

住房和城乡建设部土建类学科专业“十三五”规划教材
高等学校建筑环境与能源应用工程专业规划教材

暖通空调热泵技术

(第二版)

姚 杨 姜益强 倪 龙 编著
姚 杨 主编
马最良 主审

中国建筑工业出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

暖通空调热泵技术/姚杨主编. —2 版. —北京: 中国建筑工业出版社, 2019. 7

住房和城乡建设部土建类学科专业“十三五”规划教材

高等学校建筑环境与能源应用工程专业规划教材

ISBN 978-7-112-23843-9

I. ①暖… II. ①姚… III. ①采暖设备-热泵-高等学校-教材
②通风设备-热泵-高等学校-教材③空气调节设备-热泵-高等学校-教材 IV. ①TH3

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2019) 第 114041 号

本书既是一本有关热泵空调技术的教材, 又是内容丰富、深入浅出、图文并茂、理论与实际并重的工程技术书籍。

本书系统地阐述了热泵技术的基础知识与原理, 介绍了在暖通空调领域中应用广泛、技术成熟的蒸气压缩式热泵技术与系统 (包括空气源、水源、土壤耦合热泵系统及水环热泵、变制冷剂流量的热泵多联机系统等), 介绍了吸收式热泵技术, 还对典型热泵工程进行了案例分析。

本书可供建筑环境与能源应用工程专业的学生阅读, 同时也可供从事暖通空调和热泵工程的专业技术人员阅读。

配套课件下载方式: 登录中国建筑工业出版社官网 www.cabp.com.cn→输入书名或征订号查询→点选图书→点击配套资源即可下载 (重要提示: 下载配套资源需注册网站用户并登录。)

* * *

责任编辑: 齐庆梅 胡欣蕊

责任校对: 张 颖

住房和城乡建设部土建类学科专业“十三五”规划教材
高等学校建筑环境与能源应用工程专业规划教材

暖通空调热泵技术 (第二版)

姚 杨 姜益强 倪 龙 编著

姚 杨 主编

马最良 主审

*

中国建筑工业出版社出版、发行 (北京海淀三里河路 9 号)

各地新华书店、建筑书店经销

北京红光制版公司制版

印刷厂印刷

*

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 19½ 字数: 482 千字

2019 年 12 月第二版 2019 年 12 月第十一次印刷

定价: 46.00 元 (附网络下载)

ISBN 978-7-112-23843-9

(34145)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题, 可寄本社退换

(邮政编码 100037)

第二版前言

本书第一版自 2008 年问世至今，已有 11 年之久。这 11 年是我国热泵发展过程中很不平凡的时期，有创新的理念与技术的问世，有成功的经验积累与热泵市场下滑的教训总结。这些很值得热泵工作者思考与总结。

我国地源热泵（地下水源热泵、土壤源热泵和地表水源热泵）技术的应用与发展在前四年（2008~2011 年）经历了快速发展，而后六年（2012~2017 年）里又出现地源热泵市场停滞与下滑现象。有的文献称地源热泵由盲目快速发展回归于理性发展。其实是在前几年连续高速发展时，忽略了热泵技术在我国发展中表现出一些不同于其他国家与地区的新特点、新问题，这些新特点、新问题将会为热泵技术在中国的应用与发展带来不确定性与未知性。同时，地源热泵在发展中还存在达不到的技术要求和技术难点等问题，从而导致我国地源热泵的应用与发展出现下滑现象。

在这 11 年里，空气/水热泵在世界范围内保持了稳定的增长势头。现以 2015 年为例，全球空气/水热泵市场规模达到 178 万台，比 2014 年增长 2.0%；欧洲空气/水热泵市场规模达到 24.4 万台，较前一年增长 5.2%；中国空气/水热泵市场规模达 103.5 万台，较 2014 年增长 4.9%。而且，近年来空气源热泵供暖系统又被认为是替代北方农村冬季散煤供暖的有效方案之一。从而导致空气源热泵在我国进入高速发展时期，已成为全球空气源热泵应用最广泛的区域之一。但我们也要清醒地认识到：空气源热泵在实际应用中又有许多新问题、新技术始终是业内的研究热点，如结霜与除霜问题、低温工况下的高效运行问题、适用地区与平衡点温度等问题。这又亟待创新与发展。

众所周知，一本特色鲜明的教材是一个持续成长、成熟的过程。因此，编著者基于上述背景和这十余年的热泵教学实践的新体会，在第一版的基础上，开始撰写第二版。第二版将保持第一版的特点，即在达到本课程教学大纲对专业知识深度与广度要求的基础上，从教材结构、内容选取、论述方法上始终将其定位成初学者的一本专业理论与技术的入门书籍，同时力求以培养学生能力为主线，开发学生的创新潜能，并且做到“教书”与“育人”的和谐统一等特点。对第一版进行增删、调整，增加地源热泵系统存在的问题与对策、空气源热泵近年来的研究成果（如空气源热泵系统多区域结霜图谱、误除霜事故、除霜新技术等）等新章节，力求使第二版教材更有特点、更适应于初学者的特点；更能让初学者对热泵技术产生极大的兴趣；更加激发他们的创造思维等。希望第二版能为高等学校建筑环境与能源应用工程专业“热泵技术”课程建设贡献微薄力量。同时更期待第二版教材能在我国热泵技术的普及工作中发挥积极的作用。

最后还有一点值得指出：在几十年的热泵教学中，笔者深深感到通过十几学时的热泵选修课的学习，完全可以把学生引进到“热泵技术”之门内，起到一个引路的作用。在今后的工作中，只要你对热泵感兴趣或工作需要，通过再学习、再思考，不断地实践，完全可以成为一名优秀的热泵工作者，甚至成为热泵专家。因此，《暖通空调热泵技术》（第二

版)作为启蒙教材,给学生的不仅仅是热泵技术的基本理论知识与热泵空调系统的通用知识,而更重要的是带给学生启发与思考,以满足学生精神世界中创新的强烈需求。

本书由姚杨、姜益强、倪龙编著,姚杨担任主编,马最良主审。具体分工为:第1、5、8章和3.1、3.3、3.5~3.8、4.5、4.6节由倪龙修订和编著;第2、7、9章和3.2、3.4、4.1、4.2、4.3节由姚杨修订和编著;第6、10章和4.4节由姜益强修订和编著。全书由姚杨统稿。本书的出版凝聚了编辑的辛勤工作,在此表示敬意和感谢。

为方便教学,我们制作了配套的电子课件,下载方式如下:登录中国建筑工业出版社官网 www.cabp.com.cn→输入书名或征订号查询→点选图书→点击配套资源即可下载(重要提示:下载配套资源需注册网站用户并登录)。

由于编著者的水平所限,本书难免存在缺点和不妥之处,敬请读者批评指正。

第一版前言

早在 20 世纪 80 年代初，徐邦裕教授率先在原哈尔滨建筑工程学院（现哈尔滨工业大学）为“供热通风与空调”专业研究生开设出“热泵”选修课程，并于 1988 年正式出版国内第一本《热泵》高等学校试用教材（中国建筑工业出版社）。当时，热泵技术在我国属起步阶段，尚不为人所知。但国外热泵技术发展迅速，在暖通空调中得到日益广泛的应用。因此，在我国有必要普及与推广热泵技术，应在暖通空调中大力提倡应用与发展热泵技术。正如《热泵》前言所指出的：“随着人口和经济的迅速增长，加剧了矿物能源的消耗和枯竭，导致环境的污染和破坏。因此，人们正以极大的努力去寻找能源的出路。出路无非两个，一是开发新能源；二是节约能量消耗。直到目前为止，节能技术一方面是以热力学第一定律为基础，从量的方面着手，减少各种损失和浪费，这是目前人们较熟悉的。另一方面是从热力学第二定律出发，从质的方面着手研究，利用低位能源（空气、土地、水、太阳能、工业废热等）代替一部分高位能源（煤、石油、电能等），以达到节约高位能源的目的。为此，利用低位能量的热泵技术已引起人们的重视。热泵技术经历了一段艰难的发展过程，在目前无疑已经得到了突破。热泵装置进入了家庭、公共建筑物、厂房，以提供空调、采暖、热水供应所需的热量，而且也已工业的一些工艺工程中得到应用。目前热泵主要用来解决 100℃ 以下的低温用能。据估计，欧洲在 100℃ 以下的低温用能方面的耗能量约占总耗能量的 50% 左右。而这些能量主要用在建筑物的采暖。”

20 多年后的今天，热泵技术在我国进入飞速发展的阶段。已在热泵理论、系统创新、实验研究、产品开发、工程应用诸方面取得可喜成果，显示出热泵技术在我国应用与发展的潜力。人们充分认识到：热泵技术是科学使用能源和科学配置能源的典型有效技术，它为解决暖通空调的能源与环境问题提供了技术支持，也为实现暖通空调事业可持续发展指明了有效途径。因此，在我国热泵技术新的发展起点上，重新编写一本“热泵”教材是十分必要而有益的事。同时，考虑到目前热泵在暖通空调领域中广泛应用与发展，为此，我们编写出《暖通空调热泵技术》一书，作为“建筑环境与设备工程”专业“热泵”课程的教材或研究生相关课程的参考书。希望本教材的出版能为热泵课程建设贡献微薄力量。

本书分四部分，1~3 章阐述了热泵技术的基础知识与原理；4~8 章阐述了在暖通空调领域中应用广泛、技术成熟的蒸气压缩式热泵技术与系统；9 章阐述了吸收式热泵技术；10 章对典型热泵工程进行了案例分析。

本书由马最良、姚杨、姜益强编著，姚杨担任主编。具体分工为：第 1、5、8 章和 3.1 节、3.3 节、3.5~3.8 节、4.5 节由马最良编著；第 2、7、9 章和 3.2、3.4、4.1、4.2、4.3 节由姚杨编著；第 6、10 章和 4.4 节由姜益强编著。全书由姚杨统稿。在编著工作中，研究生倪龙、叶凌、李翔、牛福新、李宁、赵志丹、林艳艳等为本书成稿做了很多辅助性工作，对此谨致谢意。本书的出版凝聚了编辑的辛勤工作，在此表示敬意和感谢。

为方便任课教师制作电子课件，我们制作了包括本书中公式、图表等内容的素材库，可发送邮件至 jiangongshe@163.com 免费索取。

由于编著者的水平所限，本书难免存在缺点和不妥之处，敬请读者批评指正。

目 录

第 1 章 导论与基础	1
1.1 能源与环境	1
1.2 高位能与低位能	3
1.3 热泵的定义	6
1.3.1 热泵的定义	6
1.3.2 热泵机组与热泵系统	7
1.3.3 热泵系统视为热能再生系统	9
1.3.4 热泵空调系统	10
1.4 热泵的种类	11
1.5 热泵空调系统的分类	13
1.6 热泵工质及其替代问题	14
1.6.1 蒸气压缩式热泵对工质的要求	14
1.6.2 热泵工质的种类	16
1.6.3 热泵工质的替代	17
1.6.4 几种可能的替代工质	22
1.7 热泵在我国应用与发展的回顾	24
1.7.1 早期热泵的应用与发展阶段 (1949~1966)	24
1.7.2 热泵应用与发展的断裂期 (1966~1977)	25
1.7.3 热泵应用与发展的全面复苏期 (1978~1988)	25
1.7.4 热泵应用与发展的兴旺期 (1989~1999)	27
1.7.5 21 世纪后热泵发展进入发展高峰与低谷时期	30
1.8 热泵的历史	32
参考文献	42
第 2 章 热泵的理论循环	45
2.1 逆卡诺循环 (Reverse Carnot Cycle)	45
2.2 劳仑兹循环 (Lorehz Cycle)	48
2.3 蒸气压缩式热泵的理论循环	49
2.4 吸收式热泵理论循环	50
2.5 温差电热泵	54
2.6 CO ₂ 跨临界热泵循环	56
2.6.1 CO ₂ 作为制冷剂的发展历史	56
2.6.2 CO ₂ 跨临界循环及其特点	57
2.6.3 CO ₂ 跨临界循环的热力计算	58

