

高等学校试用教材

热 泵

原理与应用

西安交通大学 郁永章 主编

机械工业出版社

高等学校试用教材

热 泵

原理与应用

西安交通大学 郁永章 主编



机械工业出版社

(京) 新登字054号

热泵是一种高效节能设备, 书中主要叙述压缩式热泵的原理与设备, 吸收式热泵原理与计算, 以及热泵的经济性评价、应用的典型示例。书中对热泵工质作了较详细的介绍, 以使读者对当前工质存在的一些问题有较全面的认识。

本书主要用作制冷专业选修课教材, 但也可供压缩机与风机、工程热物理、采暖与通风、化工机械、轻工机械等相近专业学生学习, 或供有关工程技术人员参考。

热 泵

原理与应用

西安交通大学 郁永章 主编

*

责任编辑: 檀庆华 版式设计: 胡金瑛

封面设计: 郭景云 责任校对: 熊天荣

责任印制: 王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码: 100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

北京市密云县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ · 印张 $9^{3/4}$ · 插页 1 · 字数 243 千字

1993年4月北京第1版 · 1993年4月北京第1次印刷

印数 0 001—2 100 · 定价: 3.15元

*

ISBN 7-111-03424-4/TH·382 (课)

前 言

本书是根据1984年5月高等学校流体与动力机械分编委第二次（扩大）会议制订的教学大纲以及审定的编写大纲编写的。

按照教学的要求，编写中考虑了学生已有的理论基础及进一步扩大知识的愿望。书中吸收了一些已经出版的热泵书籍的长处，同时也引用了近年来一些专业会议的文献资料，所以，本书既有一定的广度又有一定的深度。

热泵的工作原理尽管与制冷机是相同的，但热泵作为一种专门的技术设备还有许多自身的特点，并且为保持本书一定的完整性，同时也便于非制冷专业人员阅读，书中除强调那些与制冷机不同之处外，对热泵的工作原理与设备，仍作了较全面的叙述。

在热泵应用方面，根据我国的特定情况，较多地介绍了大型公共建筑和区域供热问题，突出地强调了热泵在工农业生产中应用的节能意义。

书中主要叙述压缩式和吸收式热泵，压缩式热泵是目前最成熟、应用最广泛的一种型式，而吸收式则因它可直接利用热能来驱动，并且主要由静止设备组成，因此近年来发展很快。其它一些型式热泵，或因为局限性较大，或因为目前尚不成熟，故仅在概论中提及。

本书除供制冷专业学生作为选修课教材外，也可供相近专业，如工程热物理、采暖与通风、化工机械与设备、轻工机械等专业学生选修学习，或供有关工程技术人员参考。

本书由郁永章主编，撰写分工为：郁永章第一章、第二章的第一～三节，朱瑞琪第二章的第四～十一节，陆震第三章，余国和第四章（其中吸收式热应用由陆震撰写），最后由郁永章补充并整理。全书由郑贤德教授主审，他在审阅中提出了许多宝贵意见，在此表示诚挚的感谢。此外，对支持与关心本书出版的尉迟斌教授、程迺晋教授、王补宣教授等也一并表示谢意。

由于作者们水平有限，书中难免有不妥之处，敬希读者批评指正。

郁永章

1989年4月

序 言

能源问题是当代国际性的重大战略问题之一。我国30多年来一直在致力于能源开发，能源工业取得了举世公认的长足进步。然而，我国的能源开发受技术和资金的限制，仍跟不上工农业生产发展的需要，长期存在着缺电的紧张局面，束缚了我国国民经济发展的速度。我国素以“地大物博”而自豪，但忽视了人口众多的现实，如按人口折算，我国的能源资源还谈不上富裕，需要重视能源节约和综合利用。

1974年12月的中东战争触发了石油供应危机，不仅资源贫乏的日本制定了发展新能源利用的“日光计划”和开发节能技术的“月光计划”，美国、德国等其他发达国家也积极开源节流，发展了许多能源新技术。1984年9月，由德国工程师协会（VDI）发起、在瑞士苏黎世召开了首次国际有机介质朗肯循环（ORC）和热泵技术讨论会，推动量大面广的低品位工业余热和低温热等自然能源的开发利用。这几年，我国大力贯彻以煤为主、多能互补，“实行开发和节约并重，近期要把节能放在优先地位”的能源总方针，在加强能源管理和高、中温工业余热利用方面取得了进展，正在逐步向中、低温工业余热利用和太阳能、地热能的扩大利用开展研究和技术开发，其中包括探讨热泵技术在我国发展的前景。在国家有关部委和领导的支持下，于1987年6月在山西原平召开了工业余热利用讨论会和1988年3月在广州召开了热泵应用发展等的讨论会。

在新时代的上述背景下，编写出版《热泵》，比较全面地论述并介绍热泵工作原理及其应用技术，显然是有意义的，可以抛砖引玉，鼓动我国热泵技术的顺利发展。特别是郁永章教授作为主编和合作编写者都已多年从事热泵的相关工作，熟悉国内、外的现状。在该书出版之际，愿略书数语为之介绍。

王 补 宣

1988年5月于
北京清華園

常用符号表

(续)

