进而得到速度等物理量。对测量体中的微粒进行检测，得到的多普勒频移会产生波动，光检测器输出信号的波动与测量体内微粒平均数的平方根成正比，与测量体内条纹数的平方根成反比，正比于多普勒频移的平方根。对许多粒子的多普勒信号群进行平均，可以减小波动，提高测量精度。

频谱分析法适用于低频湍流，以及可以添加高浓度微粒的流场测量。频谱分析仪的优点是，它的频率覆盖范围、扫描时间和积分时间常数易调节，适于各种不同场合的需要。扫描过程不受输入信号的控制，可以在低信噪比情况下工作。但是，频谱分析仪也具有缺点，由于扫描速度低，不能进行实时处理，不适应迅变流场测量。测量体中要求有足够多的微粒数目，这在某些条件下难于满足。

b. 频率跟踪法。频率跟踪法检测多普勒信号频率，是把瞬时频率转换成模拟直流电压，从而得到流体速度，模拟直流电压与多普勒频移成正比。如图 5-27，频率跟踪器由压控振荡器、混频器、限幅器、放大器、频率鉴别器、积分器和脱落保护器等组成。光电检测器的输出信号经前置放大器放大，与压控振荡器的输出信号一起进入混频器，输出信号经中频放

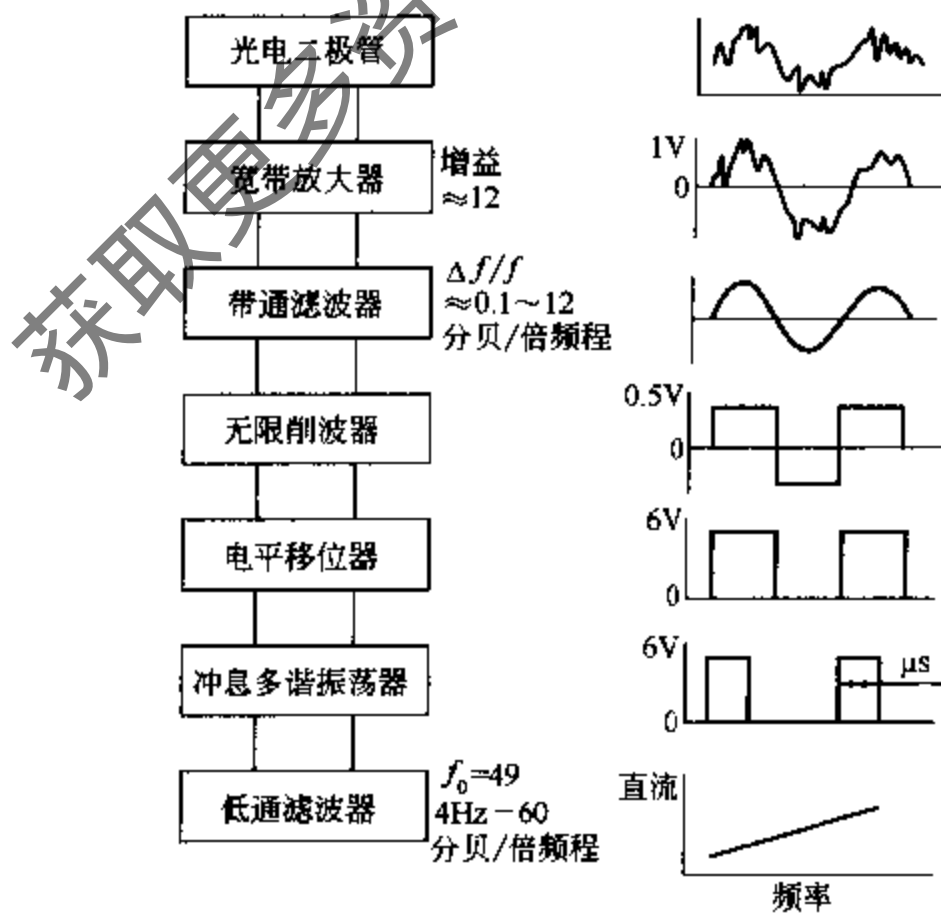


图 5-27 频率跟踪器

大器和限幅器后进入频率鉴别器，频率鉴别器输出信号经积分器转换成与多普勒频移成正比的直流电压信号，并反馈到压控振荡器调节其频率输出。

频率跟踪法有效地放大了有用信号，同时抑制了噪声信号，可用于低信噪比的场合。信号处理多由硬件完成，处理迅速，适于瞬态实时测量。模拟电压与多普勒频移成线性关系，而微粒速度又与多普勒频移成线性关系，所以微粒速度与模拟电压成线性关系，线性关系简单易处理。不足之处是需要足够大的微粒浓度，否则可能得不到结果。此外，这种方法必要时需要校准试验，会增加试验工作量。

c. 双钳位自相关法。该方法在 TSI 公司的产品中已得到很好的实现，这里做一简单介绍。对于函数 $f(t)$ ，其自相关函数 $R(\tau)$ 为

$$R(\tau) = \frac{1}{R(0)} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t)f(t+\tau)dt \quad (5-105)$$

$R(\tau)$ 的离散形式为

$$R_c(j) = \frac{1}{R_c(0)} \sum_{i=1}^n Y(i)Y(i+j) \quad (5-106)$$

其中函数 $Y(i)$ 和 $Y(i+j)$ 分别是多普勒信号函数 $f(t)$ 和 $f(t+\tau)$ 的离散形式， $R_c(j)$ 为 $R(\tau)$ 的离散形式， n 为采样点总数。对采样值 $Y(i)$ 和 $Y(i+j)$ 分别用 N 位数和 M 位数表示，如果 M 和 N 均大于 1，那么 $R_c(j)$ 称为多位自相关，如果 M 和 N 中，任一个大于 1，另一个等于 1，则称为单钳位自相关，如果 M 和 N 均等于 1，则称为双钳位自相关，此时 $R_c(0) = n$ 。

通常情况下，正弦波的自相关是余弦波，当有噪声信号加在正弦波上时，自相关函数近似为余弦波。在双钳位情况下自相关函数产生失真，由三角波代替余弦波，但自相关函数的周期性不受影响。

使用双钳位方法对多普勒信号进行 1 位采样，如图 5-28 所示，首先把多普勒信号转变成方波信号，然后作自相关，方波信号又变成三角波信号，周期增加了 2 倍。通过计算相关系数就可以确定多普勒信号的频率，从而得到瞬时速度。

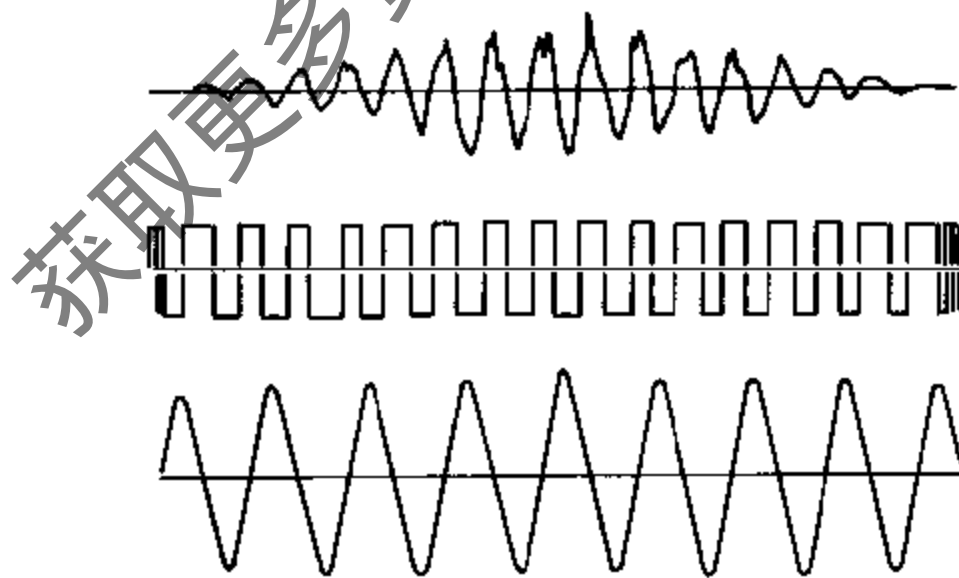


图 5-28 双钳位自相关

因为 $Y(i)$ 和 $Y(i+j)$ 都是 1 位数，二者的乘积可以使用专门的硬件进行 ‘OR’ 运算来完成，这会大大简化相关系数的计算量。双钳位自相关技术具有数字化速度快、运算简便迅速、实时性强、存储量大的特点。克服了传统处理器实时性差、存储量小的缺点，是目前多普勒信号处理中的最好方法。

5.2.5 流动方向模糊性判定

确定了多普勒频率，就可以使用公式(5-96)得到速度大小。由于频率本身是没有方向的值，无论速度是正还是负，只要速度值相同，多普勒频移就相同，这样，就有可能混淆了速度方向。

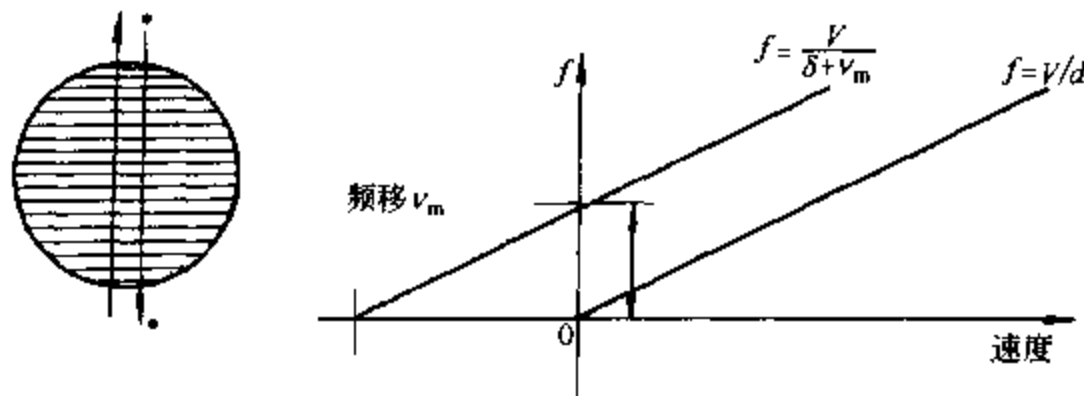


图 5-29 固定频移

一般采用固定频移的方法解决方向模糊性问题，下面以双光束双散射系统为例加以说明。如图 5-29 所示，对两束入射光中的一束增加一个固定频移 ν_m ，则差动频率 ν_d 变为

$$\nu_d = \nu_m \pm \frac{2v}{\lambda_i} \sin \frac{\theta}{2} \quad (5-107)$$

式中正负号分别表示微粒反向和正向穿过测量点。即使速度为零，光电检测器仍有频率为固定频移的信号输出。当微粒正向穿过测量体时，光电检测器输出信号频率低于固定频率，当微粒反向穿过测量体时，光电检测器输出信号频率高于固定频率。因此，对其中一束入射光施加固定频移后，可依据 ν_d 大于还是小于 ν_m 来判别流动方向，其速度值大小由下式确定

$$v = \frac{\lambda_i}{2 \sin \frac{\theta}{2}} |\nu_d - \nu_m| \quad (5-108)$$

产生固定频移 ν_m 的方法较多，常用方法为声光调制法。声光调制器包含一块石英晶体或其他材料，当一定波长的超声波在该晶体中传播时，由于超声波是纵向波，会使晶体的折射率随超声波波长而成正弦变化。这时，在该晶体中传播的光束，会发生方向偏转和频移。频移大小与入射光频率、声波在晶体中的传播速度、偏转角正弦值成正比。声光调制器产生的频移一般大于 10MHz，适合于作为固定频率 ν_m 使用。此外，实际使用时，可以依据不同速度范围选择合适的固定频率 ν_m 量程。

5.2.6 示踪粒子

对于示踪粒子，首先应当考虑跟随性和信噪比的问题，这在 5.3.6 节第 4 点中有详细叙述。对于空气气流，使用 LDV 时，通常需要加入示踪粒子。对于水流，在前向接收散射光的情况下，不用加入示踪料粒子，水中自然存在的杂质微粒就能产生连续的信号，这些微粒作为示踪粒子也能很好的跟踪流动。但是，对于后面接收散射光的情况，则须额外加入示踪粒子才可得到较好的信号。