参考文献	59
第 3 章 热泵的低位热源和驱动能源	60
3.1 概述	60
3.2 空气	61
3.3 水	64
3.3.1 地下水	64
3.3.2 地表水	67
3.3.3 生活废水与工业废水	70
3.4 土壤	71
3.4.1 土壤热物性	71
3.4.2 土壤温度的状况分析及变化规律	73
3.5 太阳能	76
3.6 驱动能源和驱动装置	80
3.6.1 热泵的驱动能源和能源利用系数	80
3.6.2 电动机驱动	81
3.6.3 燃料发动机驱动	82
3.6.4 蒸汽透平(蒸汽轮机)驱动	84
3.6.5 举例	86
3.7 热泵系统中的蓄能	89
3.7.1 蓄能的意义	89
3.7.2 蓄热材料	90
3.7.3 蓄热器	91
3.7.4 热泵蓄热系统	92
3.8 热泵的经济性评价	95
3.8.1 额外投资回收年限法	96
3.8.2 能耗费用	96
参考文献	98
第 4 章 空气源热泵空调系统	101
4.1 空气源热泵机组	101
4.1.1 空气/空气热泵机组	101
4.1.2 空气/水热泵机组	104
4.2 空气源热泵机组的运行特性	108
4.3 空气源热泵的结霜与融霜	112
4.3.1 结霜的原因与危害	112
4.3.2 结霜区域	112
4.3.3 结霜的规律	113
4.3.4 延缓结霜的技术	117
4.3.5 除霜的方法与控制方式	118
4.3.6 结霜与除霜损失系数	124

4.4	空气源热泵机组的最佳平衡点	127
4.4.1	平衡点与平衡点温度	127
4.4.2	空气源热泵机组供热最佳平衡点的确定	127
4.4.3	辅助加热与能量调节	130
4.5	空气源热泵的低温适应性	131
4.5.1	空气源热泵在寒冷地区应用存在的问题	131
4.5.2	改善空气源热泵低温运行特性的技术措施	132
4.6	空气源热泵在暖通空调系统中的应用情景	136
	参考文献	138
第5章	水源热泵空调系统	140
5.1	水源热泵机组与运行特性	140
5.1.1	水/空气热泵机组	140
5.1.2	水/水热泵机组	141
5.1.3	水源热泵机组的运行特性	142
5.2	地下水源热泵空调系统	143
5.2.1	地下水源热泵空调系统的组成与工作原理	144
5.2.2	地下水源热泵空调系统的设计要点	144
5.2.3	地下水回灌技术	148
5.3	地表水源热泵空调系统	150
5.3.1	地表水换热系统的形式	150
5.3.2	地表水的特点对热泵空调系统的影响	152
5.3.3	地表水换热系统勘察	153
5.3.4	松散捆卷盘管的设计要点	153
5.4	海水源热泵空调系统	155
5.4.1	大型海水源热泵站	155
5.4.2	海水源热泵空调系统的特殊技术措施	156
5.5	污水源热泵空调系统	156
5.5.1	污水的特殊性及对污水源热泵的影响	157
5.5.2	污水源热泵站	157
5.5.3	城市原生污水源热泵设计中应注意的问题	158
5.5.4	污水源热泵形式	159
5.5.5	防堵塞与防腐蚀的技术措施	160
	参考文献	161
第6章	土壤耦合热泵空调系统	163
6.1	土壤耦合热泵空调系统简介	163
6.1.1	土壤耦合热泵空调系统的组成	163
6.1.2	土壤耦合热泵空调系统的分类	164
6.2	现场调查与工程勘察	165
6.2.1	现场勘察	165

6.2.2	水文地质调查	166
6.2.3	设置测试孔与监测孔	166
6.2.4	土壤热响应实验	167
6.3	地理管换热器的管材与传热介质	169
6.3.1	地理管管材	169
6.3.2	管材规格和压力级别	169
6.3.3	传热介质	170
6.4	地理管换热器的布置形式	172
6.4.1	埋管方式	172
6.4.2	连接方式	174
6.4.3	水平连接集管	175
6.5	地理管换热器的传热计算	175
6.5.1	地理管换热器传热分析	175
6.5.2	竖直地理管换热器的长度	176
6.6	地理管换热器系统的水力计算	179
6.6.1	压力损失计算	179
6.6.2	循环泵的选择	181
6.7	地理管换热器的安装	181
6.7.1	施工前的准备	181
6.7.2	水平式地理管换热器	182
6.7.3	竖直 U 形埋管换热器	183
6.7.4	地理管换热系统的检验与水压试验	187
6.8	我国地理管地源热泵技术发展中应关注的几个问题	188
6.8.1	浅层岩土蓄能+浅层地温能才是地源热泵可持续利用的低温热源	188
6.8.2	地理管地源热泵系统在夏季自然供冷(免费供冷)潜力巨大	190
6.8.3	地下水流动是地理管换热器换热过程的重要影响因素	193
6.8.4	改善地理管管群周围土壤热环境的技术措施	193
6.8.5	系统能效比始终是地理管地源热泵设计与运行中关注的问题	195
	参考文献	196
第 7 章	水环热泵空调系统	198
7.1	概述	198
7.2	水环热泵空调系统的组成与运行	198
7.2.1	水环热泵空调系统的组成	198
7.2.2	水环热泵空调系统的运行特点	200
7.3	水环热泵空调系统的特点	201
7.4	水环热泵空调系统的设计要点	202
7.4.1	建筑物供暖和供冷负荷	202
7.4.2	水/空气热泵机组的选择	203
7.4.3	机组风道的设计	204

7.4.4	加热设备	204
7.4.5	排热设备	205
7.4.6	蓄热水箱	205
7.5	水环热泵空调系统的问题与对策	206
7.5.1	合理选择应用场所,充分体现出节能和环保效益	206
7.5.2	向系统引入外部低温热源,拓宽水环热泵空调系统的应用范围	207
7.5.3	采用混合系统,进一步提高水环热泵空调系统的节能效果和环保效益	211
	参考文献	212
第8章	变制冷剂流量热泵式多联机空调系统	213
8.1	概述	213
8.2	变制冷剂流量热泵式多联机组	214
8.2.1	变制冷剂流量热泵式多联机组的组成与工作原理	214
8.2.2	机组中的部分辅助部件与设备	215
8.3	变制冷剂流量热泵式多联空调系统类型	218
8.3.1	风冷交流变频变容热泵多联机系统	218
8.3.2	水冷变频变容热泵多联空调系统	219
8.3.3	风冷定频变容系统	221
8.4	变制冷剂流量热泵式多联空调系统中的几个关注问题	223
8.4.1	系统的地域适应性	223
8.4.2	制冷剂管路的配管长度对其系统性能的影响	224
8.4.3	室内外机高差对系统性能的影响	225
8.4.4	室内机高度差对系统性能的影响	226
8.4.5	系统的回油问题	227
8.5	水环多联机热泵空调系统	228
8.5.1	水环多联机热泵空调系统	228
8.5.2	水环多联机热泵空调系统运行的模拟预测分析	230
	参考文献	232
第9章	吸收式热泵	234
9.1	概述	234
9.2	第一种吸收式热泵	235
9.3	第二种吸收式热泵	237
9.4	单效吸收式热泵循环	238
9.4.1	单效第一种吸收式热泵	238
9.4.2	单效第二种吸收式热泵	239
9.5	双效吸收式热泵循环	240
9.5.1	双效第一种吸收式热泵	240
9.5.2	双效二级吸收第一种吸收式热泵	241
9.5.3	双效第二种吸收式热泵	242
9.6	联合型吸收式热泵及再吸收式热泵	243

9.6.1	第一种和第二种联合型吸收式热泵	243
9.6.2	再吸收式热泵	244
	参考文献	245
第 10 章	热泵工程典型案例分析	246
10.1	概述	246
10.2	异井回灌地下水源热泵工程案例分析	246
10.2.1	工程案例介绍	246
10.2.2	场地水文地质条件和主要含水层水文地质参数	246
10.2.3	抽水井和回灌井设计	248
10.2.4	水源冷热水机组及深井泵的选用	248
10.2.5	案例分析与评价	249
10.3	同井回灌地下水源热泵工程案例分析	251
10.3.1	工程案例介绍	251
10.3.2	地质概况	252
10.3.3	抽灌同井装置	252
10.3.4	系统测试与结果分析	253
10.3.5	案例分析与评价	258
10.4	空气源热泵空调系统案例分析	260
10.4.1	工程案例介绍	260
10.4.2	冷热源系统	260
10.4.3	案例分析与评价	262
10.5	空气源单、双级耦合热泵空调系统案例分析	265
10.5.1	工程案例介绍	265
10.5.2	单、双级耦合热泵机房平面布置	266
10.5.3	工程测试与分析	267
10.5.4	单、双级耦合热泵系统的经济性评价	273
10.5.5	案例分析与评价	274
10.6	地热尾水水源热泵案例分析	275
10.6.1	工程案例介绍	275
10.6.2	水系统原理及运行效果测试	276
10.6.3	案例分析与评价	277
10.7	水环热泵空调系统案例分析	278
10.7.1	工程案例介绍	278
10.7.2	空调系统	278
10.7.3	公寓部分空调设备费概算及系统运行情况	280
10.7.4	案例分析与评价	281
10.8	土壤耦合热泵空调系统案例分析	281
10.8.1	工程案例介绍	281
10.8.2	混合地埋管系统的设计概况	281

10.8.3	单一埋管和混合埋管系统的经济性分析	283
10.8.4	案例分析与评价	284
10.9	基于热泵的能量综合利用系统案例分析	285
10.9.1	工程案例介绍	285
10.9.2	泳池能量回收系统设计	286
10.9.3	案例分析与评价	288
10.10	再生水源热泵工程案例分析	289
10.10.1	工程概况	289
10.10.2	系统原理	290
10.10.3	运行方式及分析	292
10.10.4	案例分析与评价	295
	参考文献	296

第1章 导论与基础

1.1 能源与环境

能源与环境问题是当今世界各国面临的重大社会问题之一。能源是人类生存和社会发展的物质基础。在过去二百多年的能源发展史中，人类依靠化石能源取得了辉煌的经济发展和科技文化的进步。但发展到今天，人们对能源的需求日益增长，这些能源所具有的资源有限性和对生态环境的危害性愈来愈突出，已成为人类面临的巨大威胁和挑战。

先看一些简单的数据^[1,2]：

① 1770~1900年，全球工业化初期，世界人口增长2倍，能源消费总量增加6倍；1900~1992年，全球工业成熟阶段，世界人口增长3倍，能源消费总量却增长75倍。

② 全球能源消费总量：1970年为83亿吨标准煤（tce），2006年为164亿tce，估计2020年将为200亿tce。

③ 世界人均能耗：1950年为1tce，2000年超过了2.1tce，50年翻了一番，预计2050年将达到2.8tce。

④ 发达国家人均能耗一直居高不下。2000年美国人均能耗为11.7tce，经济合作与发展组织为6.7tce，日本为5.9tce，都远远超过世界平均水平。

⑤ 我国的能源需求也在日益增长。1949年新中国成立，能源消费总量为2000多tce；1958年新中国成立初期处于经济恢复期，能源消费总量为5400万tce；1980年改革开放，发展经济初期，能源消费总量为6.03亿tce；1996年为13.97亿tce，约占全球能源生产总量的11%；2003年增长到16.78亿tce，是1980年的2.78倍。

目前中国人均GDP已经超过1000美元的小康目标，按照预定的经济发展目标，2020年将全面实现小康，达到中等发达国家的水平，人均GDP将达到10000美元。从其他发达国家的发展历程来看，GDP达到10000美元的能源消耗是人均标准煤5.6t/年。这样，到2020年我国人口达到15亿，将需要84亿tce。这是世界目前能源生产能力的60%。

⑥ 建筑能耗是能源消费构成的重要部分，占相当大的比重，在发达国家已占到能源消费总量的35%~40%。例如，美国占31.9%，英国占34.3%，瑞典占33.9%，丹麦占42.4%，荷兰占33.9%，加拿大占31.8%，比利时占31.8%。在我国也占到能源消费总量的25%以上。

