



高等学校教材

制冷与热泵

西安交通大学 张早校 冯 霄 郁永章 编

657

化学工业出版社



高等学校教材

制冷与热泵

西安交通大学 张早校 冯 霄 郁永章 编

化学工业出版社

·北 京·

(京) 新登字 039 号

图书在版编目(CIP)数据

制冷与热泵/张早校等编. —北京: 化学工业出版社, 1999. 8
ISBN 7-5025-2645-5

I. 制… II. 张… III. ①制冷系统②热泵 IV. TB657

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (1999) 第 42986 号

高等学校教材

制冷与热泵

西安交通大学 张早校 冯 霄 郁永章 编

责任编辑: 程树珍

责任校对: 马燕珠

封面设计: 蒋艳君

*

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

[http:// www.cip.com.cn](http://www.cip.com.cn)

*

新华书店北京发行所经销

北京市彩桥印刷厂印刷

北京市彩桥印刷厂装订

开本 787×1092 毫米 1/16 印张 9½ 插页 1 字数 230 千字

2000 年 1 月第 1 版 2000 年 1 月北京第 1 次印刷

印 数: 1--3000

ISBN 7-5025-2645-5/G · 676

定 价: 16.00 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

“制冷与热泵”是根据高等学校化工设备与机械专业教学指导委员会杭州会议的决定编写的，它适宜用作过程装备与控制工程专业高年级的选修课教材。

在化学工艺过程中，制冷与热泵系统应用极为普遍，它们与一般冷冻、冷藏以及空调中的热泵，虽然基本原理相同或相似，但由于化工过程的特殊性，故有许多自身的特点，例如开式制冷系统与开式热泵系统只有化工过程中出现，它们的系统组合应符合工艺过程的要求，此外在制冷温度方面常涉及 -60°C 以下的低温工况，所以许多场合应用大型复叠式制冷系统等等。

本书是基于学生已学习过化工原理等技术基础课程，掌握热力学、传热学以及流体力学知识而撰写的，但在第一章还是把气体的热物性等简要作一复习。

书中仅叙述目前已经成熟、并广泛应用的压缩式、喷射式以及吸收式制冷与热泵系统。

由于制冷与热泵混合在一起讨论，书中一些符号只能自成体系；并把注脚尽量采用大写字母，使阅读时比较清晰。

本书各章的编者为第一章郁永章，第二章张早校，第三、四章冯霄，第五章冯霄、张早校。郁永章主持了编写工作。

西安交通大学姜培正教授审阅了本书初稿。全书最后由郑州工业大学刘敏珊教授主审。在此一并表示感谢。

由于作者水平有限，书中有不妥之处，敬请读者批评指正。

编 者

1999.6

符 号 表

符号	量的名称和单位		
A	面积, m^2	ϵ	压力比
a	循环倍率	θ	热流比
B	焓, kJ	η	效率
c	比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	μ	质量流量比
COP	性能系数	ν	过冷器负荷与蒸发器负荷的比值
D	制冷剂循环量, kg/s ; 直径, m	ξ	质量浓度
d	直径, m	τ	时间, h
E	能量, 焓, kJ	下脚标	
F	送往发生器中的溶液量, kg/s	A	吸收器
f	稀溶液再循环倍率; 截面积, m^2	a	出吸收器; 环境
G	送往吸收器中的溶液量, kg/s	C	冷凝器
h	比焓, kJ/kg	c	出冷凝器
L, l	长度, m	cr	喉部, 临界
k	传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	E	蒸发器
m	质量流量, kg/s ; 单位价格, 元/J	e	出蒸发器
n	寿命, a; 过程多变指数	G	发生器
P	初投资; 功率, kW	g	出发生器
p	压力, Pa	H	热泵; 高温热源
Q	热量, 冷量, kJ	h	热源; 供热
q	单位工质热量或热流密度, J/kg	Hi	两级压缩的高压级
R	回热比; 气体常数	L	低温热源
r	汽化潜热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	Lo	两级压缩的低压级
s	比熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	m	中间 (温度、压力等)
T	温度, K	N	过冷器
t	温度, $^{\circ}\text{C}$	P	泵
u	喷射系数; 比内能, kJ/kg	R	制冷机
V	容积流量, m^3/s	RF	精馏
v	比体积, m^3/kg	s	载冷剂
w	单位功, kJ/kg ; 速度, m/s	T	溶液热交换器
W	功, J	W	冷却水
β	膨胀比	I	第一类
		II	第二类

