

# 热泵的设计和应用

— 工厂经理、工程师、建筑师  
和设计师的实用手册

[英] D. A. 雷伊 D. B. A 麦克米查尔 著

国防工业出版社

## 内 容 简 介

本书是热泵基本理论、设计和实际应用方面的专著。书中简要地回顾了热泵的发展历史，概述了热泵的理论循环，及热泵设计时应当考虑的问题，详细地介绍了热泵在家庭、商业和市政建筑以及工艺过程等方面的实际应用，并指出热泵的一些研制趋向。

本书的重点放在热泵的实际应用上。书中介绍的各种应用场合都结合实例，对热泵主要部件的选型及具体布置、节能效果、经济效益等作了详细的介绍和分析，还收集了大量的实际数据。

本书可供建筑、化工、机械等方面科研、设计和生产部门的工程技术人员和企业管理人员参考，也可供大专院校有关专业师生参考。

### HEAT PUMPS

Design and Application A practical Handbook for Plant Managers,  
Engineers, Architects and Designers

D A REAY

D B A MACMICHAEL

PERGAMON PRESS 1979

\*

### 热泵的设计和应用

——工厂经理、工程师、建筑师和设计师的实用手册

〔英〕 D. A. 雷伊 D B A. 麦克米查尔 著

陈特奎 译

陈树星 校

\*

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

\*

787×1092<sup>1</sup>/<sub>16</sub> 印张11 247千字

1985年12月第一版 1985年12月第一次印刷 印数：0,001—3,500册

统一书号：15034 2950 定价：2.30元

## 译者的话

《热泵的设计和应用》是专门讨论热泵的基本理论、设计和实际应用的一本比较全面而实用的书。该书收集了大量有关材料，说明日常生活、大小建筑、工业生产等方面利用热泵实现节能的可能性及其具体措施，着重介绍这些领域中关于热泵系统设计、设备选型、经济效益分析等问题，对热泵技术的新发展也作了介绍。因此对我国开展节能研究、推广热泵技术来说，是很有参考价值的一本书。

原文书的印刷错漏较多，翻译时只对一些明显的错漏作了补正。对于有些不太严格的提法，比如“压缩热”、“××千瓦热量”等，基本上未作改动。特此说明。

翻译工作是在业余时间里仓促完成的。承蒙陈树星同志悉心审阅、订正，并得到陈炳新同志不少帮助，于此一并致谢。由于时间匆促，且限于水平，错漏难免，敬请读者批评指正。

## 前 言

在家庭、在办公室、在工厂都应该节能，这已经成为我们日常生活的特色了。节能是一个活跃的领域，它使人们互相接近，国际能源局和欧洲经济共同体资助联合能源计划就说明了这一点。

能够对节能作出重大贡献的一种装置就是热泵。通过把低等（或低温）热量的温度升高，我们就有了“新”的热源，比如环境大气，比如各种有废热的地方。由于它们的温度低，历来就认为不适宜作废热回收。因此热泵就大大地增加了，低级能利用的可能性，尽管为此需要耗费一些高等能。

本书比较详细地介绍了热泵设计和应用的现状，我们希望它会引起熟知这种技术某些方面的内行的兴趣，也会引起与这一技术有关的人们的注意——例如能从他们的工艺过程低等热量的回收中获益的厂长们，正在设计低耗能建房方案的建筑师们，或者正在规划一个新的游泳池和娱乐设施的地方当局。

D. B. A. 麦克米查尔

D. A. 雷伊

## 导 言

从热力学观点来看,热泵——一般认为凯尔文(Kelvin)勋爵发明了其中的一种——与制冷机是完全相同的。在工业化国家里,大多数家庭、食品商店和大的商业大楼都有制冷机或空调装置。对用户来说,热泵和制冷机的主要不同点在于它们所起的作用不同。制冷机提供所需要的供冷作用,而热泵则供热。

由后面的介绍将会清楚,关于热泵的书有好些,有些书还是几十年以前出版的。在关于热力学、空调甚至工艺过程的文献中热泵的参考文献比比皆是,全世界已安装的热泵数目也达七位数之多。但是对热泵的工作却还有一定的神秘性,本书的一个目的就是克服了了解和应用热泵的这种障碍。

现有的热泵有各种不同的形状、大小和型式,但以按蒸汽压缩循环工作的为最常见。其它型式包括吸收循环装置(工作原理与埃累托劳拉克斯(Electrolux)型制冷机相似)和热电装置。热泵有大有小,从小的几瓦,到大的几兆瓦。压缩机的驱动装置也是多种多样的,有电动机,有各种型号的内燃机和外燃机。压缩机本身也可以是形形色色结构中的一种。