上述数字，明确地告诉我们：随着人类文明的进步和社会的发展，人类对能源的需求在急速增长，能源的消耗将会越来越多；能源资源的消耗速度远远超过资源的可再生能力。有限的储量和无限的需求使发生全球性或地区性能源危机的可能性依然存在。目前，石油、天然气、煤炭等化石能源占世界能源消耗的90%。这些亿万年生成的地下资源储量有限，与消费速度相比是不可再生的，资源耗尽只是迟早的事。根据2000年末的测算，

世界煤炭可采期限是 204 年，石油是 41 年，天然气是 61 年。我国的能源资源储量更是不容乐观。根据最新资料显示^[3]，现有探明技术可开发能源资源总量超过 8230 亿 tce，探明经济可开发剩余可采总储量为 1392 亿 tce，约占世界总量的 10.1%。我国能源经济可开发剩余可采储量的资源保证度仅为 129.17 年，其中原煤仅为 114.5 年，原油仅为 20.1 年，天然气仅为 49.3 年。显然，未来能源的发展将面临重大的挑战，需要调整能源结构，发展多元化的能源结构；需要发展节能新技术，提高能源效率；需要发展清洁能源技术，开发利用再生能源技术，改进能源环境状态。这种挑战也为推动热泵技术的发展，提供一个很好的机遇。从译著中可以看出^[4]，每一次能源危机和燃料涨价，总会引起大小不一、范围不等的“热泵热”。这给我们一个重要启示：能源问题是今后长期存在的问题，节能工作及热泵技术的应用与研究将会是暖通空调制冷领域中永恒的研究课题。

能源环境问题主要是指能源开发利用过程中的污染物的排放及其对生态环境的影响。目前，我们最关注的两个全球性的环境问题是全球气候的变化和臭氧层破坏。《蒙特利尔议定书》以及议定书各方的合作已经成功地减少了对臭氧层破坏的威胁。

但是，全球气候变化对人类生存的威胁越来越大。观测资料表明，在过去的 100 年中，全球平均气温上升了 0.3~0.6℃，全球海平面平均上升了 10~25cm。如果不对温室气体采取减排措施，在未来的几十年内，全球平均气温每 10 年将可升高 0.2℃，到 2100 年全球平均气温将升高 1~3.5℃。大气是人类生存的基本生态环境，全球平均气温上升，将引起诸如厄尔尼诺现象等的异常天气变化，从而对整个地球生态系统造成威胁。

全球气候变暖主要是发达国家在其工业化过程中燃烧大量化石燃料产生 CO₂ 等温室气体的排放所造成的。2017 年全世界一次能源消费量为 135 亿吨油当量，其中煤炭、石油、天然气分别占到 28%、34% 和 23%。根据国际能源署（IEA）2019 年 3 月发布的第二份全球能源和 CO₂ 状况报告，2018 年全球能源消耗的 CO₂ 排放增长了 1.7%，总量达到 331 亿 t 的历史最高水平。

我国是世界上少数几个能源结构以煤炭为主的国家，也是世界上最大的煤炭消费国。2018 年中国能源生产总量为 37.7 亿 tce，其中煤炭占 68.3%；2018 年我国排放 100 亿 t 碳，居世界第一位。

因此，限制和减少化石燃料燃烧产生的 CO₂ 等温室气体的排放，已成为国际社会减缓全球气候变暖的重要组成部分。许多国家都提倡采用热泵技术，把热泵技术作为减少 CO₂ 排放量的一种有效技术。国际能源署（IEA）热泵中心评估了热泵的全球环境效益。如图 1-1 所示。由图 1-1 可见，电动热泵和燃气热泵的 CO₂ 排放量均小于燃油锅炉和燃气锅炉。电动热泵运行所使用的电力，来自可再生能（如风力等）时，根本不排放任何 CO₂。可见，通过热泵来减少 CO₂ 排放的潜力极大。2002 年，全世界约有 1.3 亿台热泵在

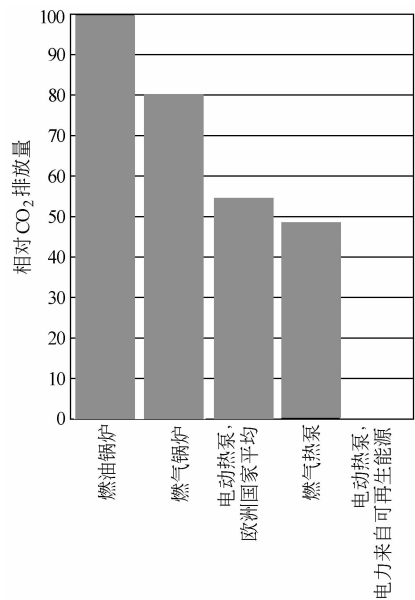


图 1-1 供热装置的相对 CO₂ 排放量
(注：图中欧洲发电的 CO₂ 排放量，平均为 0.55kg CO₂/kWh)

运行，总供热量约为每年 4.7×10^{15} kJ，每年减少 CO_2 排放量约为 1.3 亿 t。如果在建筑供暖中热泵所占比例能增加到 30%，在采用现有先进技术的条件下，可以使全世界每年 CO_2 的排放量减少 13.2 亿 t，占全世界 CO_2 排放量的 6%。随着热泵技术的进一步改进和发电效率的进一步提高，采用热泵供暖，使全世界 CO_2 排放量减少 16% 是有可能的^[5]。正是因为环境原因，进入 21 世纪后，热泵又迎来一个新的发展起点。通过热泵的应用与研究，来推动暖通空调的可持续发展，实现暖通空调的生态化和绿色化。

综上所述，未来能源与环境问题将是人类面临的重大挑战，也是促进科学技术发展的良好机遇。正因为这样，热泵技术将会在能源与环境问题的推动下，获得进步与发展。

1.2 高位能与低位能

通常，以做功本领来描述能量的大小。在封闭系统中，各种形式的能量无论发生什么变化过程，都可以互相转变，但其总和恒定不变。换言之，我们可根据需要把自然界中存在的形形色色的能转化为其他各种形式的能。所以，能量利用的过程实质就是能量的转化、传递过程。能量由某一种状态转化或传递到另一状态时，因能源状态不同，其转化效果亦不同，也就是说，能源因所处的状态不同，而其价值也不同。

例如，某城镇供水池位于 100m 水坝之下，而又高出了某湖面 10m 的地方（图 1-2）。

该城镇供水的取水方案有二，一是由水坝直接供水，似乎未消耗任何能量；二是用水泵从湖中取水，即以坝中水作为动力驱动一个水轮机，水轮机再拖动水泵，将低于 10m 以下的湖水，输入供水池中。若向供水池供水 10t/s，且不计机械摩擦损失（认为机械效率 $\eta=1$ ）和管路的阻力损失时，则水坝直接供水的方案，不需要外界做功，而水由 100m 高处流下的势能将损失掉，其量为 $100 \times 10 \times 1000 \times 9.81 = 9.81 \times 10^6 \text{ W}$ ；用水泵从湖中取水的方案将需要由外界供给一定量的能量，其值为 $9.09 \times 1000 \times 10 \times 9.81 = 8.92 \times 10^5 \text{ W}$ 。如果用水坝中 0.91t/s 水（仅方案一供水量的 1/11）拖动水轮机（ $0.91 \times 1000 \times 100 \times 9.81 = 8.92 \times 10^5 \text{ W}$ ），即能完成由湖中取水的任务。

由此可见，水坝中的水和湖中的水，虽然都是水，但其价值是不同的。就其供水而言，坝中的水有做功的能力，可自动地流向水池。坝中水的价值随其位置的高低而变，若坝的位置降至 50m，则它的价值亦降一半；而大量的低位湖水需要外界对它做功，方能取得。外界做功的大小也与湖水的位置有关。因此，湖中水的价值为负，坝中水的价值为正。供水方案二用了 0.91t/s 水坝中的高价值的水，而且利用了 9.09t/s 低价值的湖水。水位不同，其做功的能力不同。热能也一样，不仅有其数量，而且也有其质量问题。现以室内供暖为例说明之。

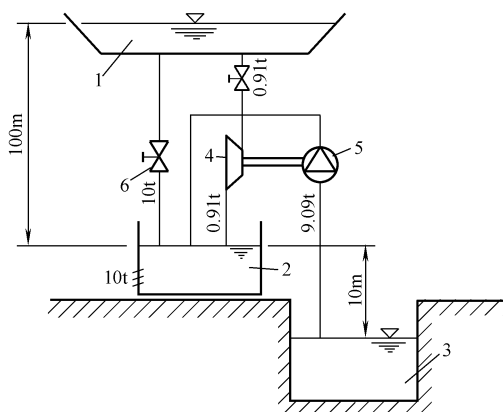


图 1-2 某城镇供水方案

- 1—水坝中的水；2—供水池；3—湖水中的水；
4—水轮机；5—水泵；6—调节阀

若向室内供热 10kW，现有两种用电能的供暖方案（图 1-3）。

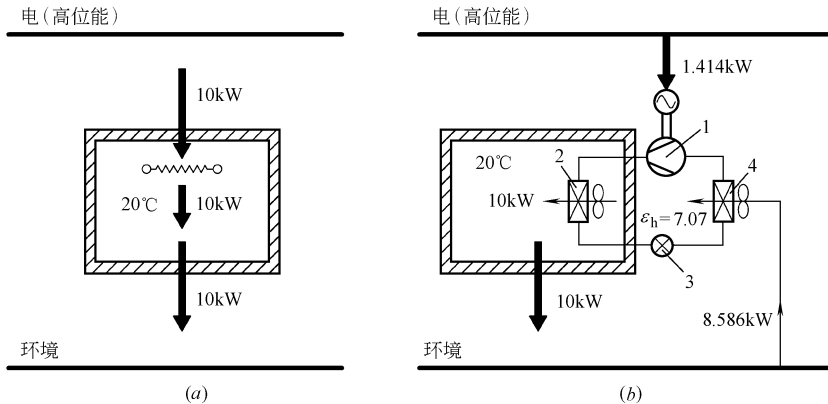


图 1-3 供暖方案

(a) 电供暖；(b) 空气源热泵供暖

1—压缩机；2—室内换热器；3—节流阀；4—室外换热器

第一方案，采用电阻式加热器，直接加热室内空气，则需要供给电能 10kW。

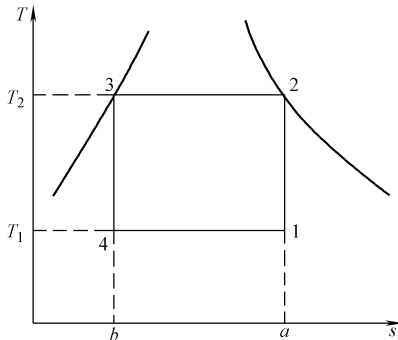


图 1-4 逆卡诺循环的 $T-s$ 图

第二方案，采用电能拖动制冷机向室内供热，即热泵供热。若供热温度 $t_2 = 45^\circ\text{C}$ ，低温热源的温度 $t_1 = 0^\circ\text{C}$ ，热泵采用如图 1-4 所示理想循环——逆卡诺循环（参见 2.1 节），则理想循环热泵的制热性能系数：

$$\epsilon_h = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \frac{273 + 45}{45} = 7.07$$

如向室内供热 10kW，驱动热泵所消耗的电能为：

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_h}{\epsilon_h} = \frac{10}{7.07} = 1.414\text{kW}$$

用第二方案供热仅消耗 1.414kW 的电能，约为第一种方案的 1/7。这似乎违背了热力学第一定律——能量守恒定律。事实上则不然，由于此方案中的 6/7 的供热量利用了温度低于室温的低温热源的热量，因此，节省了高位能源（电能）的消耗量。

又如，室温下的 4.1868kJ 热量与 100°C 下的 4.1868kJ 热量比较，从其数量上说是相等的，但其品质却大不一样。例如，用这两种温度下的热量，来向室内供热时，则温度为室温下的 4.1868kJ 热量不能自动传递到室内，而温度为 100°C 的 4.1868kJ 热量可自动传递到室内。那么，两种热量协同的热能品质如何衡量呢？一般来说，品质的高低完全取决于它做功的本领，温度为室温下的热能毫无向室内供暖的能力，温度为 100°C 的热量具有向室内供暖的能力。同时，也看出热能的温度高与低就是其品质高与低的标志。