符号	量的名称	单位符号	符号	量的名称	单位符号
B	无用能, 熵	$J, kW \cdot h$	s	比熵	$J/(kg \cdot K)$
c	比热容	$J/(kg \cdot K)$	t	摄氏温度	$^{\circ}C$
	相对余隙容积		T	热力学温度	K
E	有用能, 焓	J	w	单位功	J/kg
h	比焓	J/kg	W	功	J
M	分子量		α	吸收式热泵溶液循环倍率	
m	溶液质量组分		φ	供热系数	$W/(m \cdot K)^{-1}$
	膨胀指数		λ	导热系数	$W/(m \cdot K)$
n	溶液摩尔组分		λ_v	容积系数	
p_{cr}	临界压力	Pa	φ_c	卡诺循环供热系数	
p_d	压缩机排气压力	Pa	φ_o	理论朗肯循环供热系数	
p_k	冷凝压力	Pa	e	制冷系数	
p_0	蒸发压力	Pa	e_c	卡诺循环制冷系数	
P	功率	W	e_o	理论朗肯循环制冷系数	
q	热流比	W/m	ζ	热力系数	
q_{ma}	发生器浓溶液质量流量	kg/s	μ	质量流量比	
q_{mg}	发生器稀溶液质量流量	kg/s		粘度	$Pa \cdot s$
q_i	溶解热	J	π	压力比	
q_o	单位质量制冷量	J/kg^3	ξ	溶液质量浓度百分数	
q_v	单位体积供热量	J/m^3	x	溶液摩尔浓度百分数	
Q_a	吸收器热负荷	kW	η_{ex}	炯效率	
Q_H	供热量	kW		溶液热交换器热回收率	
Q_o	吸热量, 制冷量	kW	CHP	压缩式热泵	
Q_v	容积流量	m^3/s	AHP	吸收式热泵	
R	气体常数		SCD	压缩机比工作容积	

目 录

前言

序言

常用符号表

第一章 概论	1
第一节 热泵定义	1
第二节 热泵种类	1
第三节 热泵经济性评价	5
第四节 热泵的历史与发展	11
参考文献	14
第二章 压缩式热泵原理与设备	15
第一节 工质	15
第二节 热力循环	27
第三节 压缩机	40
第四节 原动机	52
第五节 热交换器	58
第六节 节流机构	62
第七节 换向阀	65
第八节 其它辅助设备、管道及系统布置	66
第九节 除霜和除霜控制	68

第十节 热泵系统特性分析

70

第十一节 热源

74

参考文献

82

第三章 吸收式热泵

84

第一节 吸收式热泵工质对

85

第二节 吸收式热泵理论循环

99

第三节 吸收式热泵的实际循环和计算

103

参考文献

115

第四章 热泵应用

117

第一节 采暖与供热水

117

第二节 干燥工艺

128

第三节 蒸发与蒸馏工艺

133

第四节 工艺过程热回收

139

参考文献

145

附录

146

附表 1 工质的物性参数

146

附表 2 饱和水及饱和水蒸气的热力
性质

148

附图 1 溴化锂—水焓—浓度图

第一章 概 论

第一节 热 泵 定 义

热泵是把处于低温位的热能输送至高温位的机械。

类似于人们把水自低水头压送至高水头的机械称为“水泵”，把气体自低压区压送至高压区的机械称为“气泵”（在我国习称气体压缩机），因而把这种输送热能的机械称为“热泵”。

按热力学第二定律的概念，或者按人们的常识，热量是不会自动从低温区向高温区传递的，因此，热泵要完成自己的工作就必须加入一部分有用能量，以帮助这种热量的传递。图1-1描绘了一个热泵系统的基本能量转换关系。

热泵工作的原理与制冷机实际上是相同的，它们都是从低温热源吸取热量并向高温热源排放，在此过程中消耗一定的有用能。两者的不同在于使用的目的：制冷机利用吸取热量而使对象变冷，达到制冷的目的；而热泵则利用排放热量向对象供热。因此，从原理上讲所有制冷机都可用作热泵，但实际上热泵作为一种专门机械还是有许多自身的特点的。

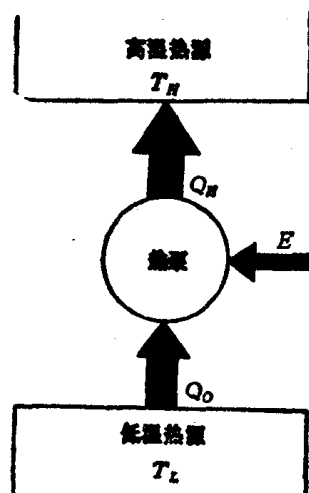


图1-1 热泵系统的基本能量转换关系

第二节 热 泵 种 类

热泵可按多种特征进行分类。如按用途可分为：1）建筑物供热与供热水。这类热泵中按低温热源（简称热源）与高温热源（简称热媒）的情况分成表1-1所示几种。2）干燥、除湿。3）浓缩、分馏。4）其他。

表1-1 建筑物用热泵种类

名称	空气—空气热泵	空气—水热泵	水—空气热泵	水—水热泵	土壤—空气热泵	土壤—水热泵
热源	空气	空气	水	水	土壤	土壤
热媒	空气	水	空气	水	空气	水

按排出热量的温度高低可分为：1）低温热泵，排热温度 $<100^{\circ}\text{C}$ 。2）高温热泵，排热温度 $\geq 100^{\circ}\text{C}$ 。

按输入有用能的方式，即按热泵循环的驱动方式，分为压缩式热泵，吸收式热泵，喷射

式热泵，以及其他诸如电热式热泵、化学热泵等。

下面就常用的热泵循环驱动方式的分类作扼要介绍。

一、压缩式热泵

压缩式热泵中具有压缩机，并用它向热泵输入有用能。压缩式热泵又有闭式系统与开式系统两种：

1. 闭式系统

如图1-2所示，它一般由压缩机、冷凝器、节流阀、蒸发器等四个主要部分组成。系统中充有特定的工作介质（简称工质）。工质大都为沸点较高，可以利用其相变传递热量的液体；个别场合也用未达相变的空气作为工质。