关于热泵,有争论的一个问题就是其可靠性。美国和欧洲五十年代末期、六十年代初期的经验,包括在零部件的损坏和昂贵的成本等方面,使人们对热泵失去了信心。现在情况不同了,许多民用系统推销的关键在于可靠性和售出后的技术服务。鉴于可靠性是这么重要,本书用一整章的篇幅专门讨论设计中所存在的问题。

从1973年的“能源危机”以来热泵的研究工作方兴未艾。这增加了把热泵系统付诸实用的必要性,这种必要性又促进了热泵的研制工作。应用及节能是热泵研制的目的所在。在家庭、商业大楼、市政建筑和工业上,热泵有着各种不同的用途。热泵的研制工作正开始受到许多国家的政府和国际机构的鼓励。

本书的第一章简单地介绍热泵研制和应用方面的一些历史转折点。随后详细地介绍各种热泵循环及有关理论,主要集中于常见的蒸汽压缩循环。第三章较详细地分析热泵系统的部件——驱动装置,压缩机,热交换器等,包括选型时应予考虑的一些更实际的因素在内。第四章的标题为“设计的具体问题”,强调设计中一些次要因素的重要性。这些因素对热泵的可靠性,即对热泵是否能广泛地为人们所接受有着重大的影响。

本书的大部分篇幅用于考虑热泵的应用问题。所介绍的第一种主要应用领域是在家庭中应用热泵作室内采暖,回收家用设备的热量和供给热水。对各种可利用的热源作了详细的介绍。这一章和随后各章重点介绍目前能购买到的系统,但对目前重要的研制计划也有论述。第六和第七章分别讨论热泵在商业大楼和工业上的应用,其叙述方法与第五章相似。但这两章都首先分析制冷装置的热量利用和热量回收原理,从而显示出热泵和制冷装置之间的必然关系。

本书包括有若干个附录。作者希望这些附录对不同的读者都有所裨益。设计师会关心热泵工作流体的资料,未来的用户则会留心所列出的全世界制造厂商的名单。附录中有一个范围广泛的文献目录,它包括那些有历史价值的资料在内。最后一个附录是常用的英制和国际单位制的单位换算系数,以及燃料的热值和能量当量值资料。

# 目 录

第一章	热泵的历史 .....	1
第二章	热泵理论 .....	6
第三章	热泵的实际设计 .....	22
第四章	设计的具体问题 .....	48
第五章	热泵的应用——家用 .....	62
第六章	商业和市政建筑的热泵 .....	96
第七章	热泵在工业上的应用 .....	114
附录 1	制冷剂的性质 .....	135
附录 2	文献目录 .....	157
附录 3	制造厂商 .....	162
附录 4	换算系数 .....	166
符号表	.....	167

# 第一章 热泵的历史

长期以来，热泵总是带有热力学的神秘色彩，它引起了教授们和研究人员的兴趣，但似乎很少为“真实的世界”所理解。为了引起人们对已经开始发展的那些领域的注意，这一章将回顾凯尔文勋爵的所谓“热量倍增器”。

## 1.1 十九世纪

正如第二章将要介绍的，热泵的基本原理可追溯到十九世纪初期卡诺的研究工作，他关于卡诺循环的论文于1924年发表。正是威廉·汤姆逊(William Thomson)(后来成为凯尔文勋爵)首先提出了实用的热泵系统，那时称为“热量倍增器”，指出制冷机也可以高效率地用于采暖。在提出研制这样一种系统的论据的时候，汤姆逊预见到这样的事实，即常规燃料的储备量不允许人们老是在炉子中直接燃用燃料来采暖，而他的“热量倍增器”要比普通炉子少用燃料<sup>[1.1]</sup>。图 1.1 所示汤姆逊提出的热泵用空气作为工作流体。环境空气被吸入气缸，然后在气缸中膨胀，因而降低了温度和压力。跟着空气就通过安装在外面的空气-空气热交换器，在那里已降温的空气能从周围的空气中吸收热量。在送入建筑物供暖以前，空气被压缩回原来的大气压力以使其温度高于环境温度。通常认为，在瑞士成功地建造了一台这样的机器<sup>[1.2]</sup>。汤姆逊声称，只用直接采暖法 3% 的能量，他的热泵就能产生出同样的热量来。

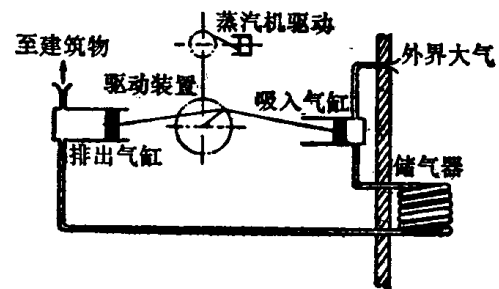


图1.1 汤姆逊的“热量倍增器”的布置图

## 1.2 二十世纪

关于制冷装置的历史，特别是十九世纪后期的历史，可谈的东西很多。如果集中研究热泵问题，则应该迅速转向二十世纪二十至三十年代，那时候人们发现了安装在英国的第一台热泵<sup>[1.3]</sup>。1930年霍尔丹(Haldane)报导了他1927年在苏格兰安装和试验的家用热泵。采用外界空气作为热源，这一装置供给采暖和水加热用的热量。