综上所述，可归纳为以下几点：

(1) 评价能源的价值时，既要其数量，又要其质量。能量按其质量可划分为高位能和低位能两种。在理论上可以完全转化为功的能量，称为高位能，或称高质量的能量。

属于这一类的有电能、机械能、化学能、高位的水力和风力、高位的物质等，从本质上说，高位能是完全有用的能量。不能全部而只是部分地转化为功的能量，称为低位能，或称低质量的能量。属于这一类的有物质的内能、低温的物质等。

热源也同样分为高位热源和低位热源。一般高位热源系指温度较高而能直接应用的热源。如蒸汽、热水、燃气以及燃料化学能、生物能等等。而低位热源系指无价值，不能直接应用的热源。如：取之不尽的贮存在周围空气、水、大地之中的热能，生活中所排出的废热（如排水和排气中的废热）；生产的排除物（水、气、渣等）中的含热量；能量的密度较小的太阳能等。

能量质量上的高低或者说能量品位的差别，实际上就是能量可用性的差别。能量的质量高，表示做功的能力大；能量的质量低，表示做功的能力小；能量的质量完全由做功的本领确定。如果高位能变为低位能，就表示能量在做功的本领上变小了，在质量上已经降级或贬值了。

(2) 合理地使用高位能的问题是十分重要的。因为实际的能量利用过程具有两个特性：量的守恒性和质的贬值性。任何用能过程实质上也可以说成是能的量与质的利用过程。要使热能得到合理利用，必须合理使用高位能，必须做到按质用能。例如，由燃料直接提供给供暖所需要的低位热量，即使在不损失热量的条件下，室内所得到的热量最多为燃料发热量的 100%，也应该认为是一种巨大的浪费。因为在这种情况下，贮藏在燃料中的化学能所具有的做功能力并未加以合理利用而贬值了。假如采用上述例子中提供的高位能利用方案，即利用高位能来推动一台动力机，然后再由动力机来驱动工作机（例如，制冷压缩机）运转，工作机像泵的作用一样，将低位能的位势提高。如图 1-2 中利用水泵取水提高了湖水的水位，合理地使用水坝中的高位水，坝中的水先做功，然后再向城市供水。又如如图 1-3 中利用热泵供热，提高了低位热能的质量，节省了高位电能。

(3) 基于能量质量的概念，可提炼出合理利用能源的两个重要原则——能量的梯级利用和能级的提升，从而克服了传统能量利用的分产分供方式，如图 1-5 所示。

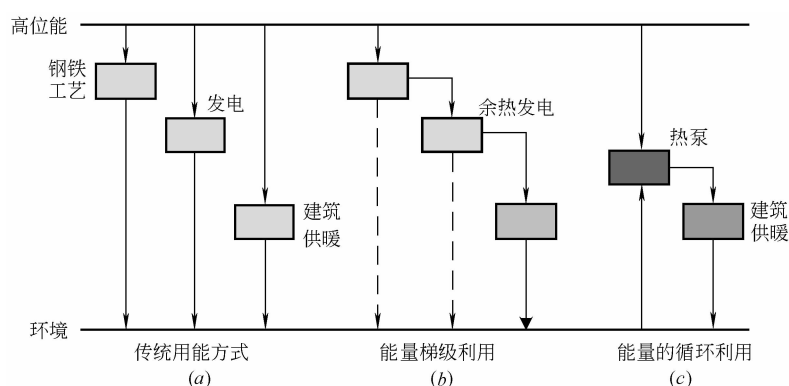


图 1-5 合理利用能源的原则

(a) 传统的分产分供；(b) 能量的梯级利用；(c) 能级的提升

由图 1-5 可见，传统利用是采用分产分供的方式（图 1-5a）。从钢铁工业高温加热需求到建筑物供暖的低温需求，传统上，对于每一种加热需求都是独立供给，独立加热，这种用能方式中忽略了在能量的转换过程中，如何防止和减少能量贬值的问题。因此，可以

说这种传统用能极大地引发行用能过程中的能源质量的浪费现象。为此在用能过程中，应遵守能量梯级使用原则（图 1-5b）和能级的提升原则（图 1-5c）。所谓的能量梯级使用是指将高位能先满足于高端的需求，如用作机械驱动能、电能、高温加热等，从这些用能过程中排出的废热，再满足于低端的需求。在能量利用过程中始终按着这个原则，满足不同温度所需要的能量，直至降低到环境热能为止，从而避免了热量的不必要的降级损失。例如：天然气先用于钢铁工业的加热，加热钢材料排出的废热再用于发电（余热发电），由发电排出的废热最后用于建筑物的供暖。供暖后，热量排入环境中（图 1-5b）。能级提升是指，将低位能的品位提升，用于需要较高温度热能的场合。根据热力学第二定律，热量不会自发地从低温物体传到高温物体，因此，能级提升过程，就必须从外界输入一部分有用能量，以实现这种能量的传递。图 1-5（c）说明了能级的提升过程。图 1-2 水泵供水方案和图 1-3 中的第二方案都是能级提升的例子。

通过这些例子告诉我们很重要的一点：采用热泵技术可以实现热能的能级提升。

（4）由上述例子可见，应用图 1-3 中的第二方案供热比采用第一方案要大大节省高位能源的能量，其减少的数量与供热温度和周围环境温度之差有关。假设周围环境温度为 0℃，则在不同的供热温度时，两个方案所消耗的高位能源的能量之比不同，其比值列入表 1-1 中。

由表 1-1 可明显地看出，供热温度越低时，第二方案消耗高位能也越少。这表明在能级提升过程中，随着温升（输出温度与热源之间的温差）的增加，热泵的驱动能亦成比例的增加。

两个方案所消耗的高位能源之比

表 1-1

供热温度(℃)	20	34	40	45	50	60	70
第一方案所消耗的高位能 第二方案所消耗的高位能	14.75	10.1	7.82	7.07	6.5	5.54	4.9

（5）按照热力学第一定律，在一系统内，能量既不能产生，也不能消失，只能从一种形式转变为另一种形式，而且转换的方向也是一定的，只能从高位能变为低位能。因此，一般所谓“节约能量”之说，严格而言是不十分确切的。因为仅仅是节约了高位能，而利用了部分低位能，也就是说，能量是守恒的，一切能量使用到最后，都成为废热传递给大气环境了，虽然它在数量上看是守恒的，但质量上已经越来越不中用，最后降级到无用了。因此，在节约能量问题上，要把能量贬值看为重要问题。在能量利用过程中节约能量，真正意味着节约它的质量，意味着科学用能。

1.3 热泵的定义

上述两节中已多次提到“热泵”一词，为了进一步理解它，本节将给出热泵定义及其内涵，并介绍热泵机组、热泵系统和热泵空调系统之间的联系与区别。

1.3.1 热泵的定义

热泵是一种利用高位能使热量从低位热源流向高位热源的节能装置^[6]。顾名思义，热泵也就是像泵那样，可以把不能直接利用的低位热能（如空气、土壤、水中所含的热能、

太阳能、工业废热等)转换为可以利用的有用高位热能,从而达到节约部分高位能(如煤、燃气、油、电能等)的目的。

由此可见,热泵的定义涵盖了以下几点:

(1) 热泵虽然需要消耗一定量的高位能,但所供给用户的有用热量却是消耗的高位热能与吸取的低位热能的总和。也就是说,应用热泵,用户获得的热量永远大于所消耗的高位能。因此,热泵是一种节能装置,或者说热泵是热能再生装置。

(2) 理想的热泵可设想为图 1-6 所示的节能装置(或称节能机械),由动力机和工作机组成热泵机组。利用高位能来推动动力机(如汽轮机、燃气机、燃油机、电机等),然后再由动力机来驱动工作机(如制冷机、喷射器)运转,工作机像泵一样,把低位的热能输送至高品位,以向用户供热。

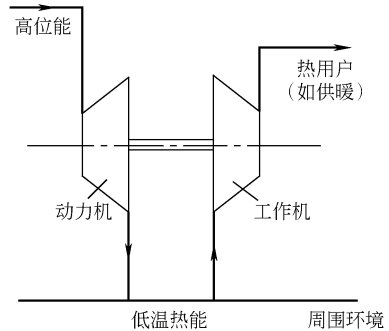


图 1-6 理想的热泵机组

(3) 热泵既遵循热力学第一定律,在热量传递与转换的工程中,遵循着守恒的数量关系;又遵循着热力学第二定律,热量不可能自发、不付出代价的、自动地从低温物体转移至高温物体。在热泵的定义中明确指出,热泵是靠高位能拖动,迫使热量由低温物体传递给高温物体。

1.3.2 热泵机组与热泵系统

图 1-7 给出热泵系统的框图。由框图可明确地看出热泵机组与热泵系统的区别。热泵机组是由动力机和工作机组成的节能机械,是热泵系统中的核心部分。而热泵系统是由热泵机组、高位能输配系统、低位能采集系统和热能分配系统四大部分组成的一种能级提升的能量利用系统。

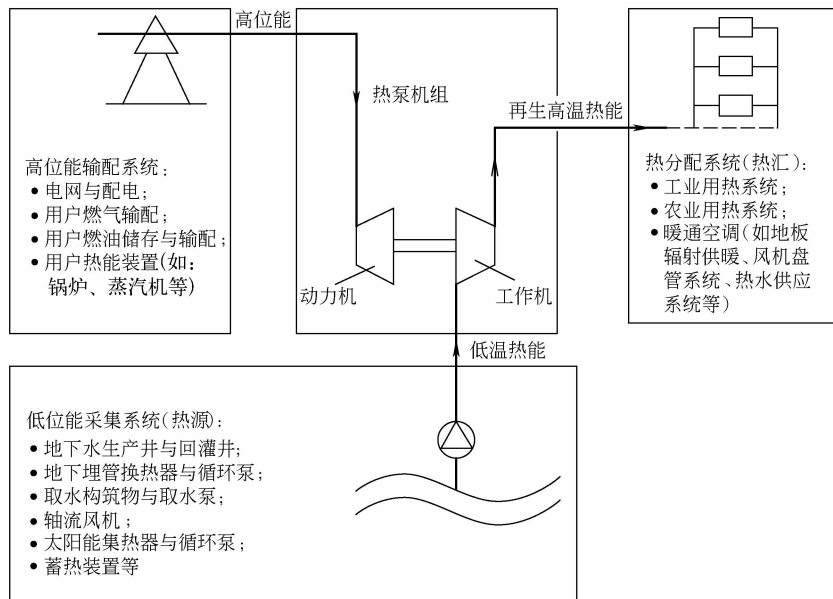


图 1-7 热泵系统框图

图 1-8 给出典型地下水源热泵系统图示，以具体热泵系统简图来深刻理解热泵系统框图（图 1-7），并以此说明热泵系统各组成系统的工作原理。由图 1-8 可以看出：

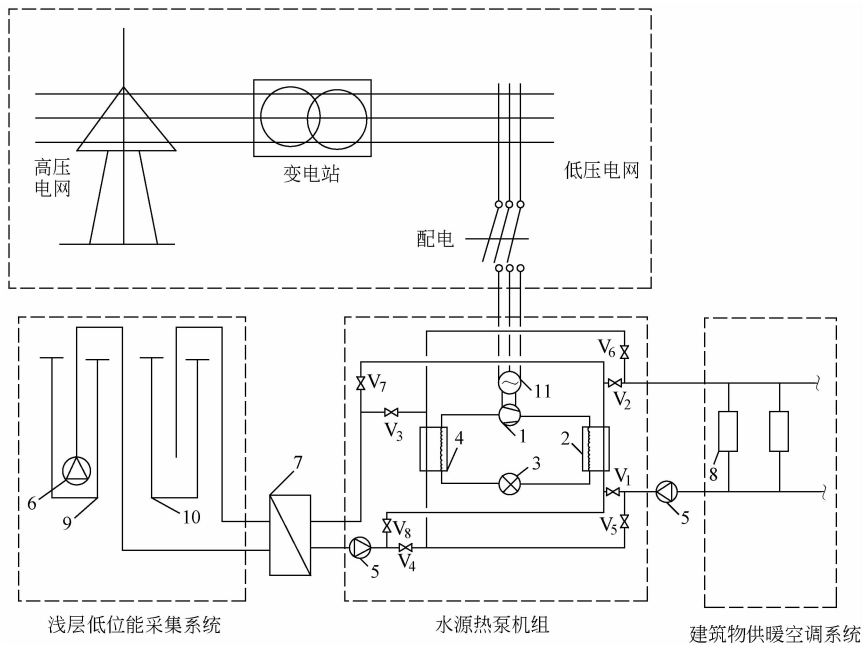


图 1-8 典型地下水源热泵系统图

1—压缩机；2—冷凝器；3—节流机构；4—蒸发器；5—循环水泵；6—深井泵；7—板式换热器；
8—热用户；9—抽水井；10—回灌井；11—电动机；V₁~V₈—阀门