内 容 提 要

本书系统地介绍了有关制冷与热泵的基本理论、设计计算方法及其应用。书中力图从实际出发,重点讨论了目前已经成熟并广泛应用的压缩式、喷射式以及吸收式制冷与热泵系统的基本原理、关键部件的结构、工作原理及其计算方法和选型内容,进一步将制冷与热泵技术与其在化学工业中的应用紧密结合。介绍了在化学工艺中的制冷与热泵,回收余热和废热,提高能量品位,综合利用能源和提高产品质量等等。并且介绍了近年来在制冷与热泵技术方面的一些新的发展趋势如工质替代、新型设备及部件以及综合供冷供热的节能型系统等。

本书可作为过程装备与控制工程和化学工程专业及相关专业本科及研究生的教材,也可供从事制冷与热泵技术应用和开发工作的科研人员和工程设计人员参考。

目 录

第一章 概论	1
第一节 方法与分类.....	1
第二节 气体的热力性质.....	2
第三节 经济性评价.....	3
第四节 制冷与热泵的历史与发展.....	6
第二章 压缩式制冷与热泵	9
第一节 概述.....	9
第二节 热力循环	10
第三节 工作介质——制冷剂与载冷剂	18
第四节 压缩机	24
第五节 冷凝器与蒸发器	30
第六节 节流机构	35
第七节 辅助设备	40
第八节 管道设计、系统布置及系统匹配	42
第九节 制冷系统工艺流程及设备选择	45
第三章 喷射式制冷与热泵	49
第一节 概述	49
第二节 热力循环及热平衡	50
第三节 主要设备	53
第四节 设计计算	58
第四章 吸收式制冷与热泵	65
第一节 概述	65
第二节 热力循环与热平衡	66
第三节 工质对	77
第四节 装置与主要设备	80
第五节 热力计算	87
第六节 吸收式与其他机组的联合运行	99
第五章 制冷与热泵的应用	102
第一节 制冷与热泵在化工生产中的应用.....	102
第二节 制冷与热泵在工艺过程热回收的应用.....	117
第三节 制冷与热泵在冷冻与冷藏的应用.....	122
第四节 制冷与热泵在空调与供热的应用.....	125
第五节 制冷与热泵的其他应用.....	130
附录	139
附图一 NH_3 (R717) 压焓图	

附图二	R134a 压焓图	
附图三	R22 压焓图	
附图四	氨水溶液焓-浓度图	
附图五	溴化锂水溶液焓-浓度图	
参考文献		143

第一章 概 论

用人工的方法将低温区的热量移送到高温区，若转移热量是为获得低于环境的温度或满足某种化工工艺的低温需要，此种方法称为“制冷”；若为将低温区无用的热量移送到高温区成为有用的或用途更大的热量，此种方法称为“热泵”。

由热力学第二定律可知，热量是不会自动从低温区向高温区传递的。因此，若要完成上述热量的移送，就必须加入一部分有用的能量，以帮助完成此过程。图 1-1 表示了此种系统的能量关系，即

$$Q_H = Q_R + E \quad (1-1)$$

所以，制冷和热泵原理是相同的，机械设备也往往是相同的，但由于使用目的不一样，热力参数、结构强度要求不同。

低于环境温度至 0K 是个宽广的温度区域，通常把它分成两个区段，即以甲烷的液化温度 120K 为分界。获得自环境温度至 120K 的区段温度范围称为制冷；获得 120K 以下的温度区段称为低温（也称深度制冷）。而高于环境温度的热泵供热，一般温度不超过 300℃。在化工应用中大都处于 100~200℃ 之间；日常生活中的供热温度一般为 20~60℃。