热泵工作时，来自蒸发器的工质蒸汽为压缩机所吸入，蒸汽经压缩提高压力与温度后排入冷凝器，在冷凝器中蒸汽向冷却介质（即热媒）释放热量并降低温度而成为液体；冷凝后的高压液体经节流阀降低压力和温度，然后导入蒸发器；在蒸发器中液体吸取热源的热量又变成蒸汽，接着再为压缩机所吸入。如此，工质在封闭系统中不断循环，热泵便连续工作。

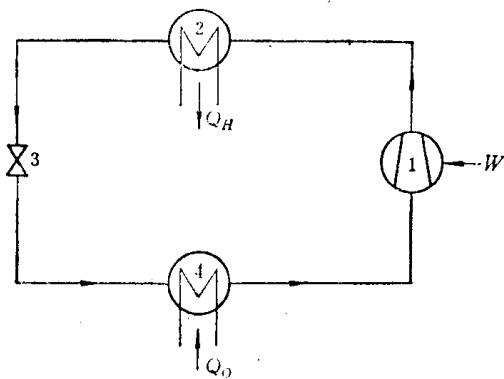


图1-2 压缩式热泵闭式系统组成部分

1—压缩机 2—冷凝器 3—节流阀 4—蒸发器

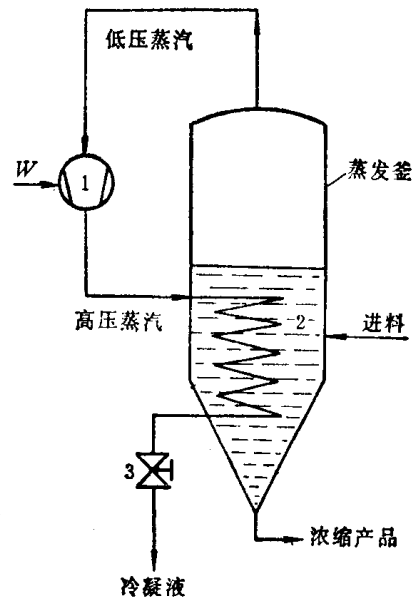


图1-3 压缩式热泵开式系统示例

1—压缩机 2—冷凝-蒸发器 3—放液阀

2. 开式系统

图1-3所示为开式热泵系统一例，其中热泵与用热装置结合为一个整体。用热泵的目的是使物料中的水分蒸发而浓缩。运行时压缩机吸入来自蒸发釜顶部的蒸汽，经压缩提高压力与温度后送入蒸发釜中的冷凝盘管。高压高温的蒸汽在盘管中排放热量加热物料并使之蒸发，而自身则最终在盘管中冷凝成液体并被排出系统之外。物料中新产生的蒸汽又为压缩机所吸入，并继续上述相同的过程。可见这样的系统中工质不循环使用，故称为“开式”。

开式热泵系统若把用热装置分开，那么这种热泵便只剩下一个蒸汽压缩机，故此种热泵也称为“机械式蒸汽压缩系统”（MVC—Mechanical Vapor Compression）或“机械式蒸汽再压缩系统”（MRC—Mechanical Vapor Recompression）。

二、吸收式热泵

吸收式热泵中具有一吸收系统，用于吸收与释放工质，借以推动循环工作，并在此过程中加入有用能量。吸收式热泵也有闭式与开式两种类型。图1-4所示为一闭式吸收式热泵简

图, 其中一个溶液回路代替了压缩机, 该溶液回路由吸收器、溶液泵、发生器及溶液节流阀等部件所组成。

吸收式热泵工作时, 蒸发器中产生的蒸汽为吸收器中的吸收剂溶液所吸收, 从而形成富含工质的溶液; 该溶液由泵压送入发生器, 由外界加热 (输入有用能) 使之沸腾, 这样工质便分离出来而成为高温高压的蒸汽; 该部分蒸汽接着进入冷凝器, 以后的过程与闭式压缩式热泵相同。

发生器中经沸腾后的吸收剂, 已成为含工质量极少的贫溶液, 它经过溶液节流阀再回到吸收器中, 以便再次吸收工质蒸汽。

因此, 上述吸收式热泵中实际上存在着两个循环, 我们把工质的循环称为第一循环, 把溶液回路称为第二循环。此外, 吸收式热泵中工质冷凝是放热过程, 工质蒸发是吸热过程; 而吸收剂吸收工质是放热过程, 溶液沸腾则为吸热过程。

如果利用工质循环的放热作用, 如图 1-5 a 所示, 称为第一类吸收式热泵, 即一般所谓的吸收式热泵, 其中冷凝温度低于输入有用热能的温度。如果主要利用吸收过程的放热作用, 如图 1-5 b 所示, 则称为第二类吸收式热泵, 其中吸收温度高于输入发生器热能的温度。