(1) 热泵机组冬季按热泵工况运行。机组中阀门 V₁、V₂、V₃、V₄ 开启，V₅、V₆、V₇、V₈ 关闭。通过蒸发器 4 从地下水（低位热源）吸取热量 Q_c ，在冷凝器 2 中放出温度较高的热量 $Q_e = Q_c + W$ ，将满足房间供暖所要求的热量 Q_c 供给热用户。夏季，机组按制冷工况运行。机组中阀门 V₅、V₆、V₇、V₈ 开启，V₁、V₂、V₃、V₄ 关闭。蒸发器 4 出来的冷冻水直接送入用户 8，对建筑物降温除湿，而中间介质（水）在冷凝器 2 中吸取冷凝热，被加热的中间介质（水）在板式换热器 7 中加热井水，被加热的井水由回灌井 10 返回地下同一含水层内。同时，也起到季节蓄热作用，以备冬季供暖用。

(2) 低位能采集系统一般有直接和间接系统两种。直接系统是将低位热源中的介质（如空气、水等）直接输给热泵机组的系统。间接系统是借助于水或防冻剂的水溶液，通过换热器将岩土体、地下水、地表水中的热量传输出来，并输送给热泵机组的系统。通常有地埋管换热系统、地下水换热系统和地表水换热系统等。热源的选择与低位能采集系统的设计对热泵机组、运行特性、经济性有重要的影响。

(3) 高位能输配系统是热泵系统中的重要组成部分，原则上可用各种发动机来作热泵的驱动装置。那么，对于热泵系统而言，就应有一套相应的高位能输配系统与之相配套。例如，用燃料发动机（柴油机、汽油机或燃气机等）作为热泵的驱动装置，这就需要燃料储存与输配系统。用电动机作热泵的驱动装置是目前最常见的，这就需要电力输配系统，如图 1-8 所示。以电作为热泵的驱动能源时，我们应注意到，在发电中，相当一部分一次

能在电站以废热形式损失了，因此从能量观点来看，使用燃料发动机来驱动热泵更好，燃料发动机损失的热量大部分可以输入供热系统，这样可大大提高一次能源的利用程度。

(4) 热分配系统是指热泵的用热系统。热泵的应用十分广泛。热泵可在工业中应用，如热泵干燥多湿物料（木材、纸张、谷物、鱼类、茶叶等）、热泵式海水淡化、热泵在石油化工蒸馏工艺中的应用、热泵回收工艺过程中的热量等。热泵也可在农业中应用，如温室加热、水产养殖、乳品厂清洗用温水等。暖通空调系统更是热泵的理想用户，这是由于暖通空调用热品位不高，风机盘管系统要求 $60^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$ 的热水，地板辐射供暖系统一般要求低于 50°C ，甚至用 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ 进水也能达到明显的供暖效果^[7]。这为使用热泵创造了提高热泵性能的条件。因此，暖通空调系统是热泵应用中的理想用户之一。

1.3.3 热泵系统可视为热能再生系统

由图 1-3 (b) 和图 1-5 (c) 可以看出，热泵系统是转移热量而不是产生热量的系统，并在转移热量的过程中实现了能级（品位）的提升，从而使热源端不能直接利用的低位热能变为可以满足热用户（热汇端）要求的用热品位的热能。因此，从热汇端看，完全可以将热泵系统视为热能再生系统。比如图 1-3 (b)，通过空气源热泵系统吸取不能直接利用的室外空气中热能（焓），并提高了其温度，使它转变为可供暖通空调、热水供应等热用户应用的有用热能（焓+焓）。这部分有用热能大部分是从不能直接应用的热能再生成可直接应用的热能。因此，暖通空调、热水供应等热用户从热泵系统中获得的有用热能为名副其实的再生热能。基于此概念，我们可将热泵系统视为一种热能的再生系统。

为了进一步理解此概念，还可以通过下面的例子说明之。

图 1-9 给出某地下水热泵供暖的图式。水/水热泵制热性能系数为 $\epsilon_h=4$ ，其功率为 5kW ，通过图中的水/水热泵可从井水中吸取 15kW 的热量，然后将流量为 3440kg/h 的循环水，由 45°C 加热至 50°C ，向建筑物提供 20kW 的热量（不考虑各种损失）。若我们以同水/水热泵功率一样的 5kW 的电加热器替代水/水热泵，用功率为 5kW 的电加热器对从井水中获取 15kW 的水加热，然后向建筑物内供给同样的 20kW 热量。其图式如图 1-10 所示。

图 1-10 (a) 表示流量为 3440kg/h 的水，通过板式换热器从井水中吸取 15kW 热量，其水温由 9°C 升至 12.75°C ，然后，用 5kW 的电加热器对其循环水加热，循环水水温由 12.75°C 升至 14°C ，又获得 5kW 的热量，向室内供 20kW 热量（温降为 5°C ）。

图 1-10 (b) 表示在井水管路上直接设置 5kW 的电加热器，加热井水。流量为 2580kg/h 的井水，生产井与回灌井的井水温差为 5°C ，这表明从井水中吸取了 15kW 的热量，井水经电加热器，又由 15°C 升至 16.67°C ，这表明井水又从电加热器处获取了 5kW 的热量，由建筑物流出井水水温变为 10°C ，其进出建筑物温差为 6.67°C ，则向室内供 20kW 的热量。

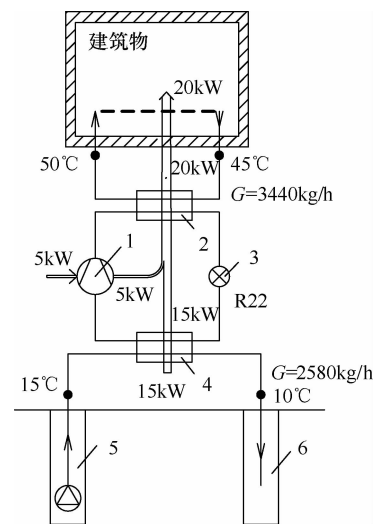


图 1-9 地下水热泵供暖原理图

- 1—压缩机；2—冷凝器；
- 3—节流机构；4—蒸发器；
- 5—生产井；6—回灌井

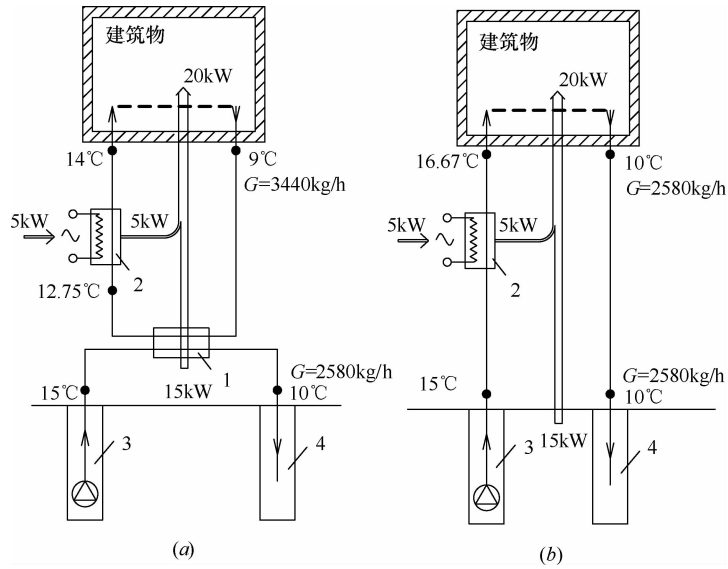


图 1-10 以电加热替代水/水热泵的供暖图式

(a) 间接方式; (b) 直接方式

1—板式换热器; 2—电加热器; 3—生产井; 4—回灌井

由图 1-9 与图 1-10 可明显地看出：虽然图 1-9 和图 1-10 的能流图一样，依据热力学第一定律来看，图 1-9 和图 1-10 供暖效果似乎一样，都是向室内提供 20kW 热量。但是，通过水/水热泵（图 1-9）向室内提供的是 50°C 热水中的 20kW 热量，而无水/水热泵（图 1-10）时，向室内提供的是 14°C 或 16.67°C 水中的 20kW 热量。由此可见，只有通过热泵技术才能真正开发和利用井水低温热源，向室内供暖，维持 20°C 的室温，否则是无法用于供暖。这充分说明，只有通过热泵系统，才能使不能直接利用的地下水中热量变为建筑物可以直接利用的有用热能，使其再生。

纵观上述，编著者认为完全可以将热泵系统视为热能再生系统。当然从热源端看，也可将热泵系统视为低位再生能源利用技术，但某些低位热源是否为可再生资源尚有争论。

1.3.4 热泵空调系统

热泵空调系统是热泵系统中应用最为广泛的一种系统。在空调工程实践中，常在空调系统的部分设备或全部设备中选用热泵装置。空调系统中选用热泵时，称其系统为热泵空调系统，或简称热泵空调，如图 1-11 所示。它与常规的空调系统相比，具有如下特点：

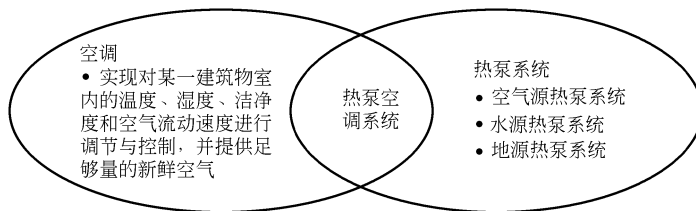


图 1-11 热泵空调系统

(1) 热泵空调系统用能遵循了能级提升的用能原则，而避免了常规空调系统用能的单向性。所谓的用能单向性是指“热源消耗高位能（电、燃气、油和煤等）→向建筑物内提供低温的热量→向环境排放废物（废热、废气、废渣等）”的单向用能模式。热泵空调系统用能是一种仿效自然生态过程物质循环模式的部分热量循环使用的用能模式。

(2) 热泵空调系统用大量的低温再生能替代常规空调系统中的高位能。通过热泵技术，将贮存在土壤、地下水、地表水或空气中的太阳能之类的自然能源，以及生活和生产排放出的废热，用于建筑物供暖和热水供应。

(3) 常规暖通空调系统除了采用直燃机的系统外，基本上分别设置空调系统的热源和冷源，而热泵空调系统是冷源与热源合二为一，用一套热泵设备实现夏季供冷，冬季供暖，冷热源一体化，节省设备投资。

(4) 一般来说，热泵空调系统比常规空调系统更具有节能效果和环保效益。

1.4 热泵的种类

热泵的种类很多，分类方法各不相同，可按热源种类、热泵驱动方式、用途、热泵工作原理、热泵工艺类型等方面来分类^[8-10]。本节将按国内长期形成的习惯来划分热泵机组的种类，归纳为图 1-12 示的分类。国内规范^[11]中把地表水源热泵、地下水源热泵和土壤耦合热泵系统称为地源热泵，与美国 ASHRAE 中地源热泵术语一致。