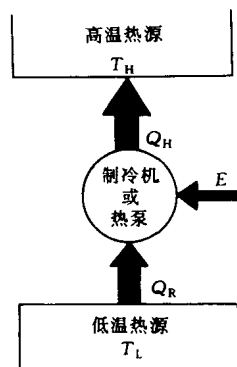


图 1-1 制冷与热泵系统的基本能量转换关系

第一节 方法与分类

用来实现自低温区向高温区传递热量的主要方法如下。

热力循环法 通过一个热力循环系统把低温热源的热量传递到高温热源。

化学法 利用可逆反应中的吸热和放热反应，吸附和脱附进行热量传递。

半导体法 利用半导体的珀尔帖效应，即当对半导体通电时 P 和 N 结点的一端温度降低，另一端温度升高，借以进行热量传递。

目前热力循环法最成熟，应用最普遍；化学法正处在开发过程中；而半导体法等其他方法，化工系统中目前暂时难以大规模应用。

在热力循环法制冷与热泵中，可分为系统中工质发生相变与工质不发生相变两类，前者热效率高，是制冷与热泵主要应用的系统；后者热效率低，主要用于低温系统中。

在化学工业中，制冷与热泵循环可分为闭式与开式。闭式循环装置自成体系，可以独立存在，且有专门的工作介质循环于其中。开式循环的制冷或热泵装置与使用该装置的系统组合成一个整体，且工作介质即为被冷却或被加热对象本身。

按照热力循环中加入有用能驱动循环的方式，制冷与热泵又可分为：压缩式，即用压缩机来驱动循环工作，并加入有用能量；吸收式，即用一吸收系统来驱动循环工作，并加入有用能量；喷射式，即用喷射泵代替压缩机的职能来驱动循环工作。

此外，按照所要求的温度又可分为：

	低 温	中 温	高 温
制冷	$< -60^{\circ}\text{C}$	$-60 \sim 0^{\circ}\text{C}$	$> 0^{\circ}\text{C}$
热泵	$< 100^{\circ}\text{C}$	$100 \sim 150^{\circ}\text{C}$	$> 150^{\circ}\text{C}$

在化工应用之外的其他场合，制冷与热泵还可以进一步分成各种类型，这里不再赘述。

第二节 气体的热力性质

在制冷与热泵中，大都是利用气体的热力参数变化进行工作的，用到的主要热力参数与方程有：气体状态方程，熵，焓，气体状态变化时的过程方程，以及状态变化的外功，相变时的潜热，气体、液体的导热系数，粘性等。

1. 气体状态与状态方程

气体的状态用三个参数来定义，即压力 p ，温度 T ，比体积 v ，三个参数间存在一定关系，即 $F(p, v, T) = 0$ ，对于理想气体则有

$$pv = RT \quad (1-2)$$

式中 R ——气体常数。

式 (1-2) 称为理想气体状态方程。制冷与热泵中，作为工作介质的气体都在临界状态的附近并可能在两相区，甚至相变成液体，故必须以实际气体来处理。用来表示实际气体的状态方程的形式很多，但就其实质来讲都是理想气体状态方程的修正，典型的形式为

$$pv = zRT \quad (1-3)$$

式中 z ——压缩性系数，由实验求得，详见参考文献 1。

或在制冷中常用 P-R (Peng-Robinson) 方程，其形式为

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b)-b(v-b)} \quad (1-4)$$

式中 $a(T)$ 、 b ——考虑实际气体分子的修正系数，详见参考文献 1。

与气体状态有关的另外三个参数是：比内能 u ，比熵 s ，比焓 h 。它们的定义是

$$\begin{aligned} du &= c_p dT \\ ds &= dq/dT \\ h &= u + pv \end{aligned} \quad (1-5)$$

式中 c_p ——质量定压比热容；

q ——单位工质热量。

任何气体的 p 、 v 、 T 、 u 、 s 、 h 都可通过计算求得，或由实验所得数据制成的图表求得。在制冷与热泵的循环分析与计算中，尤其是图 1-2 所示以压力 p 的对数为纵轴，以比焓 h 为横轴的 $\lg p-h$ 图最为常用。此外，以温度为纵轴、以熵为横轴的 $T-s$ 图，以比焓为纵轴、以比熵为横轴的 $h-s$ 图，在分析循环的热力过程时也常应用。