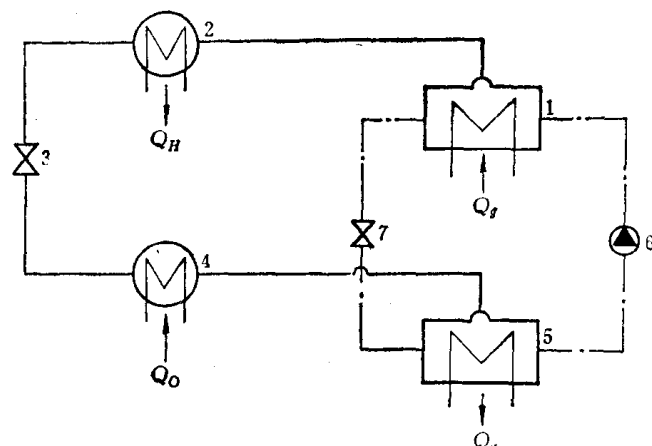


图1-4 吸收式热泵闭式系统组成部分

1—发生器 2—冷凝器 3—节流阀 4—蒸发器
5—吸收器 6—溶液泵 7—溶液回路节流阀

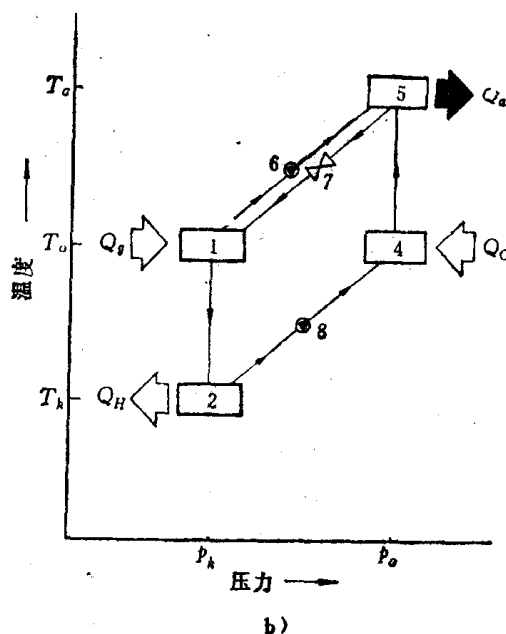
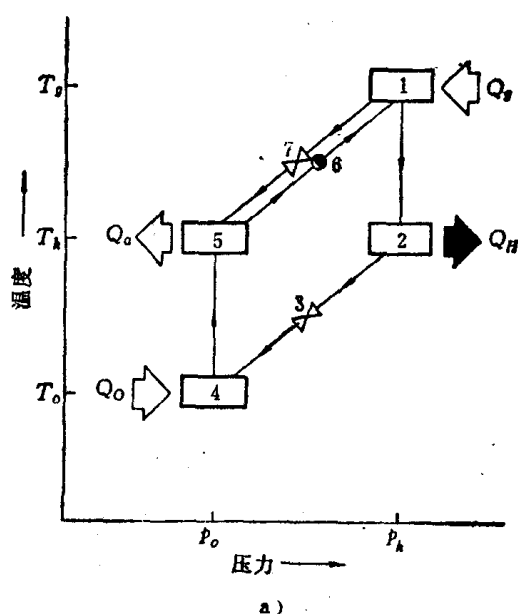


图1-5 吸收式热泵的两种供热方式

1—发生器 2—冷凝器 3—节流阀 4—蒸发器 5—吸收器 6—溶液泵
7—溶液回路节流阀 8—工质泵

开式吸收式热泵系热泵与应用热泵的工艺系统组成一个整体, 通常为第二类吸收式, 第三章中将对此作适当介绍。

三、蒸汽喷射式热泵

蒸汽喷射式热泵中，用喷射泵代替压缩机以驱动系统工作。喷射泵由喷嘴、混合室、扩压管等部分组成。此种热泵也有闭式与开式之分，图1-6所示为闭式喷射式热泵系统。此种热泵工作时，来自锅炉等蒸汽发生器的高压蒸汽，经喷嘴降低压力而获得很高的速度，高速蒸汽抽吸蒸发器中的工质蒸汽并一道进入混合室，混合后的蒸汽均以高速流动，然后进入扩压管降低速度提高压力，接着进入冷凝器，其余过程也与压缩式热泵相同。

蒸汽喷射式热泵中推动工质循环的动力是高压蒸汽，加入的有用能为热能，这一点与吸收式热泵相似。

开式蒸汽喷射式热泵与开式压缩式热泵类似，它以喷射泵来提高工艺装置中废蒸汽的压力与温度，再用之于装置中物料的加热。

四、其他型式热泵

前述三种热泵是目前普遍应用的型式，除此之外，还有一些可产生冷、热效应进行热量传递的热泵，例如：

1. 热电式热泵

它利用帕尔铁效应，即在两种不同导体联成的回路中通以直流电，则在一个结点处变冷另一结点处变热。导体必须有良好的热电性能，即既有足够高的电导率又有足够高的导热系数。半导体材料铋、锑、硒、碲可满足这些要求。

热电式热泵如图1-7所示，其基本单元是金属导电板连接P型与n型半导体元件所组成的热电偶，两端接上直流电源后回路中便有电流流过，于是一端变冷而吸收热量，另一端变热而排放热量。如果电流改变方向，吸、排热端也相应易位。

2. 化学热泵

它是利用一些化学效应能吸收或释放热量的原理，常见的如溶液的溶解与分离，吸附与解吸，可逆反应向不同方向进行时的吸热或放热作用等。吸收式热泵可以认为也是一种化学热泵。

化学热泵能将热能转换成化学能而加以利用，根据化学反应的结构和适当选择反应条件，它可以用作增热、升温、蓄热及制冷。它被认为是一种极有发展前途的热泵，尤其是利用催化反应的有机系化学热泵与金属氢化物热泵，例如：丙酮/异丙醇化学热泵，可将80℃的低温热能转变为200℃左右的高温热能；而金属氢化物常压下能在0℃以下和氢反应，镁系氢化物则在300℃以上也能和氢起反应，所以其应用温度范围极宽。