继这一工作之后，美国方面的兴趣使一些设计研究工作开展起来了，其中有些还作了试验<sup>[1.4]</sup>。舒适采暖用的定制系统设计出来了，但由于这些计划的经费都是私人资助的，能达到试验阶段的就很少了。

欧洲的第一个大的热泵装置于1938~1939年在苏黎世交付使用。该装置采用旋转式压缩机，用河水作为热源，用R12作为工作流体<sup>[1.5]</sup>。供市政厅采暖用的苏黎世热泵的输出热量为175千瓦，采暖用的水温为60°C。回路中设有蓄热系统，形式是一台热风机，在高峰期可以用电加热。还把该系统设计成夏天能用来降温。这一装置，以及早期安装

在瑞士的热泵都列在表1.1中<sup>[1.6]</sup>。早期瑞士研制热泵的动力来自把该国 太高的煤耗降下来的努力。其中有些装置迄今已成功地运行了三十多年。

表1.1 早期瑞士的热泵装置

建造年分	热 源	地 点	输出功率 (千瓦)	供热温度 (°C)	用 途
1938	河水	苏黎世	175	70	采暖
1939	空气	苏黎世	58	30~40	空调
1941	河水和废水	苏黎世	1500	23~45	游泳池加热
1941	潮水	斯凯邦 (Skeckborn)	1950	70	人造丝厂工艺过程加热
1941	空气	兰德跨特 (Landquart)	122	—	纸厂毛毡烘干
1942	河水	苏黎世	7000	70	采暖
1943	河水	苏黎世	1750	50	采暖
1943	—	雄南沃特 (Schonenwerd)	250	50	鞋厂空调
1944	发酵窖	拉根塔尔 (Largenthal)	140	45	酿酒厂的采暖和降温
1945	湖水	罗加诺 (Lugano)	—	—	采暖

**1.2.1 英国早期的热泵** 英国的第一个热泵安装在诺里季(Norwich)<sup>[1.7]</sup>，它成功地证实一幢大的建筑物能用这种技术采暖。这一系统的原方案图表示在图1.2中。该装置安装在诺里季公司电业局的办公室里。建筑物有14200立方米的容积。热源为河水，热汇是温度为39°C的循环热水。用二氧化硫作为制冷剂，性能系数(将在第二章中定义)约为3。利用一台标明1926年的旧压缩机，并用直流电动机通过皮带驱动。按环境情况和室内条件，所需的输入功率为40至80千瓦。

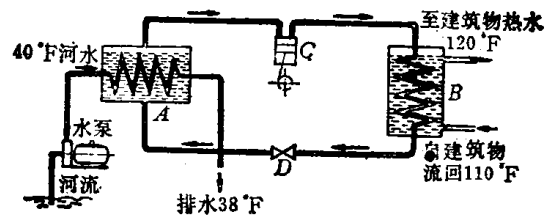


图1.2 安装在诺里季电业局的萨姆纳 (Sumner) 热泵的布置图

热泵的历史性论文最常引证的英国第二台热泵装置安装在伦敦泰晤士河岸的皇家庆典礼堂里<sup>[1.8]</sup>。这也是个试验装置，是为礼堂冬天采暖、夏天降温设计的。设计的采暖负载约为2.7兆瓦(该装置证实了过高地估计实际采暖的负载峰值)。热泵蒸发器的热源为泰晤士河水，冷凝器水的出口温度为71°C。用于降温时，所产生的凉水温度为4°C。所用的发动机是改成烧煤气的罗尔斯-罗伊斯(Rolls-Royce)公司已失调的Merlin发动机，额定功率为522千瓦。这一装置的热泵本身是优良无比的。把增压器改作离心式压缩机，冷凝器释出的热量还得到废气锅炉的补充。用氟利昂(制冷剂R12)作为工作流体，压缩机的性能系数为5.1，装置的实际初级能量比(Primary Energy Ratio)(见第二章)达到1.5。

这一系统并不经济，部分地由于维修保养费用，更主要地是设计余量太大。装置的总投资为103200英镑(按1953年的价格)，但按设计人员估计，大小合适的装置只需52500英镑。这一装置以及英国其它热泵的详情都归纳在表1.2中。

在英国最初成功工作的家用热泵中，有一套安装在萨姆纳家里<sup>[1.10]</sup>，他就是上述诺里季电业大楼热泵的设计者。萨姆纳的热泵<sup>[1.10]</sup>作为隔热良好的整幢平房采暖之用。起初几年，热从室外的空气中吸取。后来就用离地面约1米左右的一根螺管从地下吸热，