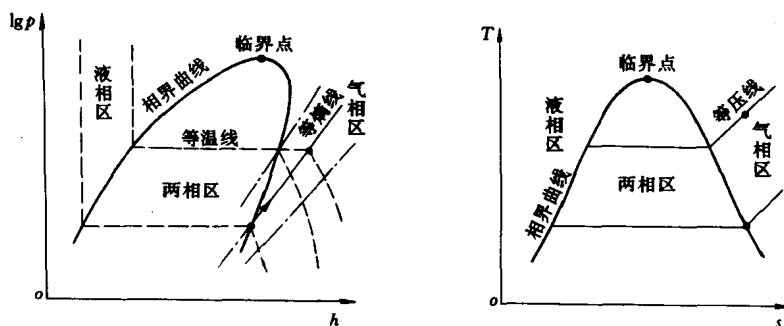


图 1-2 压-焓与温-熵示意图

2. 气体状态变化的过程与过程方程

气体状态的变化,主要表现为压力和温度的变化,而压力的变化是由比体积的变化得来的(在压缩式循环中),或者是由温度变化得来的(在吸收式循环中)。在上述变化过程中,第三个参数 v 也可能相应发生变化。过程的变化需加入热量或外功——压缩过程,也可能释放热量或对外作功——膨胀过程。

过程变化中与外界有无热交换,和压力、温度以及加入或释放的外功有很大关系。并且可把过程表示为

$$pv^n = \text{定值} \quad (1-6)$$

式中,指数 n 当为绝热过程时 $n=k$, $k=c_p/c_v$ 称为绝热过程指数;当为等温过程时, $n=1$;在绝热与等温两者之间的其他有热量交换的过程称为多变过程,并且 $1 < n < k$ 。

在不变容积中加热与冷却来提高压力或降低压力的过程,是由气体上升或下降的温度来决定。

过程中的外功,可按状态参数来计算,对于理想气体

$$w = p_1 v_1 \frac{1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1-7)$$

或

$$w = RT_1 \frac{1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1-8)$$

对于实际气体,其修正比较复杂。

当知道过程的两个状态的焓值时,可直接由两状态点的焓差求取所做之功值,即

$$w = h_2 - h_1 \quad (1-9)$$

对于一定容积中的加热过程,所加入的热量在理想情况下应为

$$q = c_v (T_2 - T_1) \quad (1-10)$$

在制冷或热泵中常遇到节流过程,由热力学可知,节流过程为等焓过程,即自压力 p_2 的高压力节流至 p_1 的低压时焓值不变。

第三节 经济性评价

任何一个有功能转换的热力系统,都有经济性评价问题,制冷与热泵也如此,对热泵尤其重要。

评价一个热力系统的经济性,总是以最小的消耗而获得最大的收益为原则,但在节省能量与节省投资方面有时两者并不一致,即节省能量的系统在经费方面并不一定节省。评价的方法有下述几种。

1. 制冷与热泵的性能系数

性能系数用符号 COP (Coefficient of Performance) 来表示。制冷时,它是所获得的制冷量与所加入的能量(电能、机械能或热能)之比,即

$$COP_R = \frac{Q_R}{W} \quad \text{或} \quad COP_R = \frac{Q_R}{Q_g} \quad (1-11)$$

对于热泵,其供热系数为

$$COP_H = \frac{Q_H}{W} \quad \text{或} \quad COP_H = \frac{Q_H}{Q_g} \quad (1-12)$$

式中 Q_R 、 Q_H ——制冷量与供热量；
 W 、 Q_g ——加入的机械能或热量。

在热泵系统中供热量等于制冷量与加入能量之和，因此

$$COP_H = \frac{Q_R + W}{W} \quad \text{或} \quad COP_H = \frac{Q_R + Q_g}{Q_g} \quad (1-13)$$

故有

$$COP_H = 1 + COP_R \quad (1-14)$$

即热泵供热系数恒大于制冷系数，并且是大于1的数值。

压缩式制冷系统中，还用到 EER (Energy Efficiency Rate) 的概念，它是所得制冷量与输入电动机电能之比，称为能效比。

2. 焓分析与焓效率

性能系数反映了能量消耗的情况，但未反映出所消耗的能量在品位上的差别。不同形式的能量在品位上是不等价的。如电能、机械能可全部转化为热能，而热能则不可能全部转化为机械能。热能的温度愈接近环境温度，其转化能力便愈低。为反映已知能量可转化的部分所占百分比，定义可转化的部分能为焓，即有用能，用 E 表示，不可转化部分的能为熵，即无用能，用 B 表示，如图 1-3 所示，因此，总热量 $Q = E + B$ ，并且对于恒温热源热量 Q ，其焓值为