然而化学热泵毕竟还是一种新技术，目前仍有一些问题需进一步解决，然后才能完全进入实用阶段。

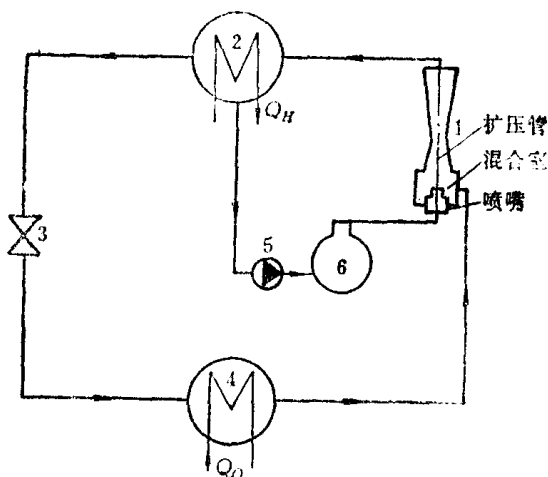


图1-6 蒸汽喷射热泵闭式系统组成部分
1—蒸汽喷射泵 2—冷凝器 3—节流阀 4—蒸发器 5—泵 6—锅炉

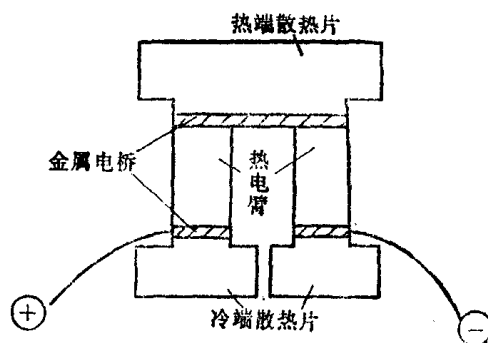


图1-7 热电式热泵基本组成部分

第三节 热泵经济性评价

热泵的经济性是一个重要的论题, 正确评价热泵的经济性才能使这一机械得到合理的应用与健康的发展。评价的方法有多种, 但总的原则是围绕“节能”与“省钱”。

一、热泵性能系数或供热系数

在图1-1中我们表示了热泵的能量转换关系。按热力学第一定律

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

显然, 希望加入有用能愈少排出热愈多愈好。为说明这种能量转换的优劣, 我们用“性能系数”COP (Coefficient of Performance) 来表示, 它定义为: “排出热量”与“输入有用能”之比, 即

$$\text{COP} = \frac{Q_H}{E} \quad (1-2)$$

在压缩式热泵中, 输入的有用能为电能或机械能, 所作之功为 W , 其性能系数特称为“供热系数”, 用符号 φ 表示, 即

$$\varphi = \frac{Q_H}{W} \quad (1-3)$$

若用 ε 表示制冷机的制冷系数, 则

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{W} \quad (1-4)$$

故由式(1-1)、(1-3)、(1-4)可得

$$\varphi = 1 + \varepsilon \quad (1-5)$$

式(1-5)表明: 1) 供热系数恒大于1, 这说明热泵可消耗较少的有用能而获得较多的热量; 2) 一台机器同时作为热泵与制冷机使用时, 供热系数比制冷系数恒大1。

对于依靠输入热量 Q_s 工作的吸收式制冷机或热泵, 其性能系数可统称为“热力系数”, 并用符号 ζ 表示, 故得

$$\zeta_H = \frac{Q_H}{Q_s} \quad \zeta_R = \frac{Q_o}{Q_s} \quad (1-6)$$

同样可得

$$\zeta_H = 1 + \zeta_R \quad (1-7)$$

图1-1所示的能量转换过程, 可以通过不同方式组成的热力循环来实现, 当然不同循环的性能系数也不同。

从热力学原理上讲, 工作在两恒温热源间的逆卡诺循环是最完善的循环。对于依靠输入功而工作并且循环中工质无相变时, 它经历四个可逆变化过程, 表示在 $T-S$ 图上如图1-8a所示, 其中1~2为等熵压缩, 2~3为等温放热, 3~4为等熵膨胀, 4~1为等温吸热。循环中排放与吸收的热量按单位质量工质计

$$q_H = T_H \Delta s \quad (1-8)$$

$$q_s = T_L \Delta s \quad (1-9)$$

输入功

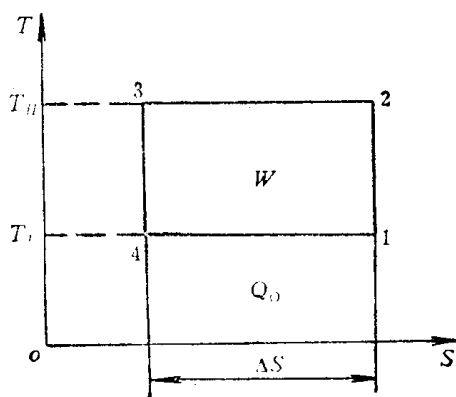
$$w = (T_H - T_L) \Delta s \quad (1-10)$$

于是逆卡诺循环的供热系数为

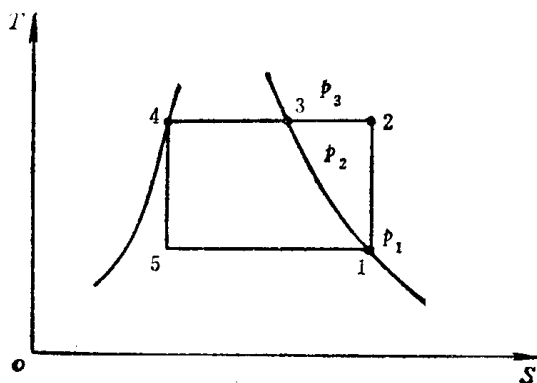
$$\varphi_c = \frac{q_H}{w} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (1-11)$$

制冷系数为

$$\varepsilon_c = \frac{q_o}{w} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (1-12)$$



a)



b)