最合适的粒子浓度是测量体中每次有一个粒子通过。此外，气流中的粒子应当足够大，以便产生质量高的信号，同时应当足够小以便能很好地跟踪气流流动。

空气中施加示踪粒子的方法有：①在气流中散播干燥粉末状固体颗粒；②使溶液先蒸发，后冷凝，产生微小雾滴；③利用蒸发压力不同的材料混合物，如油和乙醇，或者利用水，加热时会产生悬浮颗粒等。表 5-5 为 LDV 常用的几种粒子的特性参数。

表 5-5 示踪粒子的特性参数

材 料	适用介质	密 度 $10^3\text{kg}/\text{m}^3$	折 射 率	直 径 μm
碳化硅	空气/水	3.2	2.65	1.5
尼 龙	空气/水	1.14	1.53	4.0
PSL	空气	1.05	1.55~1.6	0.5
TiO ₂	空气/水	4.2	2.6	3.5
空气玻璃球	空气	1.05~1.15	1.5	8~12
镀金属膜的空心玻璃球	水	1.65	0.2/2.62	14
花生油	空气	0.91	1.47	14

5.2.7 在空调研究中的应用^[30]

由于有关 LDV 在空调中的文献极少，所以编者作了全文摘录。该文使用激光幕及 LDV 技术，对目前家用，车用小型空调中所用贯流风扇内部流场进行了可视化及流速分布研究，给出了有无热交换器及叶轮叶片倾角变化时贯流风扇内部流动变化的规律。

搞清有、无热交换器条件下贯流风扇内部流场情况以及流动特征，将会对改进风扇性能以及进一步的理论分析提供有力的证据。

孙立群等人^[30]在壳体和舌片形状与位置不变的条件下，通过对贯流风扇内部流动的可视化以及激光多普勒流速计(LDV)等先进的实验手段，在有、无热交换器、叶轮叶片倾角等条件改变的情况下，详细地对贯流风扇入口区域、叶轮内部区域的流动特征及速度分布情况进行实验研究，得出了有无热交换器及叶轮叶片倾角变化时贯流风扇内部流动变化的规律。

(1) 实验装置及实验方法

研究对象是日本某电器公司提供的贯流风扇。图 5-30 为实验用贯流风扇样机（安装有热交换器）简图。叶轮外径 95mm、内径 70mm（内外径比为 0.737）、全长 217mm。叶轮的 35 枚叶片是等间隔分布，整个叶轮由 2 块环形板分为三部分，回转轴安装于侧板上。叶片为 1mm 厚的圆弧叶片，叶片倾角是圆弧叶片两端连线与叶片外端和回转轴中心连线的夹角。实验用叶轮共 5 种，其他尺寸相同，叶片倾角分别为 19°、24°、26°、29°、34°。实验测定点坐标系是以叶轮回转轴轴心为圆心。为以下讨论问题方便，建立如图 5-31 所示以叶轮回转中心为圆点的极坐标系。

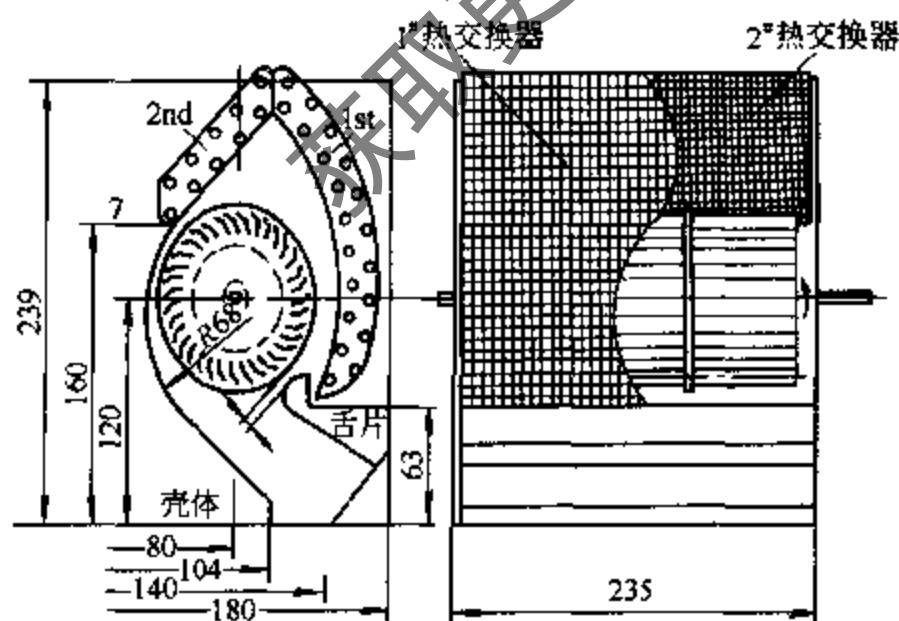


图 5-30 贯流风扇（设置热交换器）

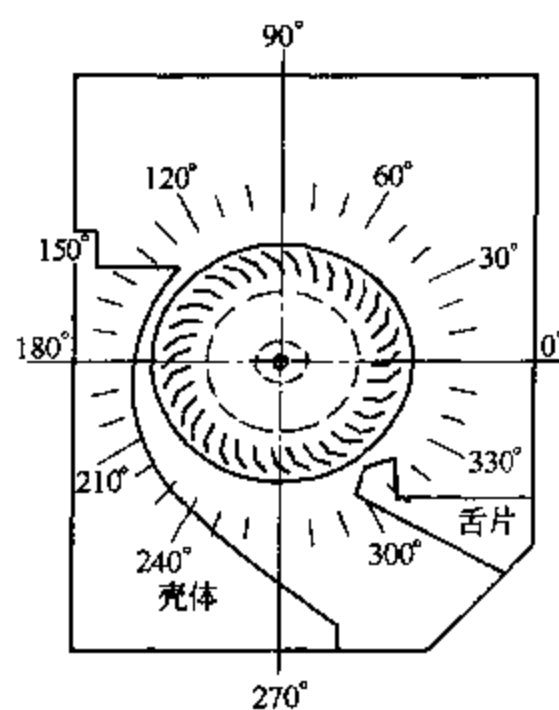


图 5-31 极坐标系

贯流风扇内部流动可视化实验，是通过激光幕法，利用干冰升华产生的白色二氧化碳作为示踪粒子，用摄像机进行图像记录。贯流风扇内部流速测定实验，是通过 LDV 对贯流风扇内部流场各点的速度大小和方向进行测量，从而绘制出贯流风扇内部流动的速度矢量图。

(2) 实验结果与分析

① 贯流风扇内部流动的可视化 图 5-32、图 5-33 为三种不同叶轮叶片倾角条件下贯流风扇内部流动可视化图像。图中白色部分为气体粒子的流动轨迹，实验中叶轮转速 $N = 1300\text{r}/\text{min}$ ，由可视化图像可以看出：

a. 气体流入区域在该区域的气体流动方向有三种，即指向叶轮回转轴心；与叶轮回转方向相同；与叶轮回转方向相反。也就是说，在该区域气体流入叶轮的流量分布是不均匀的，存在主要流入区域。设置热交换器的场合，叶轮叶片倾角 $\alpha = 24^\circ$ 时，气体主要流入区域范围最大（主要流入区域范围夹角约 140° ）； $\alpha = 34^\circ$ 时，气体主要流入区域范围最小（主要流入区域范围夹角约 50° ）。未设置热交换器的场合， $\alpha = 24^\circ$ 时，气体主要流入区域范围最大（主要流入区域范围夹角约 160° ）； $\alpha = 19^\circ$ 时，气体主要流入区域范围最小（主要流入区域范围夹角约 85° ）。

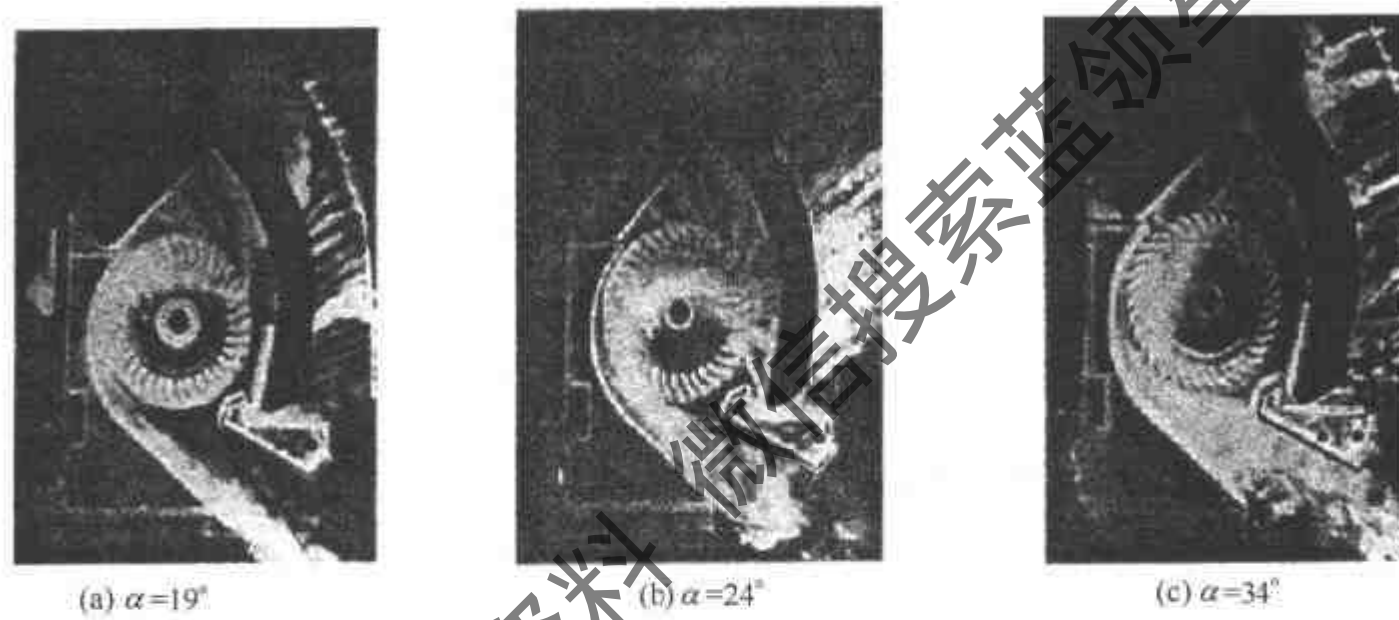


图 5-32 贯流风扇内部流场可视化图像（设置热交换器）

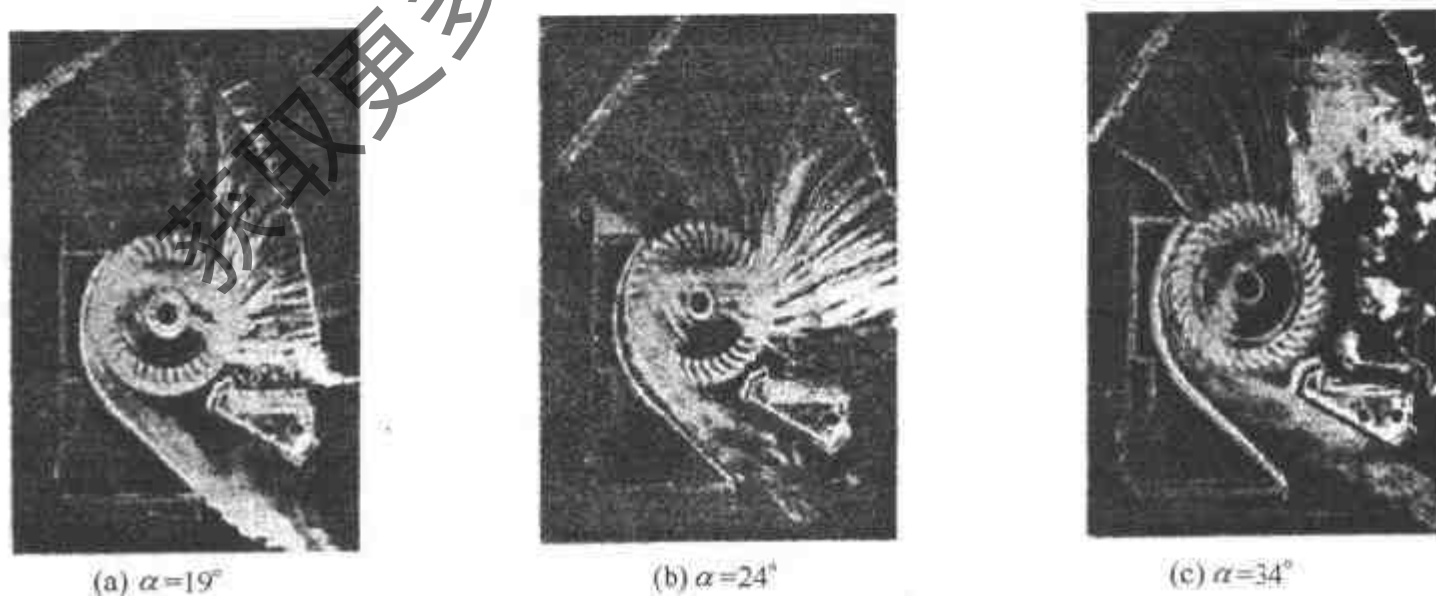


图 5-33 贯流风扇内部流场可视化图像（未设置热交换器）

b. 叶轮内部区域。无论叶片倾角是多少，叶轮内部总存在只有少量气体粒子流动的区域，这是由于这个区域有偏心涡流存在。从实验结果可知，无论是否设置热交换器，这个偏心涡流在 $\alpha = 24^\circ$ 时区域面积最小，设置热交换器在 $\alpha = 19^\circ$ 时区域面积最大，未设置热交换