$$E = Q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \quad (1-15)$$

式中 T_a ——环境温度，K。

以消耗机械能的压缩式系统与消耗热能的吸收式系统为例，其焓流图如图 1-4 所示，其中有用能部分，对制冷为

$$E_R = Q_R \left(1 - \frac{T_a}{T_L} \right) \quad (1-16)$$

式中 T_L ——低温热源温度，K。

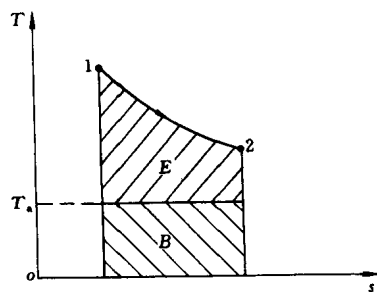


图 1-3 焓、熵与环境温度的关系

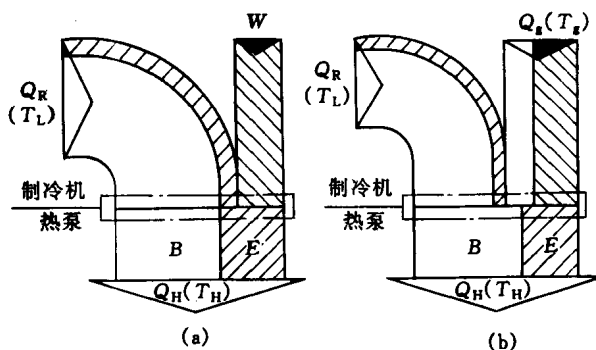


图 1-4 压缩式与吸收式系统焓流图

(a) 压缩式制冷机或热泵；(b) 吸收式制冷机或热泵

若 $T_a > T_L$ ，则 E_R 为负值；化学工业中一般 $T_L > T_a$ ，故 E_R 为正值。

对于热泵

$$E_H = Q_H \left(1 - \frac{T_a}{T_H} \right) \quad (1-17)$$

式中 T_H ——高温热源温度, K。

定义输出焓与输入焓之比为焓效率, 则压缩式热泵系统焓效率为

$$\eta_{ex} = \frac{E_H}{W + E_R} = \left(1 - \frac{T_a}{T_H}\right) \left[\frac{1}{COP_H^{-1} + \theta_c \left(1 - \frac{T_a}{T_L}\right)} \right] \quad (1-18)$$

式中 $\theta_c = Q_R/Q_H$ ——压缩式热流比。

吸收式热泵系统焓效率为

$$\eta_{ex} = \frac{E_H}{E_g + E_R} \quad (1-19)$$

因 E_g 为有效热能, 故 $E_g = W$, 则

$$\eta_{ex} = \left(1 - \frac{T_a}{T_H}\right) \left[\frac{1}{COP_H^{-1} + \theta_a \left(1 - \frac{T_a}{T_L}\right)} \right] \quad (1-20)$$

式中 $\theta_a = Q_R/Q_H$ ——吸收式热流比。

即两者的焓效率是一致的。

3. 经济性评价

经济性评价对热泵系统特别重要, 因为获得低于环境温度冷量的方法只能通过人工制冷, 而获得高于环境温度的热能, 热泵并非唯一手段。从节能的观点分析, 应用热泵总是合理的; 但是, 节能并不一定省钱, 因为热泵装置是一种相当昂贵的设备。因此, 对于热泵的应用需从能耗费用与投资回收年限两方面进行分析。

(1) 能耗费用 首先需要介绍初级能源利用率的概念, 即最原始能源, 如煤、天然气、柴油、汽油等的热值利用情况, 并用 PER (Primary Energy Rate) 来表示。例如, 对于电力驱动的热泵, 其初级能源的利用率可表示为

$$PER = \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_d \cdot \eta_m \cdot COP_H \quad (1-21)$$

式中 COP_H ——电动热泵的供热系数;