再通过水泥地板里的铜管向室内放热。所达到的性能系数为2.8。现在这个装置仍在工作。在五十年代，按商品要求生产了一些小型热泵供家庭用（参见第五章——卢卡斯(Lucas)装置)。其中资料最为充足的是法伦蒂(Ferranti)的“冷冻-加热器”<sup>[1.11]</sup>。它通过吸收食品室中少量的热，进行强化作为加热水之用。这个系统把降温和采暖这二个有用的功能结合在一起。采用容积为136升的储水箱作为热汇，冬天输出0.7千瓦的热量，

表1.2 英国早期使用的一些热泵的特性

地 点	年分	热 源	热 汇	输入功率*	输出功率	投资成本	运行成本	平均性能系数
诺里季办公室	1945	水	水	40~80千瓦	120~240千瓦	—	10.2 $\frac{\text{便士}}{\text{千瓦时}}$	3
皇家庆典礼堂	1949	水	水	522千瓦 (煤气)	2700千瓦	103200磅 (1953)	42 $\frac{\text{便士}}{\text{舍姆}}$ ①	1.5
诺里季家庭	1950	水泥地板	水	1.3千瓦	3.74千瓦	—	与普通固体燃料系统同	2.8
英国电气及有关工业研究会 (BEAIRA)	1951	水	水	3 千瓦	7~15千瓦	—	—	2.2-5
英国电气工业研究会 (ERA)	1952	土壤	水	7.5千瓦	25千瓦	2252磅 (1952)	89磅/年 (1955)	3
不同地点 (法伦蒂的“冷冻-加热器”)	1954	空气	水	0.4千瓦	0.7~1.3千瓦	141磅 (1954)	—	3
太阳能房子 (丹科·米勒)	1956	空气	空气	—	6~12千瓦	325磅 (1956)	29磅/年 (1956)	—
不同地点(布伦特津电气)	1957	空气	水	9 千瓦 时/日	—	—	40便士/周 (1957)	—
努菲尔德学院	1961	污水	水	31 千瓦 (柴油机)	150千瓦	9310磅 (1962)	896磅/年 (1962)	3.98

\* 除特别指明外均指电力。

① 舍姆为热量单位，等于 $10^5$ 英热单位，或 29.34千瓦时。——译者

温暖季节则为1.3千瓦。压缩机的输入功率为400瓦，食品室的平均降温为 $11^{\circ}\text{C}$ 。有趣的是，该装置的售价为141英镑，但被列为奢侈品，在那时要收取60%的销售税，这使购买者犹豫不决。不过，已售出的装置运行得不错。

安装在牛津努菲尔德(Nuffield)学院的热泵<sup>[1.12]</sup>（虽已不运行但仍保存）早在1954年就提出来了。图1.3表示该系统的布置情况，它利用污水中的低级热作为热源。污水的温度在 $16\sim 24^{\circ}\text{C}$ 之间。压缩机由31千瓦的柴油机驱动，总的性能系数约为4。

对这一热泵、传统的烧油锅炉热泵和电热泵的运行成本进行过比较。柴油装置的实际运行成本是9.86便士/舍姆，锅炉装置为13.2便士/舍姆。预计电热泵的运行成本为15.9便士/舍姆（均按1963年的价格，用旧英镑）。那时燃油的价格为13.75便士/加仑，电力为1.375便士/千瓦时。装置的总投资为9310英镑，按所产生的热量折算为73英镑/千瓦。

如图1.3所示，利用发动机排气废热提高水温，水则用来回收发动机冷却水套热量。所得到的热量通过温度为 $49^{\circ}\text{C}$ 的热水回路分配到整个学院，提供了总计450千瓦设计供热负载中的150千瓦。