器在 34° 时区域面积最大。另外偏心涡流的涡心位置随 α 的增大，从叶轮回转轴下侧向回转轴右侧移动。

c. 气体流出区域。气体粒子由叶轮流出后，在壳体与导流板之间管道内的流动是扩散流动，流动的方向与壳体曲线大致相同。随着 α 的增大，气体粒子的流动区域逐渐变宽，并沿逆时针向舌口方向移动，在 α 相同的条件下，该区域在未设置热交换器时比设置热交换器时宽。

比较设置与未设置热交换器的可视化图像可以看出： α 相同、设置热交换器时，主要流入区域范围比未设置热交换器的场合小；偏心涡流区域面积比未设置热交换器的场合大，而且涡心位置也发生变化。这是由于热交换器阻尼作用的存在，使得气体在通过热交换器时产生了压力损失所引起的。也就是说，这个损失使偏心涡流的涡心从原来的舌口附近向叶轮回转轴心方向移动，同时偏心涡流区域面积增大。

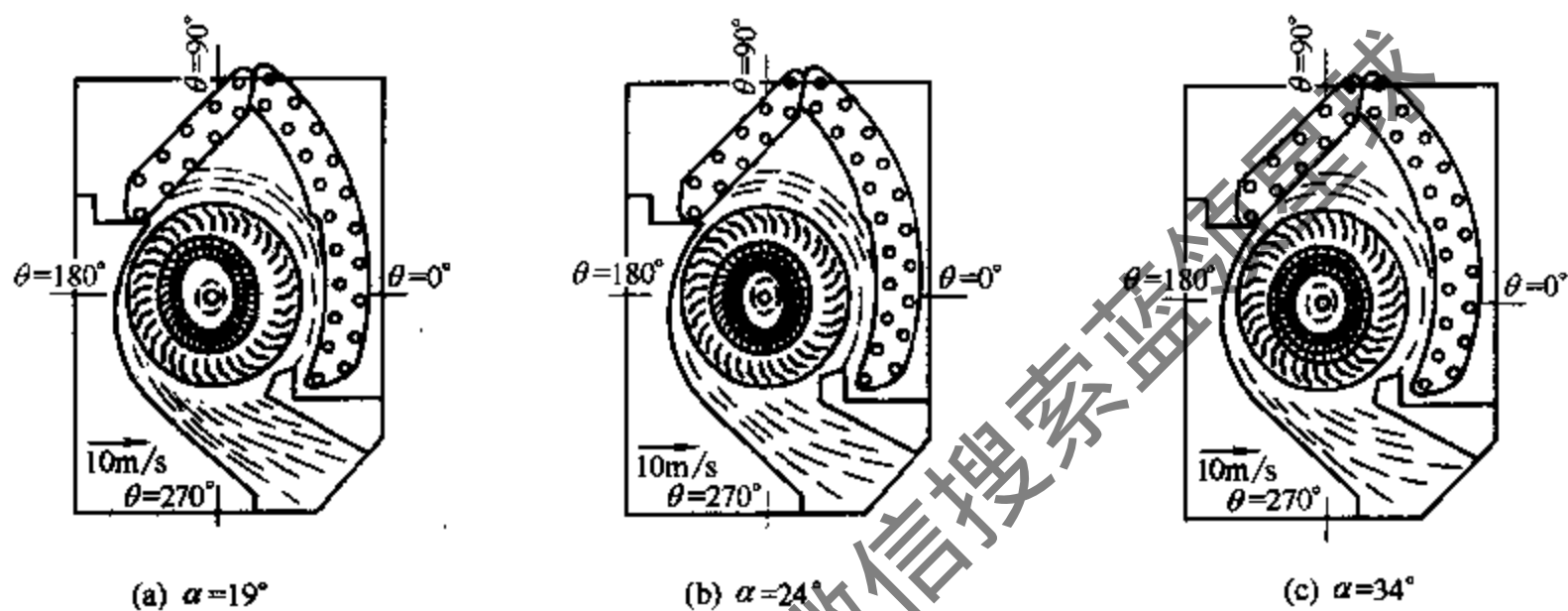


图 5-34 贯流风扇内部流动的速度矢量图（设置热交换器）

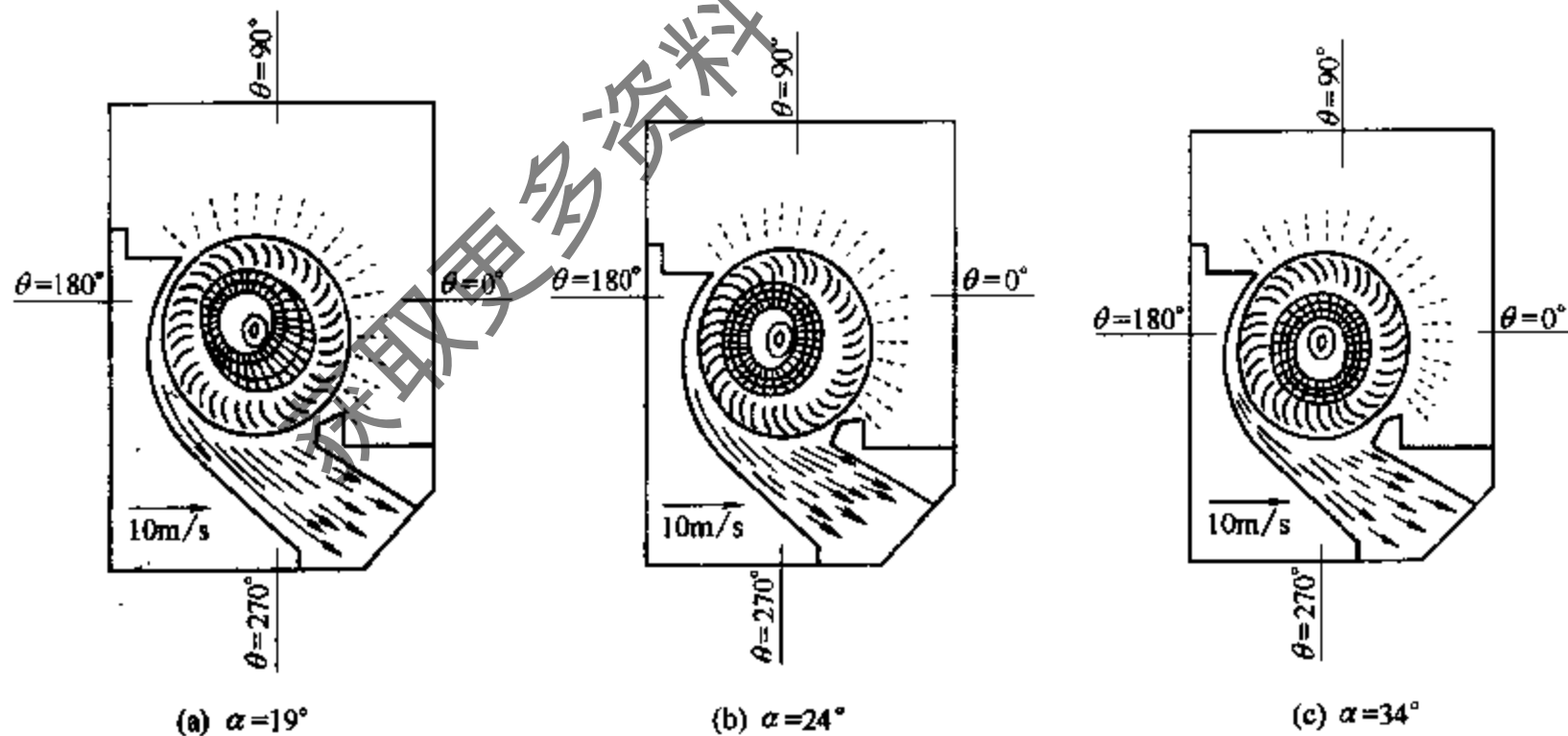


图 5-35 贯流风扇内部流动的速度矢量图（未设置热交换器）

② 贯流风扇内部流动的速度分布 图 5-34、图 5-35 为 2 种不同叶轮叶片倾角的条件下，贯流风扇速度分布矢量图，箭头的起始点为被测定点，箭头方向为速度方向，箭头长度代表速度大小。实验中叶轮转速 $N = 1300\text{r}/\text{min}$ 。通过与叶轮外侧、内侧距离最近的圆周 ($r = 30, 58\text{mm}$) 上的两个测定点的速度三角形进行分析，结果如表 5-6、表 5-7 所示。

表 5-6 设置换热器时流动方向分析结果

叶片倾角 α , (°)	19	24	26	29	34
流动方向与叶轮回转方向相同的区域	无	无	320°~10°	320°~40°	320°~120°
流动方向指向回转轴的区域	320°~0°	320°~30°	10°~120°	40°~120°	无
流动方向与叶轮回转方向相反的区域	0°~120°	30°~120°	无	无	无
叶轮内部偏心涡流中心极坐标角度	290°	300°	305°	310°	0°

注:设置热换热器时。

表 5-7 未设置换热器时流动方向分析结果

叶片倾角 α , (°)	19	24	26	29	34
流动方向与叶轮回转方向相同的区域	110°~130°	无	120°~130°	110°~130°	320°~130°
流动方向指向回转轴的区域	320°~350°	320°~40°	320°~80°	320°~80°	无
流动方向与叶轮回转方向相反的区域	0°~100°	40°~120°	90°~110°	90°~100°	无
叶轮内部偏心涡流中心极坐标角度	265°	285°	290°	295°	335°

注:未设置热换热器时。

从表中可以看出,无论设置热换热器与否,偏心涡流的涡心位置都是随着 α 的增大,向着叶轮回转方向移动。另外,在贯流风扇入口处存在主要流入区域,这与可视化实验所得出的结论是一致的。从图 5-34、图 5-35 可以看出,无论热换热器设置与否,气体在流入区域的流速都不大,经过叶片的加速流入叶轮内部,然后从另一侧再经叶片加速后流出叶轮,流速是递增的。在叶片倾角相同的条件下,未设置热换热器的场合的最高流速以及流入区域的范围都大于设置热换热器的场合。另外,不设置热换热器时的偏心涡流位置比设置热换热器时靠近叶轮回转轴。产生这个现象的原因,仍然是由于热换热器阻尼作用的存在,使得气体在通过热换热器时产生了压力损失所引起的。从以上比较看出,由于热换热器的设置,使得贯流风扇出口处的流速减小,同时引起偏心涡流涡心的移动,从而影响整个流场内气体的流动。

(3) 结论

① 在入口区域,气体的流动并不都是指向叶轮内部的,而是存在主要流入区。因此可以认为现在空调器中普遍采用的热换热器分布方式不尽合理,应该在主要流入区域增加换热器的厚度,而在非主要流入区域减少或取消换热器的设置,从而提高热交换的效率。