η_p 、 η_t 、 η_d 、 η_m ——分别为电厂效率、输配电效率、电动机效率、压缩机机械效率。

一般电力驱动的压缩式热泵, 若 $COP_H = 3$, 则 $PER \approx 1$; 当用汽轮机驱动时可增加 1.4~1.5 倍。

对于吸收式热泵

$$PER = \eta_B COP_H \quad (1-22)$$

式中 η_B ——锅炉或加热器效率, $\eta_B = 0.7 \sim 0.9$ 。

能耗费用以单位热量的价格来计算, 并可表示为

$$m_o = \frac{p_L}{h_i \cdot PER} \quad \text{元/J} \quad (1-23)$$

式中 p_L ——能源单位价格, 煤以每公斤计, 即元/kg, 天然气以 m^3 来计, 即元/ m^3 ;

h_i ——单位能源发热量, 即热值, 煤为 J/kg, 天然气为 J/ m^3 。

以锅炉供热与电动热泵为例, 设每吨煤价格为 200 元, 电动热泵 $COP_H = 3$, 则仅当电价不高于 0.2 元/kWh, 热泵从节省能源费用来说才是经济的, 也即煤(元/t)/电(元/kWh)价格比应大于 1000, 或者当 $COP_H > 3$ 时, 用热泵才省钱^[2]。

(2) 投资回收年限 初投资的费用往往影响到对热泵装置的应用, 因此讨论投资回收年限是很必要的。

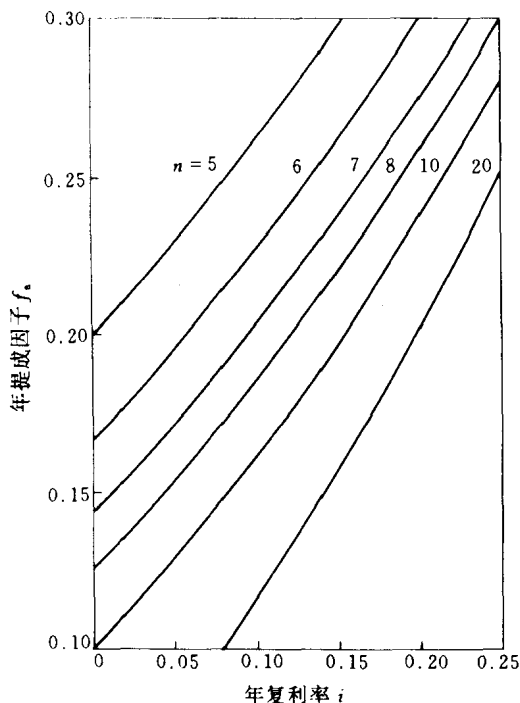


图 1-5 不同 i 与 n 时的 f_a 值

设：热泵初投资（包括设备费与安装费等） P ，资金年复利率 i ，年平均供热量 Q_H ，年运行 h 小时，热泵寿命 n 年，每年操作维修费 M ，输入能单价 m_o ；则折合每年初投资费为

$$A_F = \frac{P}{Q_H} f_a \quad (1-24)$$

式中 f_a ——年提成因子， $f_a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$ ，可

由图 1-5 查得，一般寿命 $n=10 \sim 15$ 年， $i=0.15$ ，则 $f_a=0.2$ 。

热泵单位供热价格

$$m_H = m_o + \frac{A_F}{h} + \frac{M}{Q_H h} \quad (1-25)$$

设以锅炉供热为基本方式，并把热泵与之相比较，即可求出投资回收年限，并以 PBP (Pay Back Period) 表示，则热泵的投资回收年限为

$$PBP = \frac{P}{h Q_H (m_B - m_H)} \quad (1-26)$$

式中 m_B ——锅炉供热单位热量价格。

一般投资回收年限在 3~5 年内应用热泵都是合适的。

第四节 制冷与热泵的历史与发展

1824 年卡诺循环的发明，即奠定了制冷与热泵研究的基础。但制冷与热泵作为一门工程科学，则是从 19 世纪中期才开始发展起来的。

一、制冷技术历史

追溯到人类的祖先，人们很早已懂得了冷的利用和简单的人工制冷，如用地窖作冷贮室、用泼水蒸发来降暑等。

1755 年，爱丁堡的化学教授库仑 (William Cullen) 利用乙醚蒸发使水结冰。他的学生布莱克 (Black) 从本质上解释了融化和气化现象，导出了潜热的概念，并发明了冰量热器，标志着现代制冷技术的开始。

1834 年，美国人珀金斯 (Perkins) 造出了第一台以乙醚为工质的压缩式制冷机，成为后来蒸气压缩式制冷机的雏形。1844 年，美国医生高里 (Gorrie) 用封闭循环的空气制冷机为发烧病患者建立了一座空调站，标志着空气制冷机开始应用。1875 年，林德 (Linde) 采用氨作制冷剂，从此蒸气压缩式制冷机在制冷领域中开始了它的统治地位。