图1-8 逆卡诺热泵循环温-熵图

a) 无相变 b) 有相变

当循环中工质有相变时，逆卡诺循环由五个过程组成，如图1-8 b所示，它们为等熵压缩1~2，等温压缩2~3，等温冷凝3~4，等熵膨胀4~5，等温蒸发5~1。虽然循环中排放的热量由 q_{2-3} 与 q_{3-4} 两部分组成，但其值仍为 $q_H = T_H \Delta s$ ，功也为 $w = (T_H - T_L) \Delta s$ ，故供热系数同式(1-11)。由此可见，不论循环中工质有无相变，逆卡诺循环的供热系数唯一地取决于两热源的温度，而与工质性质无关；供热系数的大小正比于高温热源的温度，反比于两热源的温差，图1-9表示了这种关系。

在恒温热源条件下，其他形式循环的供热系数都将小于卡诺循环的供热系数。

依靠输入热量工作在两恒温热源之间的可逆循环，假定输入热量 Q_s 也是在恒温条件 T_s 下进行的，则按热力学第二定律，工质经过一个循环的熵增应为零，即

$$\frac{q_H}{T_H} = \frac{q_o}{T_L} + \frac{q_s}{T_s} \quad (1-13)$$

因此热力系数

$$\xi_{nc} = \frac{q_H}{q_s} = \frac{T_s - T_L}{T_s} \cdot \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (1-14)$$

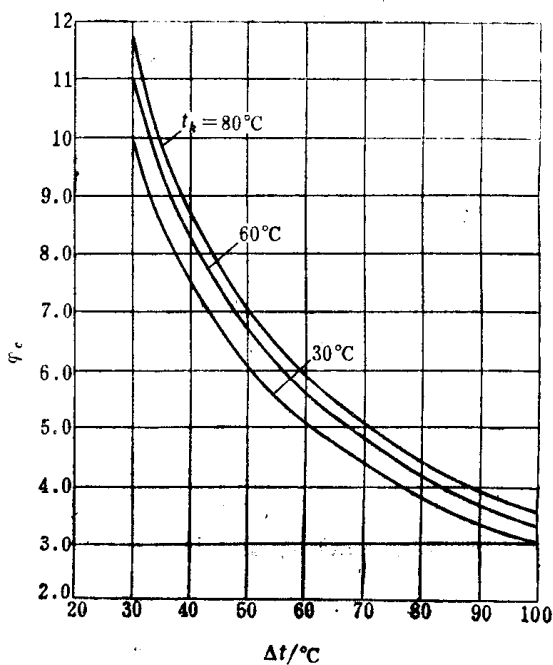


图1-9 逆卡诺循环供热系数与温升及供热温度的关系

$$\xi_{RC} = \frac{q_o}{q_g} = \frac{T_g - T_H}{T_g} \cdot \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (1-15)$$

式(1-14)表明,以输入热量工作的热泵可逆循环热力系数,等于工作在 T_g 和 T_L 间的正卡诺循环热效率与工作在 T_H 和 T_L 间的逆卡诺循环供热系数的乘积。式(1-15)表明,作为制冷机应用时,其热力系数等于工作在 T_H 和 T_g 间的正卡诺循环热效率与工作在 T_H 和 T_L 间的逆卡诺循环制冷系数的乘积。

因为正卡诺循环的热效率恒小于1,故 $\xi_{HC} < \eta_C$, $\xi_{RC} < \varepsilon_C$,即在理想的可逆循环条件下,吸收式的性能系数恒低于压缩式的,不论是热泵还是制冷机。

但是,用性能系数来评价两种输入能量形不同的热泵是不合适的,因此还需要另外的评价方法。

二、㊦分析与㊦效率

性能系数是从能的数量上反映热泵消耗了多少能量而获得了多少热量的一种有效性度量,而未反映出所消耗能在品位上的差异。数量相同、形式不同的能在品位上,即能量转化能力上是不等价的。电能、机械能可全部转化为热能,而热能不可能全部转化为电能或机械能。热能的温度愈接近环境温度,其转化能力就愈低。为了反映已知热量中可转化部分所占的比例,定义可转化部分为“㊦”,即有用能,用 E 表示,不可转化部分为“㊦”,即无用能,用 B 表示(见图1-10)。因此