**1.2.2 在美国的发展** 上面已经提到过美国早期的计划。直到四十年代末期人们才逐渐认识到，如果能生产出整体式系统，那么热泵的研制和销售就大有前途。这些装

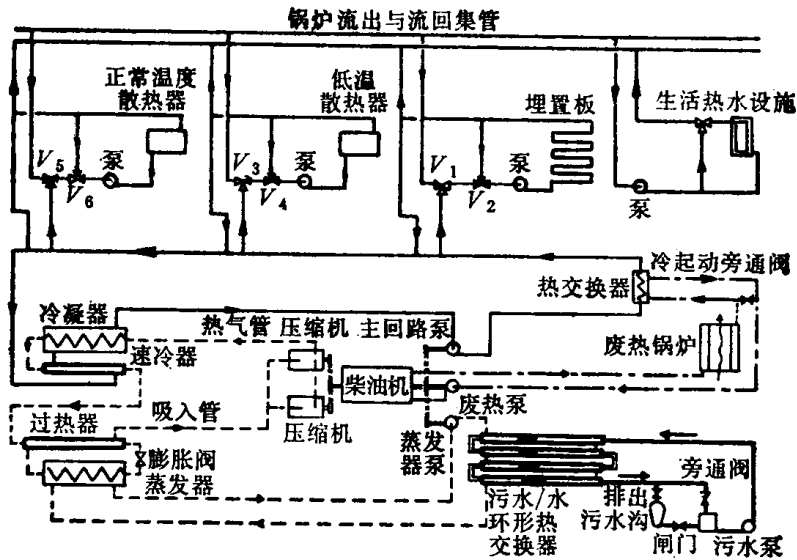


图1.3 牛津努菲尔德学院热泵装置简图

置由工厂加工和装配，和传统的家用锅炉一样，能由工程师廉价方便地安装到家庭或小幢商业用房中。按这些方针研制的热泵于1952年大批投入市场<sup>(1,4)</sup>。

在批量生产的第一年，工厂大约有一千台存货。1954年这一数字增加了一倍，到1957年则增加了十倍。1963年共生产了76000台，其中大部分安装在美国南部地区。那里夏天需要降温，冬天需要采暖，热泵就能与以锅炉为主的传统采暖系统进行有效的竞争。

但是，在较冷的美国北部使用这些系统就碰到了问题。在严冬酷寒条件下，系统的寿命尤感不足。结果整体式热泵逐渐得到不可靠的名声。这导致六十年代初期热泵工业的衰退。正如图1.4所示，直到1971年，销售量才重新回升。受阻滞的时期促进了新的、更可靠的设计，更重要的是制造厂商作出了巨大的努力，以保证安装人员和维护工程师完全通晓他们的产品。开展了几项关于可靠性的研究（见第四章）。1974年空调和制冷研究所开始了一项热泵检定计划，按照供热和供冷功能对产品进行分类。该计划仍在实施之中。

尽管六十年代美国电费降价使人们从热泵转向直接用电采暖（此外还因为热泵不可靠而降低了需求量），但1973年的“能源危机”促使人们对热泵产生了更强烈的兴趣。到1976年底销售量达到每年300000台的高峰。美国目前装置的总数已超过二百万。

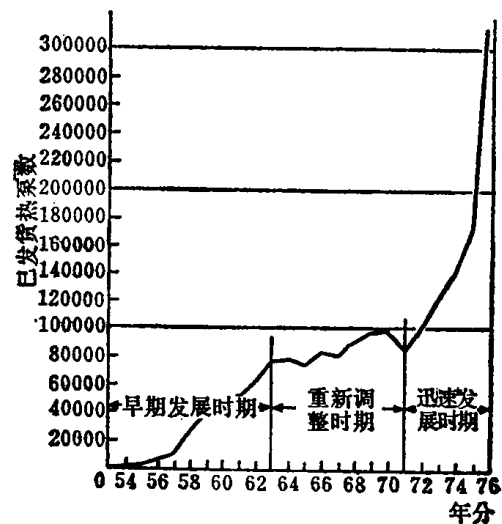


图1.4 1954年~1978年间美国整体式热泵的生产情况

### 1.3 现状

对热泵的兴趣从来就没有象今天这样浓厚，遍布欧洲、日本和北美的制造厂商正在

为工业、商业大楼和家庭提供各种热泵装置。象国际能源局和欧洲经济共同体这样的机构目前都有庞大的热泵研究计划。正在进行或者已经规划了许多新技术的试验，以及把现有的热泵技术应用到新的领域中。在未来的几年里，用煤气代替电的许多崭新家用热泵将会进入市场。已经占据了常见的干燥工艺过程的热泵在工业上将会有更广阔的应用前景。

热泵使我们更有效地利用能，也帮助我们回收浪费的能量。这些特点将确保它在节能方面担当起重要的角色。

### 参 考 文 献

- [1.1] Thomson, W. On the economy of the heating or cooling of buildings by means of currents of air. *Proc. Glasgow Phil. Soc.*, Vol. III, pp 666-675, Dec. 1852.
- [1.2] Fearon, J. Heat from cold-energy recovery with heat pumps. *Chartered Mechanical Engineer*, pp 49-53, Sept. 1978.
- [1.3] Haldane, J. G. N. The heat pump—an economical method of producing low grade heat from electricity. *I. E. E. Journal*, Vol. 68, pp 666-675, June 1930.
- [1.4] Pietsch, J. A. The unitary heat pump industry—25 years of progress. *ASHRAE Jnl.*, Vol. 19, Pt. 7, pp 15-18, July 1977.
- [1.5] Egle, M. The heating of the Zurich Town Hall by the heat pump. *SEV Bulletin*, Vol. 29, pp 261-273, 27 May 1978.
- [1.6] Von Cube, H. L. and Steimle, F. *Wärmepumpen. Grundlagen und Praxis*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1978.
- [1.7] Sumner, J. A. A summary of heat pump development and use in Great Britain. *J. Inst. of Fuel*, pp 318-321, Jan 1953.
- [1.8] Montagnon, P. E. and Ruckley, A. L. The Festival Hall heat pump. *J. Inst. of Fuel*. pp 1-17, Jan 1954.
- [1.9] Macadam, J. A. Heat pumps—the British experience. Building Research Establishment Note N117/74, Watford, Dec. 1974.
- [1.10] Sumner, J. A. *Domestic Heat Pumps*. Prism Press, Donchester, 1976.
- [1.11] Butler, C. Ferranti 'fridge-heater'. *Arch. J. Info. Sheet* 28. J. 1, May 31, 1956.
- [1.12] Kell, J. R. and Martin, P. L. The Nuffield College heat pump *J. Inst. Heating & Ventil. Engrs.*, pp 333-356, Jan. 1963.