1859 年，凯利 (G. Carre) 发明了氨水吸收式制冷系统，并申请了原理性专利。

1910 年左右，莱兰克 (Maurice Lehlan) 在巴黎发明了蒸气喷射式制冷系统。

从 1930 年起的一些技术创新和进步改变了人工制冷的进程，例如氟里昂制冷剂的发现；全封闭压缩机的研制成功；混合制冷剂的应用等。

二、热泵技术历史

热泵的工作原理虽然与制冷机相同，但热泵的发展却远不如制冷机顺利，因为人工制冷

唯一地依靠制冷机，而人工供热却有许多途径，并且它们往往比热泵更简单。因此在很长一段时间内，热泵的历史几乎是空白。

1852年汤姆逊（W. Thomson）教授发表的论文中指出：制冷机也可用于供热。他第一个提出了一个正式的热泵系统，那时称为“热量倍增器”。

直到20世纪20年代初期，克劳斯（Krauss）和摩尔利（Morey）在汤姆逊论文的基础上对热泵理论进行了重新论述，并进一步加以完善；虽然当时还没有像现在这样的热泵，但还是可以从已经安装的制冷设备性能分析中来研究热泵的可行性。

1930年霍尔丹（Haldane）报道了他1927年在苏格兰安装与试验的家用热泵，其工质为氨，用空气作热源，供室内采暖及水加热之用。可以认为这一装置是现代蒸气压缩式热泵的真正原型。1938~1939年在瑞士苏黎士议会大厦安装了欧洲第一个大型热泵采暖装置，压缩机用离心机，工质为R12，以河水为热源，输出热量达175kW。由此开始，压缩式热泵在欧美得到了发展。

蒸气再压缩的开式热泵技术，很可能是19世纪50年代奥地利的雷梯格尔（P. R. Von Ritiger）第一个用之于制盐生产。

作为热泵重要一类的吸收式热泵，首先是以吸收式制冷循环为基础的第一类吸收式热泵，自1859年凯利发表了有关氨水吸收式制冷机专利后，便存在了应用的可能性。1920年阿尔汤克奇（E. Altenkirch）正式提出了吸收式热泵的理论。1945年美国凯利公司研制成了溴化锂-水吸收式制冷机，并为第二类吸收式热泵的发展打下了基础。20世纪70年代的石油危机促使吸收式热泵的研究和应用得到了很大的发展，且重点是开发第二类吸收式热泵与寻求新工质对，以期能利用工业废热向生产过程提供热水与蒸汽。

与制冷机相比，热泵的发展受制于能源价格与技术条件，所以其发展历史较为曲折，有高潮有低潮，但热泵发展的前景肯定是光明的。

三、制冷与热泵的技术发展

1. 计算机技术的应用

在理论研究方面，采用数值计算和计算机模拟技术分析制冷与热泵系统及部件的稳态及瞬态特性；通过模拟对系统进行深入的分析和改进，以提高制冷机与热泵的效率，达到节省能耗的目的。

在产品的设计、制造上，广泛应用计算机作为辅助工具，即计算机辅助设计（CAD）和计算机辅助制造（CAM）。

在制冷与热泵产品的控制系统方面，机电一体化技术正在飞速发展。采用电脑控制系统已极为普遍。模糊控制等先进智能控制方法正在得到应用。

2. 新机器与设备的发展

为了满足各种用冷和用热的需要，制冷与热泵产品的种类、型式不断丰富，新品种层出不穷，设备及零部件的性能、寿命和成本效益均不断提高。

在压缩式制冷系统中，压缩机以高效、可靠、低噪、低振、低成本和结构简单为追求目标。变频压缩机的出现更带来了节能方面的好处。

在冷凝器和蒸发器上大量采用新型高效传热管，不仅使机组的重量与体积大幅度减小，使传热损失降低，而且使机组工质充注量减少，提高了起动及运行性能。

电子膨胀阀的应用，使变频系统变工况运行均能达到理想的能效比。

3. 工质的研究

在压缩式机组中,由于臭氧损耗和温室效应引起了严重的环境公害,导致了 20 世纪末全球范围禁止使用 CFCs 物质。目前,对含氟元素的氟里昂工质的替代研究已取得突破性进展,一批新的环保型工质如 R134a、R600a、R407c、R410a 等已陆续开始应用。