② 在叶轮内部区域,气体的流动存在涡流,该涡流的涡心并非回转轴心,而是偏心涡流。偏心涡流的涡心位置随着叶轮叶片倾角 α 的增大从叶轮回转轴下方向右侧移动。另外,偏心涡流区域面积大小也产生变化,叶片倾角 $\alpha=24^\circ$ 时的偏心涡流区域面积最小。在其他条件相同时,设置热换热器后,由于换热器的阻尼作用,引起偏心涡流区域面积增大,涡心位置由叶片附近向叶轮轴心移动。这部分区域的气体流动速度由于在通过叶片时受到叶片的加速作用,而比入口区域的流速大。

③ 在流出区域,气体流动是扩散的。随着叶片倾斜角增加这个区域气体流动轨迹总体上变宽,同时沿逆时针移动。该区域的气体流动速度是经过叶轮两次加速后的速度,因此这部分区域的流速最大。

④ 叶轮内部偏心涡流是贯流风扇所特有的一种流动,实验中各种条件的变化,无论是换热器的有无,还是叶轮叶片倾角的变化,都会使得偏心涡流位置及大小发生变化,从而

造成整个流场的流动及速度分布发生变化。

5.3 粒子图像测速技术

5.3.1 概述

粒子图像速度场仪，又称 PIV，是“Particle Image Velocimetry”的缩写。PIV 技术能够测量流体流动空间某一平面上的瞬时速度矢量场，也就是说，把某一平面上的全部瞬时速度矢量描绘出来，每一个测点上的速度矢量用一个箭头表示，箭头长度表示速度大小，箭头方向表示速度方向。PIV 技术的出现是现代流体力学实验技术的一个重大发展，必将对流体力学的发展及其工程应用产生重大影响。

PIV 技术是流动测试技术不断发展的产物。从恒流型热线风速仪到恒温型热线风速仪，从最初的热丝探头到高强度热膜探头，从单丝探头到多丝探头以及涡量探头，热线测速技术一直在不断发展。从对流场有干扰的热线探头到无干扰的激光多普勒测速技术，从激光多普勒测速技术到光纤 LDV 技术，从定性研究速度场的可视化技术到量化可视化 PIV 技术，流动测试技术在不断发展着。测试技术的每一次进步，都会为我们研究流场提供一个强有力的武器，推动流体力学和流体机械的发展。

PIV 技术是流动研究需要的产物。目前认为，流体中的湍流是由各种尺度的结构叠加而成。为了了解流动空间结构，通常需要在同一瞬时记录下整个流场信息，如果使用单点的热线测速技术和 LDV 测速技术，都不能得到令人满意的流动速度场信息。在高端流度流动中，流动的空间结构不断改变，数据的平均处理过程容易引起流动结构图像的消失，只有通过 PIV 技术才有可能获得流动各种尺度结构的逼真图像。利用显微镜技术和 PIV 技术的结合，也可以获得微尺度结构的矢量场。

现代科技的发展是 PIV 的技术基础。图像处理技术的发展和阵列式计算机的产生给图像处理提供了实现的可能，粒子图像测速技术中的大多数方法都是经典流动可视化技术的自然延伸和扩大，在这个意义上，PIV 也被称为量化可视化技术。PIV 的另一个技术基础是激光散斑测速技术的发展，使 PIV 技术从激光散斑测速技术中独立出来。此外，高速数据采集系统、数字式摄像机 CCD、图像传输系统以及激光技术的发展为 PIV 提供了物质基础。

本节简单介绍 PIV 测速原理、图像分析法、系统组成、PIV 的重要参数等有关内容^[1,31~33]。

5.3.2 PIV 基本原理

PIV 是利用对流场中的示踪粒子按照固定的时间间隔进行多次拍照，然后对粒子图像进行分析，确定出示踪粒子在固定时间间隔内的位移，从而得到速度矢量。

如图 5-36 所示，两个图像是同一粒子在相距 Δt 秒时间两次曝光所拍的像，如果测得图像的位移 Δx 和 Δy ，就可以得到 U_x 和 U_y

$$U_x = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta x}{\Delta t}, \quad U_y = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta y}{\Delta t}$$

其中 Δt 必须足够小，使得 $\Delta x/\Delta t$ 和 $\Delta y/\Delta t$ 分别

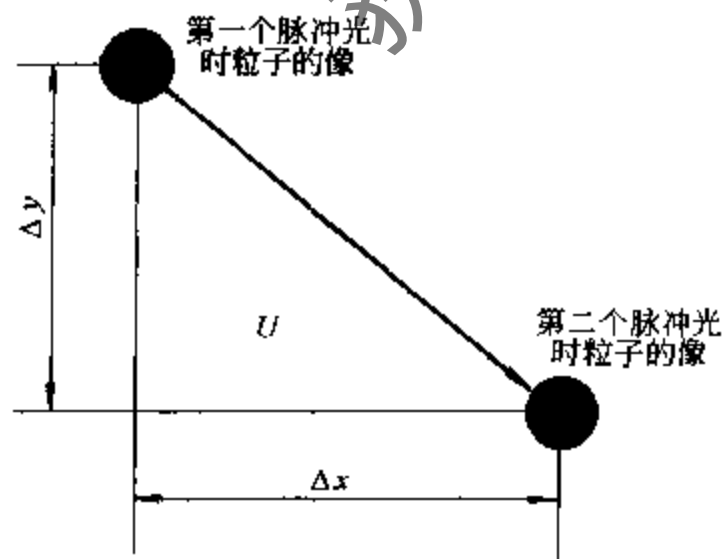


图 5-36 PIV 测速原理

是速度 U_x 和 U_y 的很好近似。这就是说，粒子轨迹必须接近直线，并且沿着轨迹速度近似恒定，当 Δt 小到与流场的泰勒时间微尺度可以比较时，这一条件就能满足。

由于两次曝光之间的时间已知，所以，如何确定图像的位移 Δx 和 Δy ，或者说如何匹配粒子图像对，就成为 PIV 测速技术的关键，这属于 PIV 中的图像分析技术。对 PIV 中双曝光图像的分析，在很宽的速度范围内是相同的。当多个粒子的图像同时存在时，匹配粒子图像对是一件困难的任务，当有反向流存在时，甚至更复杂。下面所述的自相关和互相关统计分析技术用于克服这一难题。

为了较好地理解 PIV 的原理，对 PIV 和 LDV 作一比较。LDV 是跨越一个时间周期的单点测量，而 PIV 是在一个瞬时对许多点同时进行的多点测量；LDV 获得的速度矢量是时间统计平均值，而 PIV 获得的是瞬时速度矢量场，可由多个速度场获得统计平均值；LDV 是已知距离，通过确定时间来获得速度，而 PIV 是已知时间，通过确定位移来获得速度；LDV 是点测量技术，其中的时间关系可以应用于一个点处的所有速度分量，这个点是测量体积或激光光束的交叉点，在 PIV 中，依据测量照亮一个平面的两个激光闪烁的时间间隔内粒子图像的位移来得到速度；在 LDV 中，测量体积的尺寸决定了空间分辨率，在 PIV 中，最大的图像位移给出了空间分辨率的一个量值。在两种技术中，播种示踪粒子的要求类似。

5.3.3 图像分析方法

实际上，PIV 中的图像分析，并不是像上面所述的那样，直接得到每一个粒子图像的位移。在 PIV 中，通过 CCD 和采集系统获得的是 256 个灰度级的粒子图像。首先需要把整幅粒子图像分成许多小块，然后对其中的任一小块进行相关分析，得到每一个小块中许多粒子的统计平均位移，最后得到一个描述该小块中粒子平均运动的速度矢量。许多小块的速度矢量集合就描绘出了整个被测流场的瞬时矢量场。这些小块称为查问区，可见，查问区所对应的物理空间尺度应足够小，以便能够很好的描述速度矢量场。PIV 的典型图像处理过程如图 5-37。

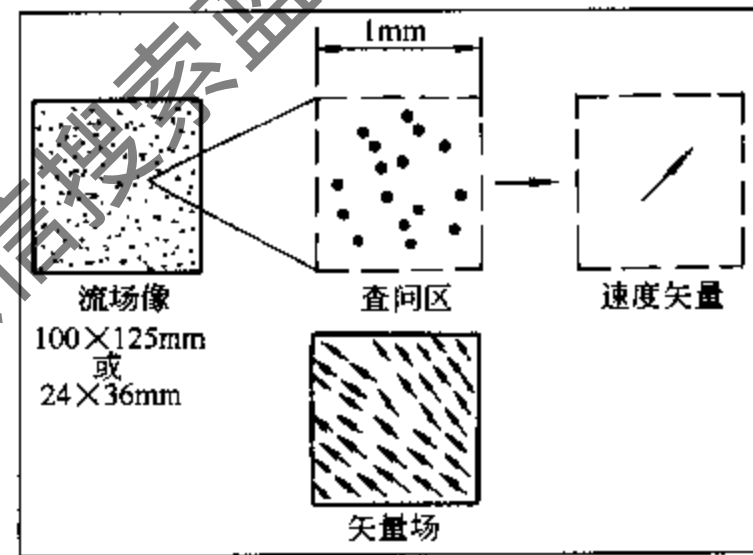


图 5-37 图像分析法

在介绍图像处理方法之前，先介绍一下像密度的概念。像密度 N_1 被定义为

$$N_1 = C \Delta Z_0 \pi d_1^2 / 4M^2 \quad (5-109)$$

式中 C 为粒子浓度； d_1 为查问区的直径； ΔZ_0 为片光源厚度； M 为照相机放大倍率。

像密度 N_1 的物理意义为：在一个查问区内粒子像的数目。当 $N_1 \ll 1$ 时，由于成像密度极低，因而在查问区内不能使用统计处理的方法，而只能采用跟随每个粒子求它的位移量，所以就整场而言，速度测量是随机的，称之为粒子迹线 (PTV) 技术。

当 $N_1 \gg 1$ 时，在查问区内找不到粒子的可能性很小，有足够的粒子可用于获得速度信息，但由于粒子像太多，不能用跟踪单个粒子轨迹 (PTV) 的方法来获得速度信息，只能用统计法来获得。对于高像密度的 PIV 来讲，互相关方式要求每一个查问区内像密度至少应满足 $N_1 > 7$ ，而自相关方式则要求 $N_1 > 10$ 。一般可用光学方法和数字图像技术来分析，其中光学方法一般指杨氏干涉条纹法，数字图像法包括傅立叶变换法、直接空间相关法、粒子像间距概率统计法。一般采用数字图像法。

从原理上看,数字图像分析算法有两种:一种叫自相关分析法,另一种是互相关分析法。

(1) 自相关 (Auto-correlation) 分析法

如果两次激光脉冲成像在一张照相底片上,那么,对查问区的分析只能用自相关方法。自相关分析需要两次二维 FFT 变换。

第一个激光脉冲形成的图像为 $g_1(x, y)$, 第二个激光脉冲形成的图像为 $g_2(x, y)$, 它们成像在同一张底片上, 即就是叠加成图像 $G(x, y)$ 。

在图像 $G(x, y)$ 上划出一个查问区, 当查问区足够小时, 就可以认为其中的粒子速度都是一样的, 那么第二个脉冲光形成的图像可以认为是第一个脉冲光形成的图像经过平移后得到的, 即

$$g_2(x, y) = g_1(x + \Delta x, y + \Delta y) \quad (5-110)$$

因此对于 $G(x, y)$ 有

$$G(x, y) = g_1(x, y) + g_1(x + \Delta x, y + \Delta y) \quad (5-111)$$

第一次 Fourier 变换为

$$\hat{G}(\omega_x, \omega_y) = \frac{1}{2\pi} \iint G(x, y) e^{j(\omega_x x + \omega_y y)} dx dy \quad (5-112)$$

将式 (5-111) 代入式 (5-112) 中, 并利用傅立叶变换的平移特性, 可以得到

$$\hat{G}(\omega_x, \omega_y) = g_1(\omega_x, \omega_y) [1 + e^{-j(\omega_x \Delta x + \omega_y \Delta y)}] \quad (5-113)$$