## 第二章 热泵理论

### 2.1 引言

本章的目的在于使读者有足够的理论基础，以便对于用某种能弄到的工作流体的不同热泵循环进行分析和比较。很好地领会这些理论，将使读者能了解热泵的某些限制，因为这不仅有机械和工程上的问题，而且涉及了自然规律。

我们假定读者了解热力状态的含义，而且对确定状态的下述参数也是熟悉的：温度，压力，比容，焓和熵。这些就是本章要用到的参数，其定义可以从罗杰(Rogers)和梅休(Mayhew)的著作<sup>[2-1]</sup>中找到。

本章的大部分篇幅将用来讨论机械式蒸汽压缩热泵循环，因为这是最常见的热泵循环。然后讨论两种热动循环：吸收循环和兰肯-兰肯循环。作者感到这两种循环可能会有用处。最后再简单介绍一些目前正受到注意的其它循环。

### 2.2 卡诺循环

卡诺第一次用热力循环来描述一个过程是在1824年。他尔后所设想的循环仍然是评价热泵效率的基本尺度。

热泵可以看成只不过是反向运行的热机。热机从高温热源吸收热量，并向低温源放热，这样就能做功。热泵需要输入外功以便从低温处吸走热量，再把热量排到较高温的地方，如图2.1所示。

如果这两种机器是“可逆”的（用于描述没有热或功的杂散损耗的热力过程的词语），很容易证明每一种机器的有效性都有一定的极限。实际上这两者的  $Q_H/W$  比值是相同的。如果这不成立，把这两者组合起来就可以制造出永动机来。这个比值很重要。对热机它表示成  $W/Q_H$  并称为热效率。对热泵来说我们可以写成  $Q_H/W$  并称为性能系数 COP。读者对制冷工程师使用的一个不同的比值  $Q_L/W$  必须倍加小心。为便于区别清楚，我们把它表示为  $COP_{制冷}$ 。因为  $Q_H = W + Q_L$ ，故  $COP = COP_{制冷} + 1$ 。

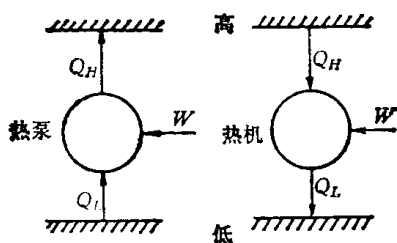


图2.1 热泵和热机的热力模型

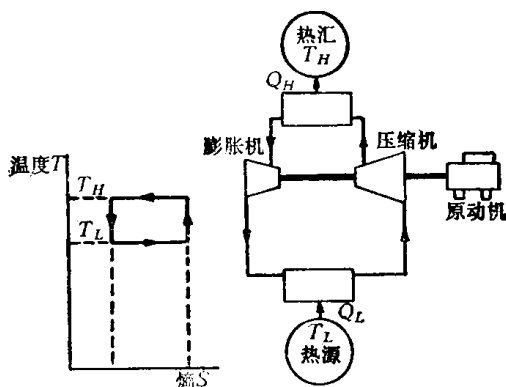


图2.2 卡诺理想热泵循环

图2.2所示的卡诺循环代表在两个不同温度之间工作的最基本的热力机器。

图中所表示的是热泵循环。在温度为  $T_H$  下定温放热，而在  $T_L$  下定温吸热。定熵地进行膨胀和压缩，所需要的平衡功由外接原动机提供。由熵的定义和热力学定律可知卡诺性能系数为：

$$\text{COP} = \frac{T_L}{T_H - T_L} + 1$$

在我们这个现实的世界里所制造的热泵没有一个会有更好的性能。所有实际循环所能做的，就是为达到这一指标而奋斗。

### 2.3 机械式蒸汽压缩循环

为了接近简单的卡诺循环，实际上是为了制造出实用的热泵，就必须能在实际的定温条件下进行吸热和放热。为此应该选择一种在实用的压力和温度下能发生相变的工作液体。它通过蒸发吸热，通过冷凝放热。这两个过程组成了循环的定温阶段。常用的循环用干蒸汽进行压缩，这是由所采用的大多数压缩机机械上的限制所决定的（参见第三章）。夹带液态制冷剂的制冷剂蒸汽进入压缩机会损坏阀门。如果在设计中没有采取预防性措施（比如往复式压缩机都有弹簧式气缸盖以减压），大量地吸入液体会彻底损坏压缩机。