在吸收式机组中,新工质对的研究也备受关注。新型制冷剂与吸收剂的优选,对于提高机组性能、减少腐蚀性具有重要作用,特别是对第二类吸收式热泵工质对的研究,提高热力系数、大量利用废热具有重要意义。

总之,制冷与热泵虽已有百余年发展史,但仍是充满勃勃生机的学科和工业领域。巨大的市场增长潜力和新技术的交叉渗透为它开辟了广阔发展的道路。

第二章 压缩式制冷与热泵

第一节 概 述

压缩式制冷与热泵是技术上最成熟、应用最普遍的装置。它有闭式系统与开式系统两种，如图 2-1 所示。图中 (a) 为闭式循环系统，由压缩机、冷凝器、膨胀机构、蒸发器等四个主要部分组成，工质循环于其中。当装置运行时，压缩机吸入来自蒸发器内的蒸气，经压缩后成为高温高压气体，接着排入冷凝器释放热量而冷凝成高压的液体，然后经过节流机构膨胀，大部分成为低压液体，一小部分变成了低压蒸气，两者一并进入蒸发器，在蒸发器中液体吸取热量而又气化，接着再为压缩机所吸入，从而实现工质的一个循环。

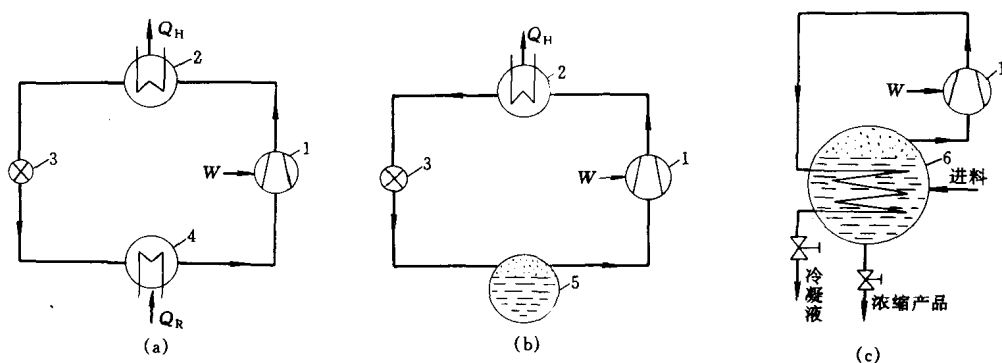


图 2-1 压缩式系统简图

(a) 闭式循环；(b) 开式制冷循环；(c) 开式热泵循环

1—压缩机；2—冷凝器；3—节流阀；4—蒸发器；5—贮液槽；6—蒸发釜

图 2-1 (b) 为开式制冷系统，自贮液槽来的蒸气，经压缩机压缩后排入冷凝器，冷凝后的液体经节流阀膨胀成为产品液体而排入槽中；或自生产处来的蒸气，经压缩、冷凝、节流后排入液体贮槽中。

图 2-1 (c) 为开式热泵系统，由蒸发釜来的蒸气，经压缩后提高温度与压力，该部分蒸气再通入系统中加热物料，而自身则被冷却变成液体，最终排出系统之外；物料中蒸发出来的蒸气再为压缩机所吸入，如是循环。

上述三种情况中，闭式系统自成体系，它通过蒸发器从工作对象吸取热量，使其降低或保持低温——制冷，或通过冷凝器向工作对象排入热量，使其提高或保持高温——热泵；系统本身是一套独立的装置，需要专门的工作介质——制冷剂。而开式制冷系统则仅有压缩机、冷凝器与节流阀，蒸发器即为工作对象本身，系统不构成独立的装置，并且工作介质即为产品本身。开式热泵系统更简单，它仅有压缩机与用作加热物料的冷凝器（加热器），所以也称为机械蒸汽再压缩系统“MRC” (Mechanical Vapor Recompression) 或简称机械蒸汽压缩系统“MVC” (Mechanical Vapor Compression)，工作介质往往是系统中不需要的部分，并以水蒸气居多，当它释放热量而冷凝后即被排至系统之外。