其中 $g_1(\omega_x, \omega_y)$ 为 $g_1(x, y)$ 的 Fourier 变换。

对上式求模, 可以得到

$$|\hat{G}(\omega_x, \omega_y)|^2 = |g_1(\omega_x, \omega_y)|^2 4 \cos^2 \left[\frac{1}{2} (\omega_x \Delta x + \omega_y \Delta y) \right] \quad (5-114)$$

如果将 $|\hat{G}(\omega_x, \omega_y)|^2$ 的图像用灰度显示, 可以得到与杨氏干涉条纹相类似的结果。

第二次 Fourier 变换, 即对上式再进行一次 Fourier 变换并利用其平移特性, 可以得到如下的结果

$$G(x, y) = \frac{1}{2\pi} \iint |\hat{G}(\omega_x, \omega_y)|^2 e^{-i(\omega_x x + \omega_y y)} d\omega_x d\omega_y \quad (5-115)$$

将式 (5-114) 代入式 (5-115), 可以得到

$$G(x, y) = g(x - \Delta x, y - \Delta y) + 2g(x, y) + g(x + \Delta x, y + \Delta y) \quad (5-116)$$

其中 $G(x, y)$ 和 $g(x, y)$ 分别为 $|\hat{G}(\omega_x, \omega_y)|^2$ 和 $|g_1(\omega_x, \omega_y)|^2$ 的 Fourier 变换。 G 在 (x, y) 点有一个最大的灰度值, 而在 $(x + \Delta x, y + \Delta y)$ 和 $(x - \Delta x, y - \Delta y)$ 有两个次大值。因此提取粒子的位移问题就可以归结为在图像 $G(x, y)$ 中寻找最大灰度值和次大灰度值之间的距离 Δx 和 Δy 。

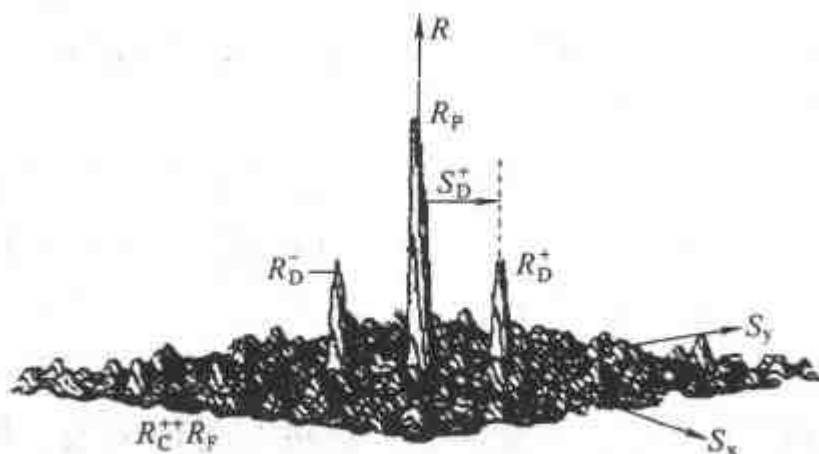


图 5-38 自相关法

实际上, 由于背景噪声和其他相关量的存在, Adrian (1988) 将它们表示为由 5 个分量组成的公式

$$R(S) = R_C(S) + R_P(S) + R_{D^+}(S) + R_{D^-}(S) + R_F(S) \quad (5-117)$$

其中 R_P 为最大灰度值, R_{D^+} 和 R_{D^-} 为两个次大灰度值, 代表位移信息, $(R_C + R_F)$ 为随机相关量和背景噪声相关量, 如图 5-38 所示。

由于峰值附近存在一个灰度的分布，所以一般用形心来确定它的最大值或次大值的位置。在某些情况下， $(R_C + R_F)$ 的灰度值可能会超过所需要的 R_D' 和 R_D 两个次大灰度值，所以在分析时，一般要多存储几个峰值的位置，以便在缺省值有错误时，可以选择另外正确的峰值位置。

(2) 互相关 (Cross-Correlation) 分析法

如果两次激光脉冲分别成像在两个不同的底片上，图像分析需要采用互相关分析方法。互相关分析要进行三次二维 FFT 变换。

第一个激光脉冲形成的图像为 $g_1(x, y)$ ，第二个激光脉冲形成的图像为 $g_2(x, y)$ ，它们成像在不同的两张底片上。

在两张底片的对应区域上划出一个查问区，当查问区足够小时，就可以认为其中的粒子速度都是一样的，那么第二个脉冲光形成的图像可以认为是第一个脉冲光形成的图像经过平移后得到的。

图 5-39 是 PIV 互相关分析的示意图。

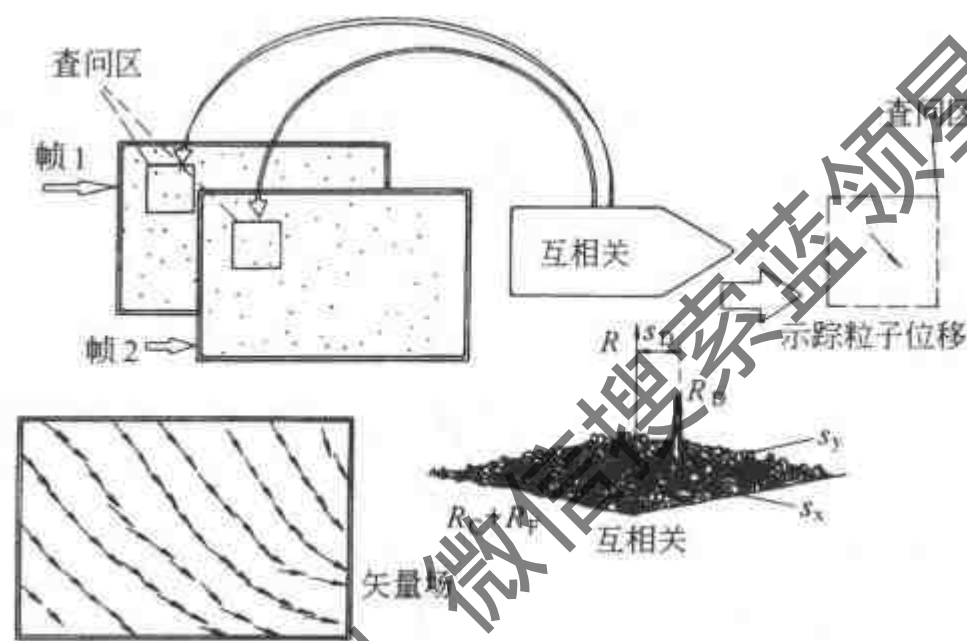


图 5-39 互相关法

第一次 FFT 变换，对第一帧图像进行 FFT 变换，得到

$$\hat{g}_1(\omega_x, \omega_y) = \frac{1}{2\pi} \iint g_1(x, y) e^{i(\omega_x x + \omega_y y)} dx dy \quad (5-118)$$

第二次 FFT 变换，对第二帧图像进行 FFT 变换

$$\hat{g}_2(\omega_x, \omega_y) = \frac{1}{2\pi} \iint g_2(x, y) e^{i(\omega_x x + \omega_y y)} dx dy \quad (5-119)$$

利用 Fourier 变换的平移特性，可以得到

$$\hat{g}_2(\omega_x, \omega_y) = \hat{g}_1(x, y) e^{-i(\omega_x \Delta x + \omega_y \Delta y)} \quad (5-120)$$

第三次 FFT 变换

$$G(x, y) = \frac{1}{2\pi} \iint \hat{g}_1(\omega_x, \omega_y) \hat{g}_2(\omega_x, \omega_y) e^{-i(\omega_x x + \omega_y y)} d\omega_x d\omega_y \quad (5-121)$$

将式 (5-120) 代入式 (5-121) 中得到

$$G(x, y) = g(x + \Delta x, y + \Delta y) \quad (5-122)$$

其中 g 为 $\hat{g}(\omega_x, \omega_y)^2$ 的 Fourier 的变换， G 仅仅在 $(x + \Delta x, y + \Delta y)$ 处有一个最大值。与自相关分析类似，由于背景噪声和其他相关量的存在，Adrian 将它们表示为由 3 个分量组成的公式

激光器里出来的光束平移和按任意方向偏转，以方便各种试验台位的测量需要。该系统的激光器是双脉冲式的，由两个单脉冲激光器组成，两个脉冲之间的时间间隔依据被测速度选择。由于单脉冲激光器每两次闪烁之间的时间间隔较长，测量速度范围有限，利用双脉冲激光器，由同步器协调动作，可以使得每两次脉冲之间的时间达到纳秒级，测速范围达到超音速。

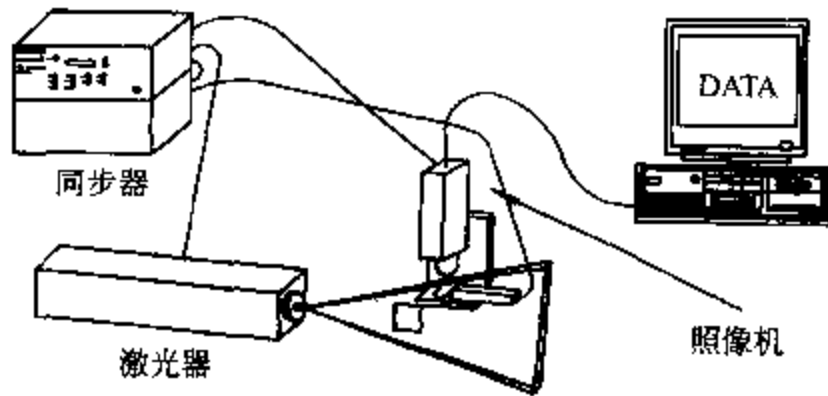


图 5-41 双脉冲激光 PIV 系统

对于拍照，摄像机和胶片像机都可以使用。通常两个图像场（来自两次激光闪烁）可以被记录在同一帧画面上，也可以分别记录在两帧不同的画面上。依据记录图像的方式不同，图像分析方法也就不同，如果两个图像场在同一帧画面上，一般采用自相关统计处理方法，如果两个图像场在两帧照片上，一般采用互相关统计处理方法。

以上均属于二维的记录系统，对于三维测量要采用立体摄影，需要采用两个以上的照相摄影技术。

(2) 光源

对于某些 PIV 测量，普通白色光也能使用，但对于高分辨率、宽动态范围测量来说，激光源还是需要的。激光提供了短持续时间脉冲，并且发出已被准直的能量。

红宝石激光器的波长为 699nm，每一个脉冲的脉宽为 25ns，脉冲能量在 1~10J，脉冲间隔为 0.001~1ms，并且可调节。其优点在于脉冲光能量大，但脉冲间隔调整范围有限，对低速流动测量比较困难。另外它再次充电时间较长，不能连续产生脉冲光。

$N_d:Yag$ 激光器，即脉冲钕-钇石榴石激光器，其波长为 532nm，每个脉冲能量为 0.2J，脉冲宽度为 15ns。它能发射连续脉冲光，频率为 10Hz 或 50Hz。一般在 PIV 系统中采用两台 Yag 激光器，用外同步器分别触发激光器以产生脉冲，然后再用光学系统将这两路光脉冲合并到一处。脉冲间隔可调整的范围很大，从 $1\mu s$ 到 0.1s，因而可实现从低速到高速流动的测量，其光路的工作原理如图 5-42 所示。