图2.3用温-熵( $T-S$ )图表示了机械式蒸汽压缩循环。

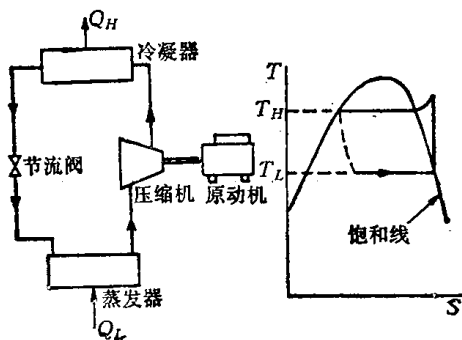


图2.3 机械式蒸汽压缩循环

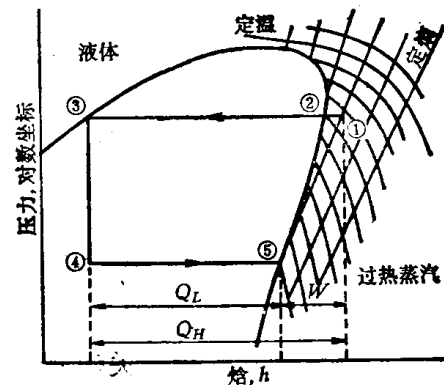


图2.4 压-焓图上的理想蒸汽压缩循环

我们这里将只讨论用节流阀进行膨胀的干压缩循环。节流阀要么是外部调节的变截面喷管或变截面孔板，要么是由所需控制量决定的固定节流管束。不采用膨胀式发动机这一事实意味着做功太小并不好，它降低了 COP。一般说来，回收这部分功并不合算。通过喷管的膨胀过程是不可逆的，因此在  $T-S$  图上就用虚线表示。为了分析的方便起见，通常假定为“绝热”的。这意味着当流体由高压变到低压状态时没有受热或放热。

至此我们的工程师会高呼“够啦”，并要求对工作循环作更简单的论证。为此目的，通常的作法是用压-焓( $p-h$ )图表示机械式蒸汽压缩循环。如图2.4所示。本章其余部分还将使用这种图。

我们必须对这个图作认真的研究。密度高的高压制冷剂在点1离开压缩机。由于我们只压缩干蒸汽，而且由于定熵线是倾斜线，所以蒸汽是过热的。这就是说，在开始冷凝的点2之前，必须先作定压冷却。在2和3之间，定温冷凝不断进行，直到完全没有蒸汽为止。这说明冷凝热交换器，即冷凝器的高温端总是有一定程度的过热问题。

在  $p-h$  图上, 绝热膨胀可以用直线3-4表示。这是这种图十分方便的一个原因。为了对一个循环进行分析, 我们只需要了解进入和离开压缩机时制冷剂的状态, 剩下的就是一些直线了。

蒸发在点4至点5的定压定温条件下进行。值得注意的是, 膨胀形成了液体和蒸汽制冷剂组成的二相混合物。在低温低压条件下, 混合物中的一部分(有时高达重量的50%)是无用的, 因为它在进入蒸发器时已经是蒸汽了。

图2.4上点5和1之间是干蒸汽的定熵压缩。实际上这是作不到的。由于喷管中的不可逆膨胀, 要达到卡诺循环的效率是不可能的, 但我们仍着眼于理想循环。 $p-h$  图的第二个主要优点现在变得清楚了。因为横坐标是焓, 它可以直接度量  $Q_H$ 、 $Q_L$  和  $W$ 。我们能够很清楚地看出  $Q_H = Q_L + W$  的简单关系。更重要的是这种图使人们对 COP 有一定的感性认识。为了得到大的 COP,  $Q_H$  应该大, 压缩功  $W$  则应该小。因此对  $p-h$  图看上一眼就能够迅速地对一种工作流体作出评价。

我们刚刚介绍过的机械式蒸汽压缩循环不管用在热泵还是制冷都是相同的。这一循环通常就称为反向兰肯循环, 或者不太严格地称为兰肯循环。真正的兰肯循环主要用于分析发电厂的蒸汽轮机循环。在  $T-S$  图上, 这是一个有蒸发和冷凝的顺时针方向的循环。不过兰肯循环和机械式蒸汽压缩循环有两个不同点。第一点是循环的方向, 兰肯循环是个动力循环, 蒸汽在汽轮机中膨胀, 产生动力, 故有“反向兰肯”的术语。第二点是兰肯循环所压缩的是100%的液体。这一过程真正的逆过程要在膨胀发动机中实现, 而不可能在不可逆喷管中实现。实际上它们的差异并非根本性的, 因此如果文中发现有使用不太严格之处, 还请读者见谅。