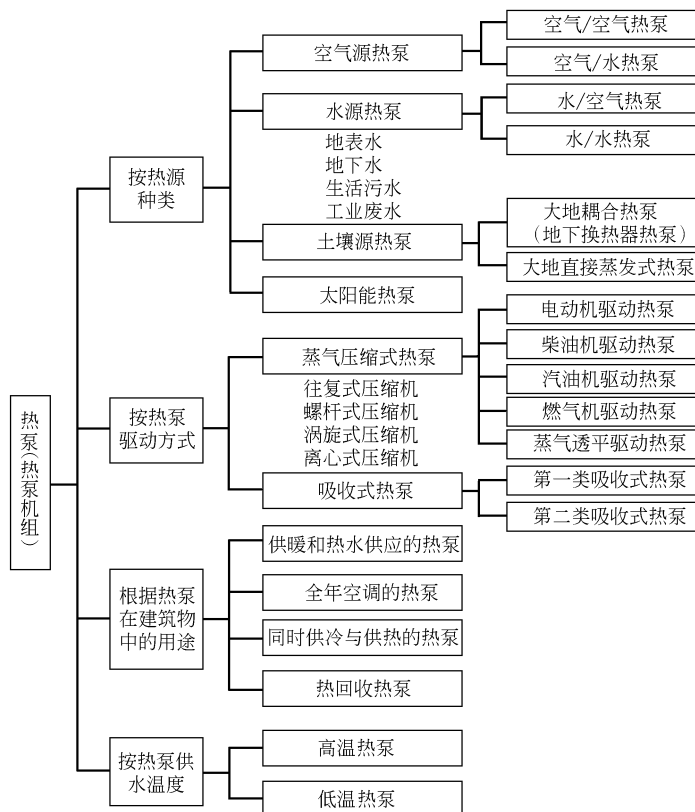


图 1-12 热泵基本框图

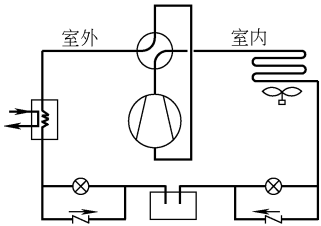
在美国，对供建筑空调与供热用的热泵，按热源种类（源放在首位）和热媒种类（汇放在第二位）来划分。这种分类法在我国也普遍使用，见图 1-12 和表 1-2。供暖空调用的热泵机组具有在不同季节改变使用要求的特点，即夏季制冷，冬季制热。这种运行工况的转换，由表 1-2 可看出，一般有两种做法。

几种热泵所采用的载热介质、低位热源和简图

表 1-2

热泵机组名称	低温端载热介质	高温端载热介质	主要热源种类	典型图示	国内代表性产品
空气/空气热泵	空气	空气	空气, 排风, 太阳能		分体式热泵空调器 VRV 热泵系统
空气/水热泵	空气	水	空气, 排风, 太阳能		空气源热泵冷热水机组
水/水热泵	水, 盐水, 乙二醇水溶液	水	水, 太阳能, 土壤		井水源热泵冷热水机组 污水源热泵 土壤耦合热泵

续表

热泵机组名称	低温端载热介质	高温端载热介质	主要热源种类	典型图示	国内代表性产品
水/空气热泵	水、乙二醇水溶液	空气	水, 太阳能, 土壤		水环热泵空调系统中的小型室内热泵机组(常称小型水/空气热泵或室内水源热泵机组)

(1) 改变热泵工质的流动方向。系统中设置四通换向阀(详见第8章)。在冬季,使得由压缩机排出的高温高压气态热泵工质流向室内侧换热器,加热室内空气(或热水)做供暖用。而室外换热器作为蒸发器,从室外空气(或水)中吸取热量。在夏季,四通换向阀又使得由压缩机排出的高温高压气态热泵工质流向室外换热器,将冷凝热释放到室外空气(或水)中,而室内换热器却作为蒸发器,冷却室内空气,或制备冷冻水,向用户供冷。

(2) 改变热交换器用的流体介质。在这种情况下,无论是冬季还是夏季,热泵工质的流动方向和系统中蒸发器、冷凝器不变,通过流体介质管路上阀门的开启与关闭来改变流入蒸发器和冷凝器的流体介质。即供用户侧用的流体介质(如水)夏季流进入蒸发器,制备冷冻水供空调用;冬季流入冷凝器,制备热媒,供供暖用。而热源的流体介质(如地下水)夏季流入冷凝器,作为冷却介质用;冬季流入蒸发器,作为热泵的热源用。

1.5 热泵空调系统的分类

近年来,有关热泵空调系统的名称与分类,在一些专业论文、书刊、产品样本上的提法很不一致。常见到一些同义不同名、含义不清的术语,一些不合理的俗称。例如:将水环热泵空调系统称为“水环热泵”;将空气源热泵空调系统称为“风冷热泵空调系统”;又如:地能中央空调系统、地温中央空调系统、地温热泵冷热空调系统、中央液态冷热源环境系统等,如此等等,很不统一,也很不科学。为使热泵空调系统名称与分类严谨和统一,便于对热泵空调系统的正确理解和认识,本节有必要对热泵空调系统分类问题作一简单叙述。图1-13给出热泵空调系统分类情况。

以热泵冷热水机组作为空调冷热源,以全空气系统、全水系统或空气-水系统组成的热泵空调系统是目前国内应用较为广泛的一种系统。根据选用的热泵冷热水机组种类的不同,可分为空气源热泵空调系统和地源热泵空调系统,前者选用的是空气源热泵冷热水机组(空气/水热泵),而后者选用的是水源热泵冷热水机组(水/水热泵)。地源热泵空调系统又分为土壤耦合热泵空调系统、河水源热泵空调系统、海水源热泵空调系统、污水源热泵空调系统、同井回灌地下水热泵空调系统、异井回灌地下水热泵空调系统等。这类热泵空调系统的特点是,利用几种布置在机房内的热泵机组制备热水(或冷水),再通过

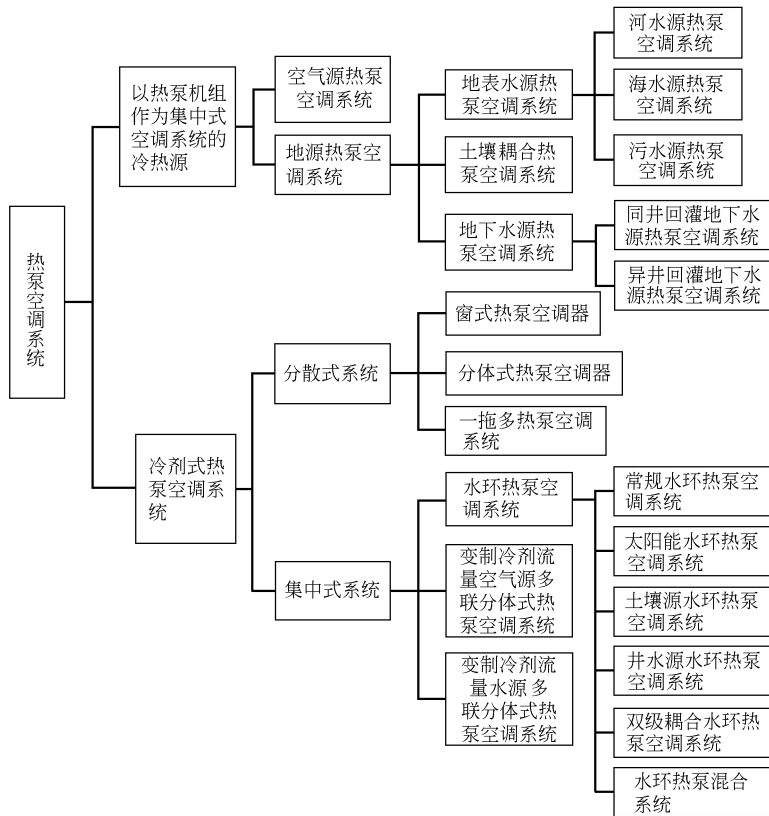


图 1-13 热泵空调系统分类框图

空调水系统将热水（或冷水）输送给用户供暖（或供冷）。

冷剂式热泵空调系统是冷剂式空调系统中的一种。它的特点是将小型热泵式空调机（如分体式、单元式）直接置于建筑物每个房间内或每个区内，热泵机组中冷凝器（或蒸发器）直接向空调房间放出或吸收热量，以达到制热或制冷的目的。

1.6 热泵工质及其替代问题

热泵工质是在热泵机组中进行状态变化的工作流体，也是热泵循环中赖以进行能量转换与传递的介质，以实现制热（制冷）目的。众所周知，热泵机组与制冷系统的工作原理是一样的，只是工作温度范围不同。因此，有的制冷剂作为热泵工质的话，虽然能满足工质的一般要求，但是往往又难于满足热泵的特殊要求。

热泵系统的供热特性、经济性、可靠性很大程度上与工质有关，因此，要讨论热泵，首先要了解热泵工质。

1.6.1 蒸气压缩式热泵对工质的要求

蒸气压缩式热泵是目前在暖通空调领域内应用最为广泛的一种热泵形式。因此，下面仅讨论蒸气压缩式热泵对工质的要求。通常，应满足下列要求。

(1) 热泵工质应具有优良的热力学特性。所谓热泵工质具有优良热力特性是指热泵工

质在给定的温度区域 (T_c 与 T_e 之间) 内循环时, 有较高的循环效率 (即热泵在 T_c 与 T_e 温度之间按实际循环运行时, 制热性能系数与在此温度区域内热泵按逆卡诺循环运行时制热性能系数之比)。影响热泵循环效率的工质热力特性主要有:

① 临界温度应比最大冷凝温度高。如果冷凝温度接近于临界温度, 则循环的节流损失大, 制热量及制热性能系数下降。但在特殊情况下, 如果采用 CO_2 的超临界热泵循环中, 供热温度高于临界温度, 这时可用专门的热量回收方式来提高循环的经济性。

② 在热泵的工作温度区间内应有合适的饱和压力。也就是说, 在热泵运行时, 它的蒸发压力与冷凝压力要适中。一方面, 冷凝压力不超过 2.5MPa。如冷凝压力过高, 则处于高压下工作的压缩机、冷凝器等设备强度要求高, 导致壁厚增加, 造价上升; 工质泄漏的可能性增大; 压缩机的耗功也会增加。另一方面, 在一定的蒸发温度下的蒸发压力最好稍高于大气压力, 以防空气渗入热泵系统内。

③ 其他的热力学特性也希望如下:

A. 工质的比热容要小, 以减少节流损失。

B. 工质的绝热指数 ($k = \frac{c_p}{c_v}$) 要低, 以避免压缩机的排气温度过高 (一般情况下, 要求压缩机排气温度不超过 150°C)。

C. 工质的单位容积制热能力要大, 以使热泵机组尺寸紧凑。

D. 工质的气相比焓随压力变化小, 可降低同样压缩比下的压缩机耗功。

(2) 热泵工质应具有优良的热物理性能。在传热学方面, 工质应有较高的导热系数以及当相变时具有良好的传热性能, 以降低热交换器中的损失。

在流动阻力方面, 希望工质有较低的黏度及较小的密度, 以减小工质在系统中的流动阻力, 或可以采用较小的管路, 而不致造成过大的压力损失。

(3) 热泵工质应具有好的化学稳定性。尤其是热泵工质有时必须在较高的温度下工作。如排气阀处温度很高, 工质在此温度下, 带有少量的油, 高速通过各种金属表面, 而此时金属表面能对工质分解反应起催化作用。因此, 要求热泵工质在高温下不分解, 与润滑油不发生化学作用。同时, 还要求工质对压缩机与设备所使用的材料无腐蚀, 也无侵蚀作用。

对于半封闭或全封闭压缩机使用的热泵工质, 对绝缘材料 (如: 绝缘漆、橡胶、胶木、塑料等) 不起腐蚀作用。同时, 本身也有良好的绝缘性。

(4) 热泵工质与润滑油的互溶性对系统工作的影响各有利弊。当热泵工质与润滑油相溶时, 对系统的影响是:

① 润滑油随制冷剂一起渗到压缩机的各个部件, 为压缩机创造良好的润滑条件, 并不会在冷凝器、蒸发器等换热表面上形成油膜而妨碍传热。

② 工质中润滑油含量较多时, 会引起蒸发压力降低, 制冷量、制热量减少。

③ 溶有工质的润滑油会变稀, 黏度变小。在满液蒸发器中, 由于工质溶于油, 在沸腾时泡沫多, 液面不稳定, 会导致浮球膨胀阀的供液量调节失准。

当热泵工质在润滑油中溶解度很小 [如: R717 在润滑油中溶解度 (质量百分比) 一般不超过 1%] 时, 工质与油的溶解分为贫油层和富油层。此时, 对热泵系统影响与上述情况

相反。但应注意：热泵系统使用有限溶于润滑油的工质时，在其系统上应设置高效油分离器，防止润滑油进入冷凝器与蒸发器中，避免在换热器的换热面上形成油膜而影响传热。

(5) 热泵工质应具有安全性。热泵工质有可能从热泵系统不严密处，或意外故障中泄漏出来。因此，要求热泵工质对人的健康要比较安全，要求尽量无毒和不易燃烧，更无爆炸的危险。

工质的安全性分类一般采用国家标准^[12]，此标准采用《制冷剂——命名和安全分类》ISO 817: 2014，参考了美国国家标准协会和美国供热制冷空调工程师学会标准（ANSI/ASHRAE 34—2013）。

按照国家标准，工质的安全性分类包括毒性和可燃性两项内容。毒性按起限值的时间加权平均值（TLV-TWA）分为 A、B 两类；可燃性则按最低燃烧极限（LEL）值分为 1、2、3 类。基于毒性和可燃性，工质安全性分类见表 1-3。

起限值是物质在空气中的某浓度，几乎所有的人日复一日暴露在此浓度下，对健康没有不利影响；而起限值的时间加权平均值（TLV-TWA）是指一周五个工作日共 40h 的时间加权平均浓度。TLV-TWA 值不大于 400×10^{-6} 时，未被确定有毒性的工质视为低毒性，列为 A 类；而小于 40×10^{-6} 时，有毒性的工质视为高毒性，列为 B 类。

工质的安全性分类

表 1-3

可燃性 \ 毒性	低 毒 性	高 毒 性
	高度可燃性	A3
低度可燃性	A2	B2
无火焰传播	A1	B1

最低燃烧极限（LEL）是指能够在工质与空气均匀混合物中传播火焰的制冷剂最小浓度。LEL 一般是在 25℃、101kPa 条件下，工质的体积百分比乘以 0.0004141，再乘以分子量，单位为 kg/m³。1 类工质在 18℃、101kPa 大气中不着火；2 类工质在 21℃、101kPa 条件下，LEL 值高于 0.1kg/m³，燃烧热低于 19000kJ/kg；3 类工质在 21℃、101kPa 条件下，LEL 值不大于 0.1kg/m³，燃烧热大于 19000kJ/kg。热泵工质具有环境的可接受性（详见 1.6.3）。

1.6.2 热泵工质的种类

目前，暖通空调领域中的应用的热泵基本上都是蒸气压缩式热泵，而且暖通空调用的热泵又具有制热与制冷两种功能。因此，热泵工质的种类基本上与蒸气压缩式制冷系统的制冷剂是一致的。其种类归结在图 1-14 上。

常见的热泵工质的热工性质列入表 1-4 中。

常用制冷剂的工质性质

表 1-4

制冷剂	类别	无机物	卤代烃(氟利昂)				非共沸混合工质	
	编号	R717	R123	R134a	R22	R32	R407c	R410a
化学式		NH ₃	CHCl ₂ CF ₃	CF ₃ CH ₂ F	CHClF ₂	CH ₂ F ₂	R32/125/134a (23/25/52)	R32/125 (50/50)
分子量		17.03	152.93	102.03	86.48	52.02	95.03	86.03

续表

制冷剂	类别	无机物	卤代烃(氟利昂)				非共沸混合工质	
	编号	R717	R123	R134a	R22	R32	R407c	R410a
沸点(°C)		-33.3	27.87	-26.16	-40.76	-51.8	泡点:-43.77 露点:-36.70	泡点:-51.56 露点:-51.50
凝固点(°C)		-77.7	-107.15	-96.6	-160.0	-136.0	—	—
临界温度(°C)		133.0	183.79	101.1	96.0	78.4	—	—
临界压力(MPa)		11.417	3.674	4.067	4.974	5.830	—	—
密度	30°C液体 (kg/m ³)	595.4	1450.5	1187.2	1170.7	938.9	泡点:1115.40	泡点:1034.5
	0°C饱和气 (kg/m ³)	3.4567	2.2496	14.4196	21.26	21.96	泡点:24.15	泡点:30.481
比热容	30°C液体 [kJ/(kg·°C)]	4.843	1.009	1.447	1.282	—	泡点:1.564	泡点:1.751
	0°C饱和气 [kJ/(kg·°C)]	2.660	0.667	0.883	0.744	1.121	泡点:0.9559	泡点:1.0124
0°C饱和气绝热指数 (c_p/c_v)		1.400	1.104	1.178	1.294	1.753	泡点:1.2526	泡点:1.361
0°C比潜热 (kJ/kg)		1261.81	179.75	198.68	204.87	316.77	泡点:212.15	泡点:221.80
导热系数	0°C液体 [W/(m·K)]	0.1758	0.0839	0.0934	0.0962	0.1474	—	—
	0°C饱和气 [W/(m·K)]	0.00909	—	0.01179	0.0095	—	—	—
黏度 ×10 ³	0°C液体 (Pa·s)	0.5202	0.5696	0.2874	0.2101	0.1932	—	—
	0°C饱和气 (Pa·s)	0.02184	—	0.01094	0.01180	—	—	—
23°C相对绝缘强度 (以氮为1)		0.83	—	—	1.3	—	—	—
安全级别		B2	B1	A1	A1	A2	—	—

1.6.3 热泵工质的替代

臭氧层的耗减和全球温暖化进程的加剧,已经成为日益严峻的全球环境问题。CFC、HCFC类的工质对臭氧层有破坏作用,CFC、HCFC、HFC类工质同CO₂一样产生温室效应,使制冷与空调行业面临严重挑战,寻找高效、绿色环保的热泵工质已成为当前国际社会共同关注的问题。

先介绍几个概念。

为了评估各种工质对臭氧层的消耗能力和对全球温室效应的作用,通常引入消耗臭氧潜能值(Ozone Depletion Potential,简称ODP值)和全球变暖潜能值(Global Warming Potential,简称GWP值)两个指标。所谓热泵工质的ODP值,就是规定R11的ODP值为1.0,其余各种工质的ODP值是相对R11对臭氧层消耗能力的大小。同样规定R11的

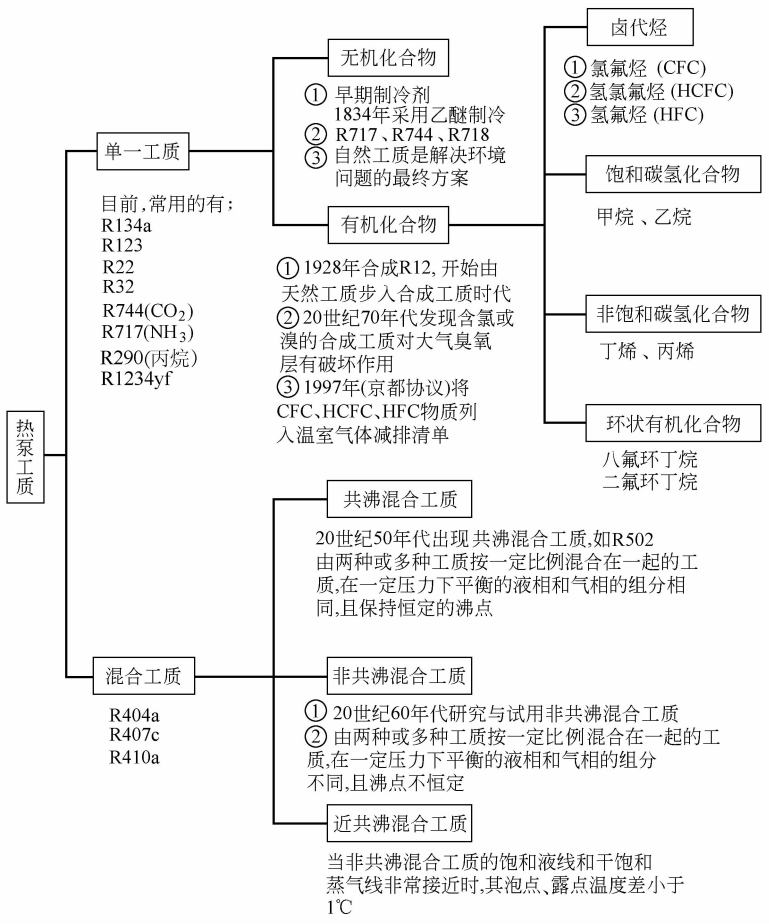


图 1-14 工质种类的框图

GWP 值为 1.0, 其余各种工质的 GWP 就是相对 R11 的温室效应能力的大小。显然, 工质的 ODP 值和 GWP 值越小越好, 希望为 0。表 1-5 给出部分工质的 ODP 值和 GWP 值^[13]。但应注意, 有的文献中对工质的 GWP 的定义是以 CO_2 的 GWP 值规定为 1.0 而定义的, 使用时务必注意。

部分工质的 ODP 值与 GWP 值

表 1-5

工 质	ODP	GWP	工 质	ODP	GWP
R11	1.0	1.0	R124	0.016~0.024	0.092~0.10
R12	0.9~1.0	2.8~3.4	R125	0	0.51~0.65
R13	1.0		R134a	0	0.24~0.29
R113	0.8~0.9	1.3~1.4	R1416	0.07~0.11	0.084~0.097
R114	0.6~0.8	3.7~4.1	R1426	0.05~0.06	0.34~0.39
R115	0.3~0.5	7.4~7.6	R143a	0	0.72~0.76
R22	0.04~0.06	0.32~0.37	R152a	0	0.026~0.033
R123	0.013~0.022	0.017~0.020			

注: 本表数值取自联合国环境署技术方案专家组报告。

此外, 国际上还采用变暖影响总当量 ($TEWI$) 指标来衡量工质长期使用对气候变暖

的影响。这是因为在空调制冷系统中，除了工质的 GWP 值外，空调制冷系统运行中，由于消耗电力或化石燃料（如煤、油、燃气等）而排放大量 CO_2 ，这也会导致气候变暖。为了反映这两个方面的影响，而引入变暖影响总当量 $TEWI$ 指标。 $TEWI$ 既考虑工质排放的直接效应，又考虑能源利用引起的间接效应。因此，采用变暖影响总当量 $TEWI$ 指标来衡量工质长期使用对气候变暖的影响是全面、科学的。

为了保护大气臭氧层，自 1987 年《蒙特利尔议定书》制定以来，CFCs 和 HCFCs 的替代问题已取得了很大的进展。

① 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。

② 发展中国家从 1999 年 7 月 1 日起，将 R11、R12、R113、R114 和 R115 的消费量冻结在 1995~1997 年的平均数。2010 年已停止生产和消费。

③ 发达国家均加快了替代 HCFCs 的步伐，见表 1-6。

HCFCs 禁用时间表（发达国家）

表 1-6

1. 蒙特利尔议定书缔约国	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	2003. 1. 1: 禁止 R141b 用于发泡剂 2010. 1. 1: 冻结 R22 和 R142b 的生产; 不再制造使用 R22 的新设备 2015. 1. 1: 冻结 R123 和 R124 的生产 2020. 1. 1: 禁用 R22 和 R141b; 不再制造使用 R123 和 R124 的新设备 2030. 1. 1: 禁用 R123 和 R124
3. 欧共体国家	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 R22
6. 瑞典、加拿大	2010. 1. 1: 禁用 HCFCs

摘自文献 [5]。

④ 发展中国家在 2016 年起将 HCFCs 的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。

目前，在我国，将 R22 (HCFC-22) 作为一种过渡性工质使用，还有大部分热泵机组采用 R22 作工质。但是，由于氟利昂的优良性能，京都协议（1997 年前）前以保护臭氧层为主要目标的工质替代研究中，人们得到了 R123 作为 R11 的替代物，R134a 作为 R12 的替代物，R407c (R32/R125/R134a, 质量组成 23/25/52%) 和 R410a (R32/R125, 质量组成 50/50%) 等作为 R22 的替代物。因此，热泵机组开始用