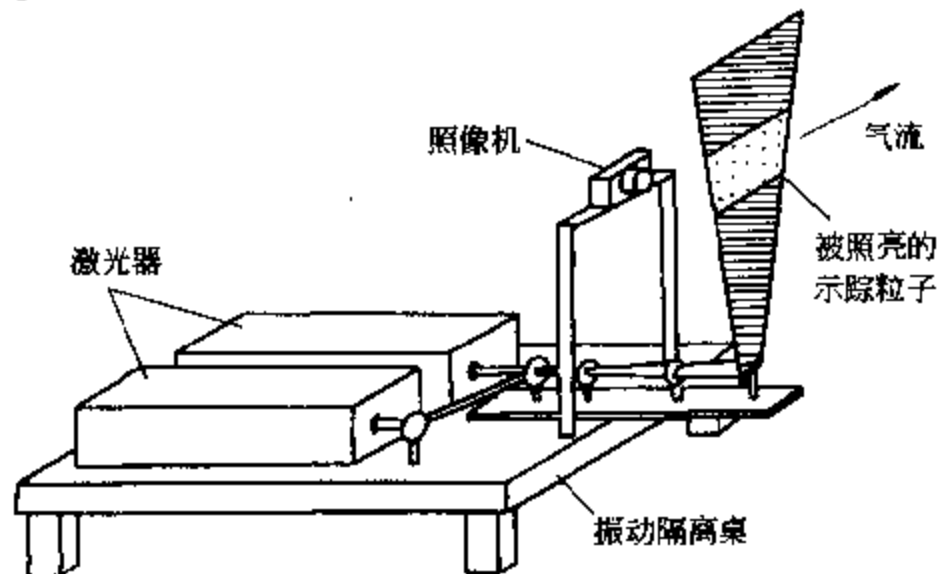


图 5-42 $N_d:Yag$ 激光 PIV 系统

连续激光源必须用光斩波器将连续光源变成脉冲光源。一般采用码盘,或其他电控元件(如布拉格盒)将连续光变成脉冲光。典型的光路如图 5-43 所示。脉冲宽度 (δt) 和脉冲间隔 (Δt) 可由开孔的直径和码盘的转速来决定,脉冲能量和码盘转速成反比,转速越快,脉冲能量愈小。连续光被斩成脉冲光过程中,大部分能量浪费了,只利用了 $\delta t/\Delta t$,而 δt 又不能太大,太大了像点就会模糊。

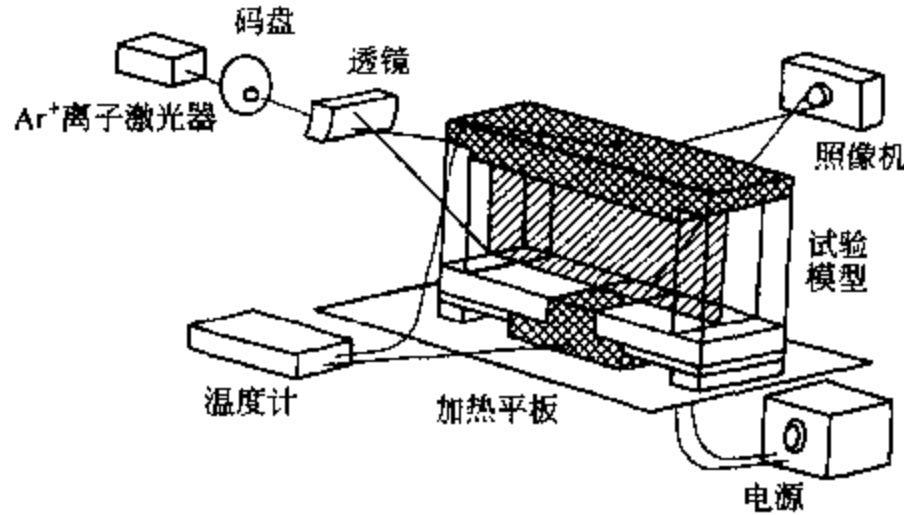


图 5-43 码盘

由于用光斩波器将连续激光光源变成脉冲光源,其能量损失很大,故近年来又发展了一种扫描光屏,其原理如图 5-44 所示。激光光束经高速旋转的 16 面镜反射形成一个扫描光屏,当转镜的一面扫过流场时,粒子散射光形成第一次像,紧接着第二面扫过流场时又形成第二次像,这样逐次下去粒子就像被脉冲光源照射一样。

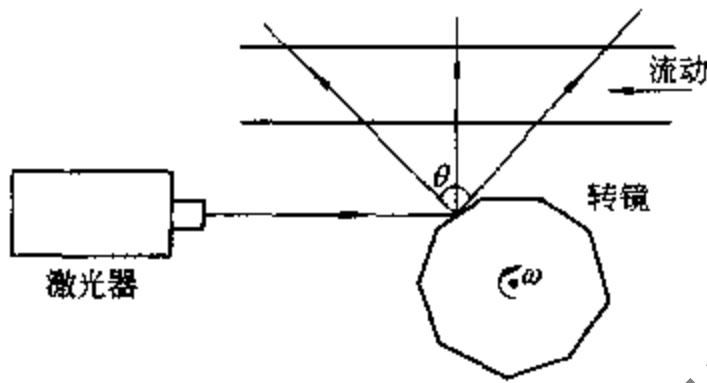


图 5-44 扫描光屏

扫描光屏法没有经过柱透镜扩束,比使用柱透镜方法能量增加 10 倍以上,调整转镜转速可改变脉冲间隔,具有灵活性。但转镜旋转时的平稳性和镜面的平行度要求比较严格,工艺上有难度。此外严格地说,流场的测量还不能认为整场都是同时的,但只要扫过一场的时间小于流场的最小时间尺度,那么这种测量的误差还是很小的。

(3) 片光源的光学元件

片光是由柱面透镜和球面透镜联合产生的。准直了的光束通过柱面镜后在一个方向发散,形成片光。球面镜用于控制片光的厚度。典型的片光,在光腰处的厚度为几个 μm 到几个 mm 。

也可用光纤传输激光,但是光纤片光源适用于低能量光脉冲,它在选择流场中所希望照明的区域上具有灵活性。氩离子激光器的功率是 5W 或 1ms 脉冲内 5mJ,单模光纤(直径 $4\sim 6\mu\text{m}$)可以达到 1W,多模光纤(直径 $50\sim 100\mu\text{m}$)可以运用到 6W。

典型的 YAG 激光器可输出 $100\sim 300\text{mJ}$,光纤不可能运用到这么高的功率,特种涂层的透镜用于 YAG 激光以产生片光。

(4) 记录介质

记录介质有电子照相和摄像用相机两大类。

电子照相机包括传统的电视摄像机,固态充电耦合装置 (CCD) 和固态光电二极管阵列相机。电视摄像机是模拟装置,此装置能完成光敏图像表面的光栅扫描。典型的分辨率是每帧 500×500 条线。固态照相机是许多小的光电探测器元素的精密陈列。典型的陈列尺寸

是 512×512 元素陈列, 2048×2048 或甚至 4096×4096 元素陈列正在研究阶段。在电子照相机上记录近似于实时处理和显示。

摄像用相机包括 35mm 胶片和 4×5 寸大规格胶片照相机。在分析胶片前, 必须先对其进行处理。一张 35mm 幻灯片可以用数字扫描器分析, 或者用白色光源在背面照射胶片时用数字照相机查问。普通胶片的分辨率为 100 线/mm ~ 320 线/mm (Kodak Technical Pan), 一张 135 底片, 相当于 $3600 \times 2400 \sim 11520 \times 7680$ 像素, 相比之下, 摄像机的空间分辨率比较低, 比普通胶片相差 5~10 倍。采用照人像用的照相底片, 它的尺寸为 4 寸 \times 5 寸, 可包含 32000×40000 像素, 它适合于高分辨率和宽动态响应的流场测量, 而摄像机适合于低分辨率和低精度的流场测量。当然, 随着科学的发展, 摄像机的空间分辨率会得到改善。

其他的记录介质包括热熔塑料胶片和全息记录, 前者是高分辨率低灵敏度的电子胶片, 此种胶片无化学药物显影并且可用电子技术擦去而再次使用。全息照相记录和立体照相法(使用两个照相机)可以用于获得三维信息。

5.3.5 图像漂移法——方向模糊问题的解决方案

当观察 PIV 照片时, 第一和第二个粒子图像看起来是一样的。这和 LDV 相类似, 存在着 180 度的方向模糊。如果没有反向流存在, 那么流动方向很容易利用实际的流动条件来判别。例如管道流动就是如此。如果有反向流, 那么就会有方向的不确定性存在。换句话说从原始照片没有办法告诉你成对粒子图像哪一个是由前一个光脉冲产生的。所以, 和激光多普勒测速一样, 粒子图像测速技术也存在着方向模糊问题。解决这个问题的方案有很多种, 下面介绍常用的几种方法。

(1) 旋转镜法

旋转镜法就是在片光源和摄像机之间加上旋转镜。这样底片上每对粒子的位置将取决于镜的角度, 依靠记录下来的反射镜一个位置上的第一帧图像, 以及反射镜被旋转产生图像漂移时的第二帧图像, 被显示的粒子图像漂移距离就等于图像漂移距离和粒子移动距离的矢量和, 如图 5-45 所示。当向上漂移大于最大的向下粒子移动时, 所有前向速度峰值可在上半平面中找到。对图像分析, 直接测到的图像位移是粒子图像漂移距离加上由于流体运动造成的粒子位移。图像漂移矢量应当从所测图像位移中减去, 最后得到由运动所造成的粒子图像位移。

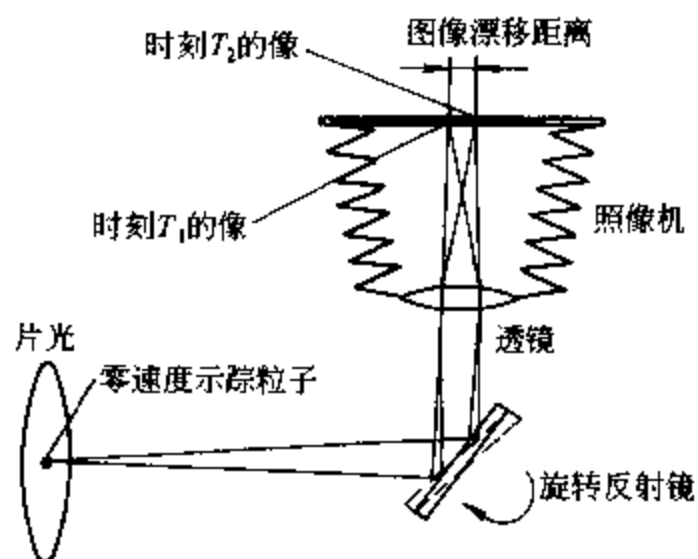


图 5-45 旋转镜法

当拍流动照片时, 反射镜是旋转的, 整个时刻照相机快门是打开的。在第一个脉冲以前, 反射镜就开始旋转, 并且继续旋转到第二个脉冲到来之后。在脉冲持续期间, 反射镜的角度实际上可以认为是固定的。

(2) 光学晶体法

方解石晶体是光的各向异性介质, 当自然光照射到方解石中时, 折射光将分成两束, 它们各沿着略微不同的方向进行。从晶体投射出来时, 由于方解石相对的两个面互相平行, 这两束光的传播方向不变, 如果入射光足够细, 同时晶体足够厚, 则透射出来的两束光可以完全分开。通过这种晶体用眼睛观察一个发光点时, 可以同时看到两个像点, 这里称为像的

漂移。

光学晶体，即方解石晶体被放置在照像机透镜和图像平面之间。方解石晶体允许偏振光在平行于光轴方向内通过未漂移的光线，而使偏振方向垂直于光轴的光产生漂移。漂移数值取决于晶体的厚度。如果第二个激光脉冲的极性可以旋转 90° ，那么这一技术是适宜的。因为在来自单个激光的两个脉冲之间移动极性是困难的，所以具有适当角度的两个分离的激光应该用于这一技术。通常在高速流中为了获得最小的 Δt ，使用两个激光器是必要的。这个技术在这种情况下变得很有吸引力，因为以旋转反射镜为基础的技术在如此小的 Δt 时间内不可能足够快地提供适当的漂移。

(3) 互相关法

两帧之间的互相关仅在使用摄像机情况下才可以。这时，每一帧图像仅使用一个激光脉冲捕捉。在帧与帧之间互相关，速度没有方向模糊性，因为两帧之间的时间顺序已知。在典型的摄像机中，帧的采样率是 30 帧每秒，帧与帧之间的时间为 33ms，仅可以测量极低速度。一种可以降低 Δt 到 1ms 或 2ms 的办法是“跨帧技术”，即第一个脉冲在第一帧的结尾以及第二个脉冲在第二帧的开始，但这仍然限制最高可测速度到每秒几米。

由于快速冲放电 CCD 的发明和快速传送接口的出现，这个限制已经解除。目前最高可测速度已达 600m/s 以上，能够满足常用流场测试之用，因而已经成了市场上的主流产品。互相关法的主要优点有：①能适应低、高速常见流场的使用；②没有附加的图像漂移硬件；③画面不需要是连续的。