$$E = Q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \quad (1-16)$$

式中 T 为热能温度, T_a 为某一参考温度如环境温度。

在一个封闭系统中,㊦与㊦的总和为定值,即 $Q = E + B$;当系统中发生可逆变化过程时㊦保持不变,当发生不可逆变化过程时㊦变为㊦。

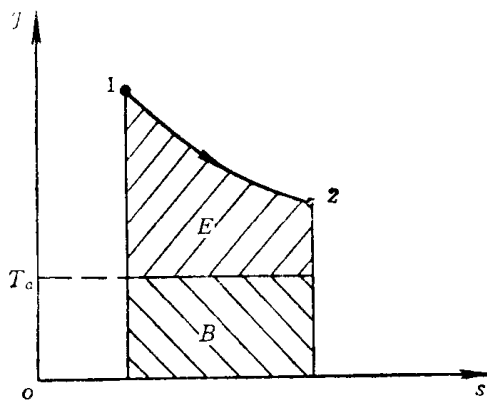


图1-10 ㊦、㊦与环境温度的关系

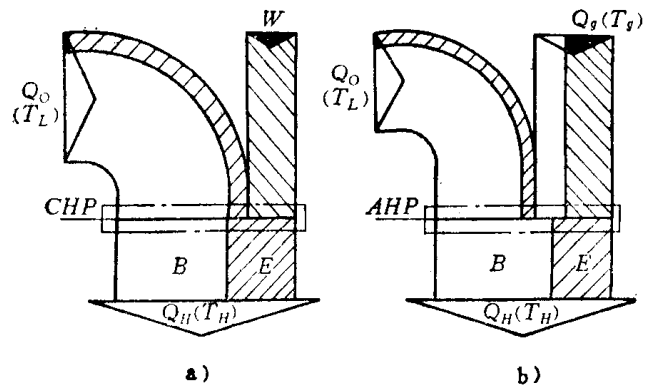


图1-11 压缩式与吸收式热泵㊦流图

a) 压缩式 b) 吸收式

1. 压缩式与吸收式热泵㊦分析

对于具有卡诺循环的压缩式热泵,其㊦流图如图1-11 a所示,其中

$$E_o = Q_o \left(1 - \frac{T_a}{T_L} \right) \quad (1-17)$$

$$E_H = Q_H \left(1 - \frac{T_a}{T_H} \right) \quad (1-18)$$

定义输出炯与输入炯之比为炯效率, 并以符号 η_{ex} 表示, 则压缩式热泵的炯效率为

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

将式(1-17)除以 Q_H , 并顾及式(1-1)的关系, 且定义热流比 $q = Q_o/Q_H$, 则可化得

$$\eta_{ex} = \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) \left(\frac{1}{1 - q \frac{T_o}{T_L}} \right) \quad (1-20)$$

卡诺循环中, $E_H = W + E_o$, 热流比 $q = \frac{T_L}{T_H}$, 故 $\eta_{ex} = 1$ 。

对于输入热量工作的吸收式循环, 炯流图见图1-11b, 其中 $E_s = Q_s \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right)$, 则

$$\eta_{ex} = \frac{E_H}{E_s + E_o} = \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) \left[\frac{\xi_H}{\left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) + q \left(1 - \frac{T_o}{T_L}\right)} \right] \quad (1-21)$$

其中 $q = \frac{Q_o}{Q_s}$ 。

当为可逆循环时, 同样可推得 $\eta_{ex} = 1$ 。

由此可见, 不论输入能量的种类如何、循环类型如何, 只要是热力学上完善的可逆循环, 其能量转换中的炯损失为零, 炯效率均可达到最大值, 即 $\eta_{ex} = 1$ 。因此, 炯效率可以对各种循环的热力完善度作出公正的评价。然而, 供热系数与热力系数则不一样。

例如: $T_L = 273K$, $T_H = 333K$, $T_s = 433K$, 当 $\eta_{ex} = 1$ 时, $\varphi_c = 5.55$, $\xi_{Hc} = 1.74$ 。

又若热泵以空气为低温热源, 因此 $T_L = T_o$, 并令两种热泵炯效率相等, 则由式(1-20)和式(1-21)可得

$$\xi_H = \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \varphi \quad (1-22)$$

因为 $\left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) < 1$, 故 $\xi_H < \varphi$ 。这说明在炯效率相等的条件下吸收式热泵的热力系数恒小于压缩式热泵的供热系数。

假如某压缩式热泵 $\varphi = 4.0$, 某吸收式热泵 $\xi_H = 1.5$, 可以计算得两者的炯效率分别为0.72和0.86, 此时, 应该说吸收式热泵的节能效果比压缩式更好。所以, 炯效率可以用来统一评价各种型式热泵循环节能方面的经济性。

2. 各种供热系统的炯效率比较

图1-12所示为火电站电供热系统的炯流图, 设房间供热需炯量 E_o 为定值, 当初级能为燃料时, 以燃料炯 E_f 为有效输入量, 因此其炯效率为 $\eta_{ex} = E_o/E_f$ 。

表1-2所列为一些供热方法的炯效率, 所提供数据表明, 热泵供热比火炉取暖在节能方面要有效得多。

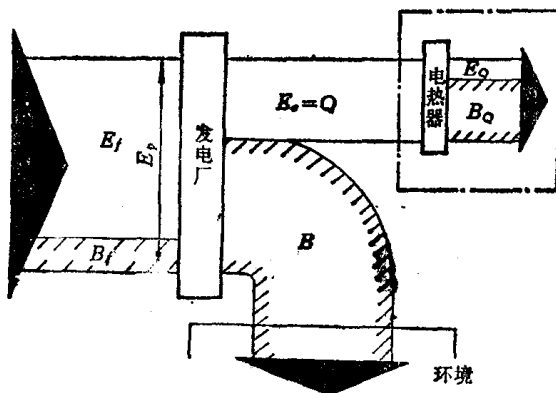


图1-12 燃料—电站—电供热炯流图

表1-2 不同供热方法的效率

(%)

供热方法	火炉燃料供热	电热器供热		供热站或发电站蒸汽供热	电动压缩式热泵	
		火	电		火	电
η_{ex}	3.8	2.4	5.3	7.7	7.1	15.6

三、热泵经济价值评价

以上从节约能耗的观点分析了热泵的经济性,但是能否应用热泵最终取决于是否省钱;因为节能与省钱并非同一回事。为此,下面再从能耗费用与投资回收年限两方面进行分析。

1. 能耗费用

为便于分析,我们将供热系数转化为初级能源利用率,并用符号PER (Primary Energy Rate) 来表示。

对于电力驱动的热泵,该电厂效率 η_p ,输配电效率 η_l ,电动机效率 η_m ,压缩机机械效率 η_c ,则

$$PER = \eta_p \eta_l \eta_m \eta_c \quad (1-23)$$

实践表明,一般电动热泵 $PER \approx 1$ 。

对于热力发动机驱动的热泵,因可以回收部分排气与冷却水的废热,其初级能源利用率可较普通电动热泵高约50%,即可达 $PER = 1.4 \sim 1.5$ 。

对于吸收式热泵 $PER = \eta_c \zeta$,一般 $\eta_c = 0.8 \sim 0.9$ 。

按初级能源利用率的概念,对几种供热设备的能耗费用进行了分析^[6],其结果见表1-3。由表可知,在表中所定价格与PER的条件下,燃煤锅炉供热能耗费用颇为低廉,这是因为我国煤价特别低廉的关系,但最低的是燃气发动机驱动的热泵。