R407c 与 R410a 替代 R22, R410a 和 R407c 已逐步进入使用阶段。表 1-7 综述了替代物性质的比较情况。

由表 1-7 可知,若不采取措施,这些替代物的效率均比 R22 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、材料兼容性、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。

空调机组 R22 替代物的性能比较

表 1-7

制冷剂组分 混合比 (质量)%	R22 R22 100%	R134a R134a 100%	R410a 和 R410b R32/R125 50/50-45/50	R407c R32/R125/R134a 23/25/52	R900JA R32/R134a 30/70	R290 丙烷 100%
主要性质 (与 R22 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 R22 相比)	1.0	0.6	1.4~1.5	0.9~1.1	0.89~1.02	0.8
效率 (与 R22 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 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
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	已商品化	已商品化	2005 年后	无法预 计,克服强 燃性引起 的问题是 困难的

摘自文献 [5]。

表 1-8 给出 R407c、R410a 和 R22 的理论循环特性,表 1-9 则为分别采用 R407c、R410a 和 R22 工质时空调器与热泵的设计与生产工艺的对比表,供读者参考。

R407c、R410a 和 R22 的一般性质和理论制冷循环特性比较

表 1-8

参 数		R407c	R410a	R22	
成分		R32/125/134a	R32/125	R22	
质量混合比例/%		23/25/52	50/50	100	
相对分子量		86.20	72.59	86.48	
理论循环条件	蒸发温度(°C)	0	0	0	
	冷凝温度(°C)	50	50	50	
	过冷度(°C)	0	0	0	
	过热度(°C)	0	0	0	
理论循环	蒸发压力(kPa)	499	804	498	
	冷凝压力(kPa)	2112	3061	19433	
	温度滑移(°C)	4.3	0.07	0	
特性	排气温度(°C)	67.4	72.5	70.3	
	制冷	<i>COP</i>	3.94	3.69	4.14
		制冷能力(kJ/m ³)	2947	4190	3010
	制热	<i>COP</i>	5.03	4.69	5.14
		制热能力(kJ/m ³)	3762	5326	3737

设计与生产工艺对比表

表 1-9

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, 采用制冷剂和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
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

续表

制 冷 剂	R22	R407c	R410a
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		采用含氯离子的助焊剂	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

摘自：俞炳丰主编，制冷与空调应用新技术。

1997 年制定的《京都议定书》将 CFC、HCFC、HFC 物质列入温室气体减排清单。这样一来，R22 和 R22 的替代工质只能是一种过渡性替代物而不是长久使用的工质。因此，R22 过渡性替代工质（如 R407c 和 R410a）的替代研究又步入第二阶段（《京都议定书》前为第一阶段）。第二阶段替代研究的目标由单纯保护臭氧层转向为同时保护臭氧层和减小温室效应。第一阶段提出的 R22 替代工质（R407c、R410a）虽然消耗臭氧层潜能值 ODP 为 0，但其全球变暖潜能值 GWP 比 CO_2 高得多。比如，R407c 的 $GWP_{(CO_2=1)}$ 值为 1920，R410a 的 $GWP_{(CO_2=1)}$ 值为 1890，R134a 的 $GWP_{(CO_2=1)}$ 值为 1200。可见它们的 GWP 值较高，因为受限使用的工质，不能长久使用。因此，在第二阶段工质替代研究中，一些国家（如美国、日本等），首先采用 R410a 和 R407c 替代 R22 作为过渡性替代品，然后研究与开发新型不含氯元素，消耗臭氧层潜能值 ODP 为 0，且全球变暖潜能值 GWP 相对较小的新工质。同时人们又重新应用自然工质，这也是一种非常安全的选择。于是，采用 CO_2 （R744）和氨（R717）等作为热泵工质已成为第二阶段替代研究中很重要的一种解决环境问题的替代方案。

从环境特性、热力特性、相对安全性等方面综合考虑，未来适用于中国热泵的 R22 替代工质可能有 R32（ CH_2F_2 ）、R1234yf、R744（ CO_2 ）、R717（ NH_3 ）、R290（丙烷）等^[14]。

1.6.4 几种可能的替代工质

(1) CO_2 （R744）

1866 年美国首先利用 CO_2 进行了制冰，20 世纪 30 年代由于氟利昂的出现， CO_2 迅速被替代。但是，近几年，由于全球气候变化问题， CO_2 又一次引起人们的重视。

CO_2 （R744）的 ODP 等于 0，从废气中回收的 CO_2 也可以认为 GWP 为 0。 CO_2 无

毒、不燃，但大量泄漏时会对人造成窒息的危险。由于 CO_2 的临界温度 (31.1°C) 较低，作为热泵工质时，要采用跨临界循环，这种循环中的冷却器具有较高的排气温度和较大的温度滑移，这正好与热泵热媒的加热过程相匹配，此点使它在热泵循环方面具有其他工质等温冷凝过程无法比拟的优势。为提高循环效率，宜采用跨临界回热循环方式。天津大学热能研究所于 2000 年建立了我国第一台 CO_2 跨临界热泵循环实验台，对 CO_2 系统的结构参数、选材和安全性、可靠性做了较全面的研究，并在此基础上，开展了跨临界循环系统的理论分析和实验研究^[15]。

目前， CO_2 在热泵中的应用有：

- ① CO_2 热泵热水器。
- ② 汽车热泵式空调系统。
- ③ CO_2 热泵在干燥工艺中的应用。

(2) 氨 (R717)

氨是目前冷藏工业中用得最为广泛的一种制冷剂，也是一种优越的制冷剂。它具有卓越的热力学性能， ODP 等于 0， GWP 等于 0，价廉且容易检漏。但是，R717 在空调、热泵中应用时，人们的顾虑主要是：

- ① R717 的安全性问题。主要是指 R717 的毒性和可燃性。
- ② R717 具有刺激性气味。

上述的缺陷在“氟利昂时代”往往被夸大了^[16]。实际上，R717 的毒性只有氯气的 $1/50 \sim 1/10$ ；着火极限为 15.5%（容积比），比通常的烃类和天然气高 3~7 倍，而燃烧热却比它们少一半左右；氨蒸气在空气中的浓度达 5×10^{-6} 时已能闻到，这比眼睛和喉咙受到刺激的浓度低 5~10 倍，因此，一旦有微小的泄漏就会被及时发现，而这一浓度远低于氨的着火浓度。一百多年的使用历史表明，氨的安全记录是好的。用 R717 作为热泵的替代工质将会有光明的前途。

早在 1994 年春，在挪威国家污染管理局的赞助下，海德马克 (Hedmark) 地区学院利用氨为工质在地下室建造了一台以低温地下水为热源的容量为 200kW 的热泵（兼有制冷功能）。蒸发器进口水温为 6°C ，冷凝器出口水温为 48°C 。压缩机为两台开启往复式，输入功率为 56kW，制热系数为 3.6^[9]。其系统有良好的示范作用。

(3) 丙烷 (R290, 自然工质)

R290 (丙烷, 自然工质) 对环境影响小，是长期替代 R22 的理想工质，可以与目前广泛使用的矿物油互溶，对密封材料、干燥剂无特殊要求。与 R22 相比，R290 具有优良的热物性。比如，R22 和 R290 在蒸发温度为 7.2°C 、冷凝温度为 54.4°C 、过热度 11.1°C 、过冷度 8.3°C 计算条件下，R290 的冷凝压力为 $19.00 \times 10^5 \text{Pa}$ ，比 R22 低 $2.79 \times 10^5 \text{Pa}$ ；蒸发压力为 $5.90 \times 10^5 \text{Pa}$ ，比 R22 低 $0.37 \times 10^5 \text{Pa}$ ；排气温度为 77.65°C ，比 R22 低 22.72°C ；能效比 EER 为 3.34，比 R22 低 0.09。但 R290 存在易燃易爆的危险性。文献 [17] 对 R290 在家用空调器应用的可靠性设计进行研究。研究表明，只需在设计 and 生产上严格遵守相关安全标准要求，并且在说明书、生产标识等方面提示使用者注意按规范操作，那么使用 R290 为工质的家用空气源热泵是安全的。

(4) R32

R32 (分子式 CH_2F_2) 属于 HFC 类。在蒸发温度为 7.2°C 、冷凝温度为 54.4°C 、过

热度 11.1°C 、过冷度 8.3°C 计算条件下, R32 与 R410a 具有非常接近的热物性(如蒸发压力、冷凝压力、单位容积制冷量等); R32 的能效比 (EER) 比 R410a 的 EER 提高 5.35% ; R32 压缩机的排气温度比 R410a 大, 约为 R410a 的 1.63 倍; R32 压缩机的排气温度较 R410a 压缩机高出不少, 过高的排气温度会影响压缩机的可靠性。文献 [18] 研究采用吸气带液方式降低压缩机排气温度, 其效果大大提升。R32 的全球变暖潜能值 ($GWP_{R11=1}$ 值) 仅为 R410a 的 $1/3$, 而且在相同的温度条件下, R32 的运行压力与 R410a 非常接近。因此近年来 R32 正逐渐成为空气源热泵中 R410a (也包括空气/水热泵中 R134a 螺杆压缩、热泵热水器中 134a) 的热门替代工质。如 2014 年第 25 届“中国制冷展”上, 某些空调设备制造企业展出了以 R32 为制冷剂的热泵供热机组, 室外机工作温度可低至 -20°C , 供水温度达到 50°C 左右, 满足地板辐射采暖、沐浴用热水的热源需求。但应注意, 需针对 R32 的特点开发 R32 压缩机专用冷冻机油。

(5) R1234yf [19]

R1234yf 的 ODP 值为零, $GWP_{R11=1}=4$, 大气停留时间只有 11d, 环保性远好于目前使用的 R22 以及 R22 的过渡性替代品。因此逐渐成为替代 R22 的较佳工质, 主要存在单位容积制冷量和单位质量制冷量偏低的问题。在蒸发温度为 7.2°C 、冷凝温度为 54.4°C 、过热度 11.1°C 、过冷度 8.3°C 计算条件下, 与 R22 比较, R1234yf 的能效比 EER 低约 4.8% , 单位质量制冷量低约 28.4% , 单位容积制冷量低约 40.1% , 但是 R1234yf 的冷凝压力约是 R22 的 0.67 倍, 排气温度低 25.97°C 。尽管 R1234yf 在制冷量(制热量)方面存在一定的劣势, 但其较低的排气温度和冷凝压力, 使得其在高温工况下具有一定优势, 值得关注。也要注意 R1234yf 具有可燃性, 但比 R32 工质弱。

综上所述, 现有 R22 替代工质的缺陷有:

- (1) R134a, R407c, R410a 具有较高的 GWP 值;
- (2) R32 微燃, 仍有一定的 GWP 值;
- (3) 由于压力过高在适用范围上受局限;
- (4) R290 (丙烷) 可燃性等指标在很多领域的应用受到限制。

1.7 热泵在我国应用与发展的回顾

本节以大量翔实的文献资料为基础, 通过对大量文献资料的统计、分类、比较和分析, 明显地将我国热泵的应用与发展分为以下几个阶段:

- ① 早期热泵的应用与发展阶段 (1966 年以前)
- ② 热泵应用与发展的断裂期 (1966~1977)
- ③ 热泵应用与发展的全面复苏期 (1978~1988)
- ④ 热泵应用与发展的兴旺期 (1989~1999)
- ⑤ 进入 21 世纪后热泵发展面临挑战也面临发展的新局面 (2000~2017)

1.7.1 早期热泵的应用与发展阶段 (1949~1966)

相对世界热泵的发展, 我国热泵的研究工作起步约晚 20~30 年。但从中国情况来看, 众所周知, 旧中国的工业十分落后, 根本谈不上热泵技术的应用与发展。新中国成立后, 随着工业建设新高潮的到来, 热泵技术也开始引入中国。早在 20 世纪 50 年代初, 天津大