5.3.6 PIV 的重要参数

在 PIV 测量中，为了得到高质量的相关图像，从而得到好的速度矢量场，必须对各种影响因素综合考虑。

(1) 动态测量范围

所谓动态测量范围，是指在所分析的粒子图像场中，能确定的粒子对最大像间距和最小像间距之比，即

$$\text{动态范围} = \frac{\text{最大像间距}}{\text{最小像间距}} \quad (5-124)$$

根据采样定理，粒子对的像间距最大值不应超过查问区尺度的一半，而最小的像间距对自相关来说为像直径的 2 倍，才不至于使像点粘连在一起。例如，如果查问区的尺寸为 1mm，粒子直径为 $50\mu\text{m}$ ，放大率为 0.45，那么像直径为 $22.5\mu\text{m}$ ，此时自相关的动态范围为

$$\text{动态范围} = \frac{1 \times 10^{-3} \text{m} \times 1/2}{2 \times 22.5 \times 10^{-6} \text{m}} \approx 11 \quad (5-125)$$

对互相关来说，由于可分辨的像移最小距离和像素大小是同量级的，故它的动态测量范围将比同样条件下自相关高出一量级。

(2) 测量精度

速度测量的精度取决于粒子位移测量的精度和脉冲时间间隔的控制精度。产生 PIV 测量误差的原因有以下几种因素：

① 机误差 此类误差主要由 PIV 图像记录和分析中的噪声引起。

② 加速度误差 当流动存在加速度时，由粒子的 Lagrange 速度导出测量点的 Euler 速度时会产生此类误差。

③ 速度梯度误差 当查问域内流体存变形、旋转时（即存在速度梯度时）导致的误差。

④ 系统误差 由于相关峰值的计算方法而引起的粒子的形状的不规则，尺寸的不均匀，以及 CCD 或胶片的有限分辨率等均可以影响相关峰值计算的准确性。

⑤ 跟随性误差 由示踪粒子的跟随性不佳引起的误差。

下面仅以一维情形为例，作一些简单的说明。由于速度计算公式为

$$u = \frac{\Delta x}{M \Delta t} \quad (5-126)$$

对上式两端求导数，不难得到下面的速度误差估算公式

$$\frac{\sigma_u}{u_{\max}} = \frac{\sigma_{\Delta x}}{\Delta x_{\max}} + \frac{u \sigma_{\Delta t}}{\Delta t_{\max}} \quad (5-127)$$

式中 $\sigma_{\Delta t}$ 为激光脉冲的时间间隔误差； $\sigma_{\Delta x}$ 为粒子的位移量误差。

一般，激光脉冲计时误差 $\sigma_{\Delta t}$ 约为 10ns，当 $u < 1000\text{m/s}$ 时

$$\frac{u \sigma_{\Delta t}}{\Delta t_{\max}} \leq 0.01$$

于是式 (5-127) 中的第二项可以忽略，得

$$\frac{\sigma_u}{u_{\max}} = \frac{\sigma_{\Delta x}}{\Delta x_{\max}} \quad (5-128)$$

通常认为 $\sigma_{\Delta x}$ 正比于像的尺寸和脉冲光照射下图像的模糊度

$$\sigma_{\Delta x} = C(d_r + M \sqrt{u^2 + v^2} \delta t) \quad (5-129)$$

d_r 为粒子像的直径， C 为常数。比例常数 C 取决于确定粒子图像中心的方法，它和像素的分辨率、粒子像形状、位移时粒子像的失真、粒子图像边缘的清晰度等因素有关。由于图像的模糊度误差比较小，因而也可以忽略，故有

$$\sigma_{\Delta x} = c d_r \quad (5-130)$$

把式 (5-130) 代入式 (5-128)

$$\frac{\sigma_u}{u_{\max}} = c \frac{d_r}{\Delta x_{\max}} \quad (5-131)$$

在给定 u_{\max} 的条件下，只要减少像的直径 d_r 和形心位置的不确定性，就可以减少误差。举例来说，如果 $\Delta x_{\max} = 0.5\text{mm}$ ， $C = 0.1$ ，粒子直径为 $50\mu\text{m}$ ，像的直径 $d_r = 0.025\text{mm}$ 时，如果像的形心有 10% 的误差，即 ± 0.025 ，则全场的测量精度在 $\pm 1\%$ 以内。

有些流场要测量微分量（例如涡量和 Reynolds 剪切应力的测量），如要全流场的测量精度达到 0.2%，则需使非常小的粒子。

关于速度梯度的影响，只作原则性的说明，详情可参看有关文献。前面，我们假定在一小块面积内粒子的位移是均匀的。但是有时在诊断面积内速度有变化，特别在湍流度大的流场中。这里可分弱速度梯度和强速度梯度两种情况。在弱梯度的情况下，一般认为不会影响精度，可以忽略这种不均匀性，但是在强速度梯度的情况下，它可能使相关峰值减低而使其基座加宽，当峰值变得很小时，就可能检测不出来，根据研究，相关量的峰值 R_D^* 会向低速方向偏移，称为速度梯度偏振。

(3) 曝光次数

在查问区内，粒子像对增加，相关峰值也增加，这有利于峰值的检测。采用等时间间隔的多脉冲可以大大提高相关量的强度（即相关峰值的高度），因为多脉冲曝光相当于增加了

粒子浓度。一般选择 2~4 次脉冲比较合适，选用太多脉冲时，粒子可能已离开查问区（或诊断点）。

(4) 示踪粒子

对示踪粒子的要求为：查问区内应该有足够多的粒子数；必须有足够小的粒径，以便能够跟随流体运动；必须有足够大的粒径，以提高信噪比。很明显，后两个是相互矛盾的要求，只有根据实际情况进行折中处理。

① 粒子的跟随性 粒子跟随性指的就是粒子跟随流体运动的能力。这种能力通常是用它的空气动力直径来刻画的。粒子的空气动力直径被定义为具有同样沉降速度的单位密度球的直径。它主要取决于粒子的尺寸、密度和形状。

在流体速度小量改变以后，任何时刻 t 的粒子速度 v_p 可以用下式表示

$$e^{-\frac{t}{\tau}} = \frac{v_g - v_p}{v_{gi} - v_{pi}} \quad (5-132)$$

式中 v_g 为速度改变以后的流体速度； v_p 为时刻 t 时的粒子速度； v_{gi} 为速度改变以前的流体速度； v_{pi} 为速度改变以前的粒子速度。

粒子频率响应 f 可以按下式从 τ 值推算

$$f = \frac{1}{2\pi\tau} \left(\frac{1}{A_r^2} - 1 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5-133)$$

$$\tau = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu} \quad (5-134)$$

式中 A_r 为粒子振荡振幅与流体振荡振幅之比； τ 为粒子的松弛时间； ρ_p 为粒子密度； d_p 为粒子直径。

对于 $A_r = 0.707$ ，有

$$f = \frac{1}{2\pi\tau} \quad (5-135)$$

表 5-8 给出了单位密度球的沉降速度和张弛时间。相同空气动力直径的粒子，其沉降速度和张弛时间也近似相同。可见，粒子动力直径愈小，则沉降速度愈慢，张弛时间愈短，粒子的频率响应愈高，跟随性愈好。

表 5-8 单位密度球的沉降速度和张弛时间

粒子直径, μm	沉降速度, cm/s	张弛时间, s	粒子直径, μm	沉降速度, cm/s	张弛时间, s
0.5	7.5×10^{-4}	7.7×10^{-7}	1.0	3.0×10^{-3}	3.1×10^{-6}
0.6	1.1×10^{-3}	1.1×10^{-6}	2.0	1.2×10^{-2}	1.2×10^{-5}
0.7	1.5×10^{-3}	1.5×10^{-6}	3.0	2.7×10^{-2}	2.8×10^{-5}
0.8	1.9×10^{-3}	2.0×10^{-6}	4.0	4.8×10^{-2}	4.9×10^{-5}
0.9	2.4×10^{-3}	2.5×10^{-6}	5.0	7.5×10^{-2}	7.7×10^{-5}

② 粒子的信噪比 一般地说，激光功率越高，散射信号越强，SNR 值也越大。粒子尺寸、折射指数和粒子形状等因素会影响散射的能力。研究表明，SNR 值和 d_p^2 近似地成正比关系，所以 d_p 越大，SNR 值也越大。但当 SNR 值增加到一定值以后，这种关系就发生改变。信噪比计算中假定粒子是球形的，非球形粒子可以由定义一个等效直径来考虑，非球形粒子实际上会散射更多的光，增强信噪比。

粒子材料的折射指数对信号质量的影响很大。相对折射指数 μ_k 被定义为

$$\mu_k = \frac{\text{粒子的折射指数}}{\text{介质的折射指数}} \quad (5-136)$$

$\mu_k = 1$ 表示粒子相对于介质是透明的，这种粒子不能用作散射体。在实用上，我们常常选用具有较高 μ_k 值的材料作散射粒子。这在物理上可以被解释为表面磨光的情形，粒子表面越光亮，获得较好散射信号的可能性越大。表 5-9 列出了常用材料的折射指数（在空气中）。

表 5-9 常用材料的折射指数

名称	折射指数	名称	折射指数	名称	折射指数
水	1.33	氧化镁(MgO)	1.74	二氧化锆(ZrO ₂)	2.20
二钾酸(DOP)	1.49	二氧化钛(TiO ₂)	2.65	云母(滑石)	1.5
乳胶(PSL)	1.5	碳化硅(SiC)	2.65	氯化钠(NaCl)	1.54
氧化铝(AlO)	1.76	氟化锆(ZrF ₄)	1.59	高龄土(陶瓷土)	1.56

(5) 一些建议

为了获得好的测量结果，必须仔细地选择若干参数，它们包括粒子密度、粒径、激光脉冲的间隔时间、片光源的宽度和厚度、查问区的大小，以及图像漂移的大小等等。这些参数中大多是互相关联的，就是说改变其中的一个将会影响其中的另一个。

根据理论分析和实践经验，选择上述参数应遵循以下原则：

① 查问区应足够小，以提高空间分辨率，使得速度矢量能够充分地描述所测量区域的流动状态，这与流场速度梯度有关。

② 为了提高有效数据率，每个查问区内的粒子对数应大于 10，但也不能太多，否则会产生散斑效果，难以实现 PIV 测量。查问区内粒子对的数目取决于粒子浓度、查问区的大小、和激光脉冲之间的时间间隔。

③ 最大粒子位移不应超过查问区大小的 25%，目的是提高查问区中粒子对的百分比。如果粒子最大位移与查问区大小之比太大，可以采用增大查问区尺寸的办法增加粒子对数目，但又会降低分辨率。

④ 粒子在片光源厚度方向的位移应不超过片光源厚度的 25%。通过调节片光源的厚度或激光脉冲之间的时间间隔控制这个参数。

⑤ 片光源内粒子图像的最小位移应大于 2 倍的粒子图像直径，否则，粒子图像粘连在一起，难于分辨。通过调节激光脉冲时间和设置图像漂移可控制它。

参考文献

- 1 盛森芝, 徐月亭, 袁辉靖. 日新月异的现代流动测量技术(修订稿). 北京大学赛特流动测量研究中心, 2000. 8
- 2 盛森芝, 沈熊, 舒炜编著. 流速测量技术. 北京: 北京大学出版社, 1987
- 3 戴昌晖等编. 流体流动测量. 北京: 航空工业出版社, 1991
- 4 Goldstein R. T., Fluid Mechanics Measurements, Hemisphere Publishing Corporation, Washington New York London, 1983
- 5 IFA300 hot wire anemometry system handbook. TSI Incorporated, 1992
- 6 Perry A. E. Hot-Wire Anemometry. Clarendon Press Oxford, 1982
- 7 Bradshaw P. An Introduction to Turbulence and Its Measurement. Oxford, 1971
- 8 Champagne F. H. The Temperature sensitivity of Hot - Wire. Proceeding of the Dynamics Flow Conference, 1978. 101-113