表1-3 各种供热设备的能耗费用

供热设备	PER	能源价格	能耗费用, 元/MJ
电 热 器	0.30	0.16元/(kW·h)	0.444
燃煤锅炉	0.70	80.00元/t	0.055
燃气锅炉	0.75	0.10元/m ³	0.091
电动热泵	0.90	0.16元/(kW·h)	0.148
燃气机热泵	1.45	0.10元/m ³	0.048
柴油机热泵	1.45	0.45元/kg	0.074

世界各国的能源价格不同,即使在我国能源价格也是不断变化的。为便于作一般分析,图1-13中列出了各种能源不同价格及各种供热设备的能耗费用。图中示例,若煤价100元/t,电动热泵 $\varphi = 3$,那么只有电价低于0.1元/(kW·h)时,才能与锅炉相匹敌,也即要求煤(元/t)/电(元/(kW·h))价格比应大于1000;但是在我国目前该价格比仅约为500,而美国则高达4000,原苏联为2000;所以他们这些国家应用热泵在节省能耗费用方面便较显著。

2. 投资回收年限

在各种供热设备中,热泵价格是比较昂贵的,尤其是发动机驱动的热泵,初投资的费用相对很高,因此还必须讨论投资回收年限问题。

设:热泵初投资(包括设备与安装) P ,资本年复利率 i ,年平均供热量 Q_H ,年运行 h

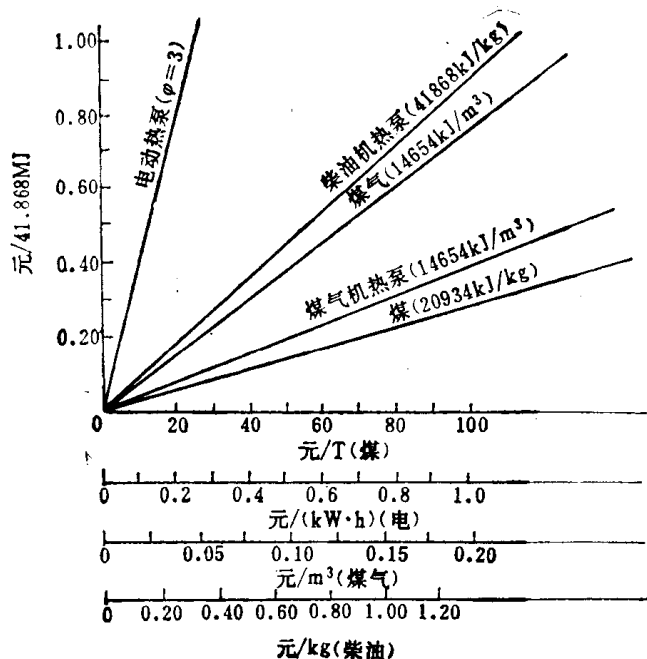


图1-13 各种能源不同价格时各
供热设备的能耗费用

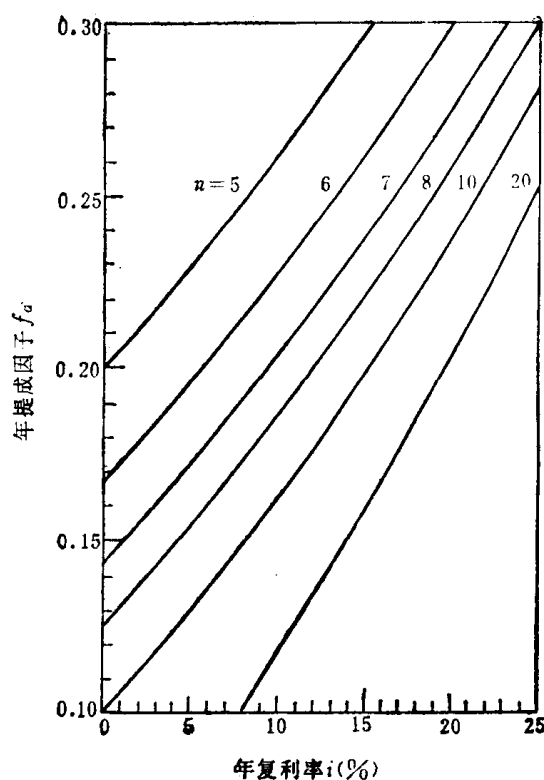


图1-14 不同 i 与 n 时之 f_a 值

小时, 热泵寿命 n 年, 每年操作维修费 M , 输入有用能单位价格 C_E , 折合每年初投资支出费, 单位为元/kW时, 其值为

$$A_F = C_F f_a \quad (1-24)$$

式中 $C_F = \frac{P}{Q_H}$ ——单位初投资, 单位为元/kW;

f_a ——年提成因子, $f_a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$, 图1-14所示为不同 i 、 n 时之 f_a 值, 一

般寿命 $n = (10 \sim 15)$ 年, 年利率约为 $i \approx 15\%$, 故 $f_a \approx 0.2$ 。

热泵单位供热量价格 C_H , 单位为元/(kW·h)

$$C_H = \frac{C_E}{\varphi} + \frac{A_F + m}{h} \quad (1-25)$$

式中 $m = \frac{M}{Q_H}$ ——单位供热量操作维修费。

若火炉取暖或锅炉蒸汽供热等基本供热方式单位供热价格 C_B , 则可得回收年限 PBP (Payback Period) 为

$$PBP = \frac{C_F}{h(C_B - C_H)} = \frac{\varphi C_F}{h(\varphi C_B - \varphi C_E) - \varphi(A_F + m)} \quad (1-26)$$

一般回收年限应在3~5年之内。