- 9 Friche C. A. and Schwartz W. H. Deviations From the Cosine Law for Yawed Cylindrical Anemometer Sensors J. App. Mech, 35, 1968, 655~662
- 10 Jorgenson F E. Directional sensitivity of wire and fiber-film probes, DISA information, 1971, 11, 31~37
- 11 Hinze J. O. Turbulence, Second Edition. MCGRAW-Hill Book Company, 1975
- 12 Butler T. L. and Wagner J. W. Application of a three-sensor Hot-Wire probe for incompressible flow. J. AIAA, 1983
- 13 盛森芝译. 恒温式风速计在空气中的测量. 北京大学科技报告, 1980
- 14 Wyngard J. C. Measurement of Small-Scale Turbulence Structure with Hot-Wires. J. Phys. Eng., 1968, (1): 1105~1108
- 15 官武旗. 应用小波变换及分形理论对湍流边界层壁面沟槽减阻机理的研究: [学位论文] 西安: 西安交通大学, 2000
- 16 黄淑娟, 胡志伟. 测量三维流场的热线响应方程和热线校准方程, 航空学报, 1994, 15 (12): 1467~1470
- 17 官武旗. 离心压缩机叶片扩压器及无叶扩压器内三维湍流场的测量: [学位论文]. 西安: 西安交通大学, 1995
- 18 Tuto N. K. and Chevray R., Cross-Wire Anemometry in High Intensity Turbulence. J. Fluid Mech., v71, 1975. 785~800
- 19 庄韬 郭传保. 一种测量低密度混合流场浓度的新方法——热线法. 力学与实践, 1994, 16 (3): 46~49
- 20 魏庆鼎. 流体力学中的热线技术. 第二届全国实验流体力学会议论文集, 1984
- 21 Bruun H. H. Multi-probes and Higher Moments, Proceeding of the Dynamics Flow conference, 1978. 43~61
- 22 Morkovin M. V. Fluctuations and Hot-Wire Anemometry in Compressible Flows. AGAR-Dograph 24, NATO, Nov. 1956
- 23 荣伯森. 跨音速流中常温热线风速仪的校测. 空气动力学报, 1987, 5 (4)
- 24 孙立群, 杉山 弘. 空调用贯流风扇出口处紊流及流体噪声的实验研究. 流体机械, 2000, 28 (8): 8~12
- 25 Innovation in fluid flow and particle diagnostics. TSI Inc. 2000
- 26 盛森芝, 许宏庆, 徐月亭, 袁辉靖. 飞速发展中的流动测量技术, 在第三届全国气动测控自动化技术交流会上的邀请报告, 北京大学赛特流动测量研究中心, 1996. 10
- 27 盛森芝等. 九十年代流动测量技术的新进展. 第四届全国实验流体力学会议, 1993. 11
- 28 Menon, R. K. L. M. Fingerson. Recent advances in laser — based diagnostic instrument for fluid mechanics measurement. The fifth international symposium in application of laser techniques to fluid mechanics. Lisbon, 1990
- 29 雷肇隶编著. 物理光学导论. 成都: 电子科技大学出版社, 1993
- 30 孙立群, 赵亮, 杉山 弘. 空调用贯流风扇内部流场可视化及流速分布的研究. 流体机械, 2000, 28 (4): 57~60
- 31 Adrian, R. J. multi-point optical measurement of simultaneous vectors in unsteady flow, Int. J. heat & fluid flow. 1986, 127 (7): 127~145
- 32 Adrian, R. J. Particale imaging techniques for experimental fluid mechanics. Annu. Rev. Fluid mech. 23, 1991. 261~304
- 33 许宏庆, Adrian, R. J. 粒子像测速技术 (PIV) 和激光散斑测速技术 (LSV) 的实验研究. 气动实验与测量控制, 1995. 6

内 容 提 要

制冷空调技术的发展具有节能化、环保化、智能化的明显特点,而这些特点充分体现了制冷空调技术与相关技术的融合与交叉。针对这些特点,本书介绍了目前应用在制冷空调领域内的一些新技术,包括 CFC_s 和 HCFC_s 制冷剂的替代、智能控制、蓄冷技术、CO₂ 汽车空调和流体流速测量技术。不仅阐明了这些新技术的应用背景及基本理论,而且叙述了这些新技术在制冷空调中的应用实例,还指出了这些新技术在制冷空调中应用的研究方向。

从事制冷空调工作的研发人员与设计人员可通过本书的学习在短时间内掌握这些新技术的要点,并能结合本职工作加以创造性地应用。本书可作为制冷空调专业及相关专业研究生、本科生的教学参考书或专题讲座教材。本书还可用于制冷空调行业技术人员、维修人员、管理人员的培训。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

[G e n e r a l I n f o r m a t i o n]

书名 = 制冷与空调应用新技术

作者 =

页数 = 293

SS号 = 0

出版日期 =

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

封面页
书名页
版权页
前言页
目录页

1 CFCs和HCFCs制冷剂替代

- 1.1 臭氧消耗和全球变暖
 - 1.1.1 臭氧层及臭氧消耗
 - 1.1.2 蒙特利尔议定书
 - 1.1.3 温室效应和全球变暖
- 1.2 制冷剂
 - 1.2.1 制冷剂的种类和符号表示
 - 1.2.2 选择制冷剂的原则
 - 1.2.3 健康和安全考虑
 - 1.2.4 制冷剂安全充灌量
 - 1.2.5 替代制冷剂
- 1.3 冰箱及冷柜
 - 1.3.1 替代制冷剂简介
 - 1.3.2 R600a在家用冰箱中的替代
 - 1.3.3 混合物制冷剂在家用冰箱中的替代
 - 1.3.4 HFC-134a在家用冰箱中的替代
- 1.4 冷水机组
 - 1.4.1 CFC-11冷水机组改用HCFC-123
 - 1.4.2 CFC-12冷水机组改用HFC-134a
 - 1.4.3 R500冷水机组改用HFC-134a
 - 1.4.4 CFC-114系统的改装
 - 1.4.5 各种改装方案的相对总费用和改装后机组预计性能
 - 1.4.6 改装工艺过程
 - 1.4.7 更新方案
- 1.5 空调机组
 - 1.5.1 AREP项目
 - 1.5.2 R407C与R410A替代HCFC-22
 - 1.5.3 HCFC-22替代的研究动态
- 1.6 商业制冷、冷藏与食品加工、工业制冷、运输制冷
 - 1.6.1 商业制冷
 - 1.6.2 冷藏与食品加工
 - 1.6.3 工业制冷
 - 1.6.4 运输制冷
- 1.7 汽车空调
 - 1.7.1 SNAP计划认可的汽车空调用制冷剂替代物
 - 1.7.2 SNAP认可的汽车空调替代制冷剂的评估
 - 1.7.3 HFC-134a及HCFC-22/HFC-152a
 - 1.7.4 CO₂汽车空调系统
- 1.8 隔热材料发泡剂的CFCs替代
 - 1.8.1 替代发泡剂的主要性质
 - 1.8.2 替代发泡剂在泡沫材料中的应用
 - 1.8.3 真空隔热技术
- 1.9 可替换的制冷技术
 - 1.9.1 蒸气压缩及所用的制冷剂
 - 1.9.2 吸收(附)、气体循环和其他冷却技术

参考文献

2 制冷与空调系统的智能控制

- 2.1 智能控制
 - 2.1.1 智能控制系统的发展概况
 - 2.1.2 模糊控制
 - 2.1.3 神经网络控制
- 2.2 电力电子技术在制冷技术上的应用和发展
 - 2.2.1 数字处理芯片DSP的发展及应用
 - 2.2.2 智能功率模块IPM的应用
 - 2.2.3 变频调速技术理论的发展及应用

- 2.2.4 逆变器脉宽调制 (PWM) 控制方法
- 2.3 电子膨胀阀在制冷技术上的应用
- 2.4 变频空调智能控制系统
 - 2.4.1 变频空调对自动控制系统的要求
 - 2.4.2 智能变频空调器电控系统的硬件方案
 - 2.4.3 智能控制在变频空调中的应用
 - 2.4.4 变频中央空调系统的智能控制
- 2.5 制冷与空调系统电气控制技术未来的发展
 - 2.5.1 智能信息家电及家庭网络技术简介
 - 2.5.2 信息家电平台内部联网接口方案
 - 2.5.3 家庭网络布线系统
 - 2.5.4 基于网络环境的制冷家电的设计与功能

参考文献

3 蓄冷技术

- 3.1 蓄冷技术的基础知识
 - 3.1.1 应用背景
 - 3.1.2 蓄冷空调的基本原理
 - 3.1.3 蓄冷空调设计的基本步骤
 - 3.1.4 蓄冷空调的蓄冷剂选择原则
 - 3.1.5 蓄冷空调的经济分析
- 3.2 冰蓄冷空调系统
 - 3.2.1 冰蓄冷空调系统的若干方案
 - 3.2.2 蓄冰特性
 - 3.2.3 封装冰的熔冰特性
 - 3.2.4 动态蓄冰空调
 - 3.2.5 冰蓄冷空调系统
 - 3.2.6 冰蓄冷空调系统的具体设计和安装工程中几个应注意的问题
- 3.3 高温相变潜热蓄冷空调系统
 - 3.3.1 概述
 - 3.3.2 高温相变蓄冷材料物性的测试方法
 - 3.3.3 PCM相变潜热蓄冷空调系统
- 3.4 高温水蓄冷空调系统
 - 3.4.1 高温水蓄冷空调的原理
 - 3.4.2 高温水蓄冷空调系统
 - 3.4.3 过冷蓄冷系统的循环特性
 - 3.4.4 高温水蓄冷空调实验研究
- 3.5 结论

参考文献

4 CO₂汽车空调

- 4.1 概述
 - 4.1.1 CO₂作为制冷剂的历史
 - 4.1.2 CO₂制冷剂的再受重视
 - 4.1.3 CO₂的性质
 - 4.1.4 CO₂跨(超)临界循环及其特点
- 4.2 跨临界CO₂汽车空调结构与特性
 - 4.2.1 CO₂汽车空调结构
 - 4.2.2 CO₂汽车空调性能
 - 4.2.3 CO₂汽车空调环保特性
- 4.3 CO₂压缩机
 - 4.3.1 CO₂压缩机的发展
 - 4.3.2 往复式CO₂压缩机
 - 4.3.3 涡旋式CO₂压缩机
 - 4.3.4 滑片式CO₂压缩机
 - 4.3.5 回转式CO₂压缩机
 - 4.3.6 CO₂压缩机润滑油及密封材料
- 4.4 CO₂换热器
 - 4.4.1 CO₂换热器的设计要求
 - 4.4.2 管翅式换热器
 - 4.4.3 微通道换热器
- 4.5 辅助设备及其对系统控制特性的影响

- 4.5.1 系统参数控制及其特性
- 4.5.2 冷热媒参数控制及其特性
- 4.5.3 安全性
- 4.6 CO₂ 强迫对流流动和换热
- 4.6.1 CO₂ 强迫对流沸腾流动和换热
- 4.6.2 超临界CO₂ 强迫对流冷却流动和换热
- 4.7 跨临界CO₂ 汽车空调系统性能仿真与优化
- 4.7.1 影响跨临界CO₂ 汽车空调系统性能的参数分析
- 4.7.2 跨临界CO₂ 汽车空调稳态仿真
- 4.7.3 各种跨临界CO₂ 制冷循环仿真

参考文献

5 流体流动测量技术的发展

- 5.1 热线热膜风速仪技术
- 5.1.1 概述
- 5.1.2 热线的热交换理论
- 5.1.3 热线的静态特性
- 5.1.4 热线的动态特性
- 5.1.5 预移相型热线风速仪简介
- 5.1.6 探头的选择和校准
- 5.1.7 热线测量系统的误差分析
- 5.1.8 热线测量结果的修正
- 5.1.9 热线技术在流动测量中的应用
- 5.1.10 热线技术在其他参量测量中的应用
- 5.1.11 热线风速仪在空调用贯流风扇中的应用
- 5.2 激光多普勒测速技术
- 5.2.1 多普勒效应
- 5.2.2 激光多普勒测速原理
- 5.2.3 速度测量方法
- 5.2.4 激光多普勒系统
- 5.2.5 流动方向模糊性判定
- 5.2.6 示踪粒子
- 5.2.7 在空调研究中的应用
- 5.3 粒子图像测速技术
- 5.3.1 概述
- 5.3.2 PIV基本原理
- 5.3.3 图像分析方法
- 5.3.4 PIV系统组成
- 5.3.5 图像漂移法——方向模糊问题的解决方案
- 5.3.6 PIV的重要参数

参考文献

附录页

获取资料 微信搜索 蓝领星球