## 2.4 实际循环

上一节所介绍的工作循环是理想循环。尽管其中已考虑了压缩干蒸汽的需要和没有膨胀式发动机等实际限制, 但仍假定各组成部分的效率为100%。下面将给出实际机器和理想情况的不同之处。

热泵循环设计中的一个关键部分就是压缩机。我们已经解释过, 最重要的是只压缩干蒸汽。为此, 在制冷剂进入压缩机以前就得受到一定的过热。这表示在图2.5中, 图中制冷剂是在点5'而不是点5进入压缩机的。这种过热主要是提供一个安全范围, 以减少液滴进入压缩机的危险。过热的一个缺点是使压缩机的尺寸加大了。因为对于相同的质量流率, 压缩机中压缩的是密度较低的蒸汽。更重要的问题是压缩机的排出温度增高了。由于过高的排出温度会损坏排汽阀, 所以许多压缩机把排汽温度作为一个运行的限制指标。

这导致工作循环的第二个主要差异, 这种差异的原因在于压缩机的效率。由于工作流体与压缩机之间的传热, 还由于通过压缩机流动的不可逆性, 比起理论数值来, 压缩机将使焓提高许多。这意味着排汽温度高了, 如图2.5上的点1'所示。焓的增量常常用压缩机的“定熵效率”来表示。实际压缩机所提高的焓为  $w'$ , 定熵压缩所提高的焓为  $w$ ,

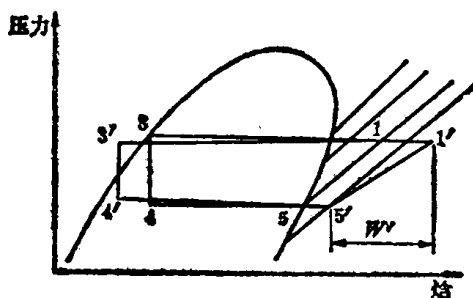


图2.5 实际蒸汽压缩循环

定熵效率便为  $w/w'$ 。实际的往复式压缩机的定熵效率可能为70%。应当注意，定熵压缩消耗的是非冷却式压缩机所需要的最小功。通过冷却可以使功减少，但我们需要的是高温下输出热量，因此这并不一定有利，事实上也不一定可能。

其它两种衡量压缩机效率的方法也可能用到。“机械效率”用以衡量作用在轴上的功有多少传给了工作流体。

$$\text{机械效率} = \frac{\text{压缩机的输入功率}}{\text{焓增} \times \text{质量流率}}$$

典型的数据可能为95%。值得注意的是机械效率和定熵效率有着同样的重要性。拟定一个实际系统的 COP 的时候，这两者应该一并加以考虑。

最后是“容积效率”。它不影响整个循环的 COP，但对装备的投资成本有影响，因为我们根据它来选择压缩机的大小。

$$\text{容积效率} = \frac{\text{质量流量} \times \text{吸入流体比容}}{\text{单位时间压缩机排量}}$$

除了压缩机以外，工作循环中还有实际效率不高的其它组成部分。当工作流体流过热交换器时会有小小的压力损失。因为要保持适当高的流速以避免形成集油的游离区域。如图2.5所示，这些压力降使热交换器偏离了定温特性。由于这只是那么一点儿，所以为了清楚起见而有所夸大。对蒸发器和冷凝器，其影响都是显而易见的。

这里我们要加以讨论的最后一个偏离理想循环的问题是“过冷”。我们说过在理想循环中，节流是从液相饱和线上的一点(点3)开始的。在冷凝器和节流阀之间管道的任何压力损失都会引起蒸汽的产生，从而损害了阀的性能。因此最好就是过冷，比如说过冷到点3'。这种过冷也会减少进入蒸发器的蒸汽成分。为了实现过冷，就需要有适当低温的热源，而普通冷凝器的冷却水(或冷却空气)并不能完成这一任务，因为一般应用热泵就是用来保持这一流动尽可能热。

使离开蒸发器的工作流体变成过热蒸汽的必要性已经解释过了。这提供了一种简便优良的溶液。如图2.6所示，通过装上所谓过冷器或中间冷却器，就可以把冷凝液在  $T_H$  过冷时所放出的热量用来过热温度为  $T_L$  的吸入蒸汽。

必须注意，中间冷却器并不直接影响 COP，因为在点3和3'间高温流放出的额外焓并没有向外传出，而在点5和5'间消耗掉。但中间冷却器间接地改善了 COP，因为它使在  $T_L$  温度下回收热量的过程更接近于定温过程。

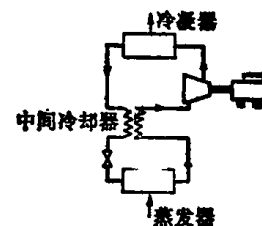


图2.6 带中间冷却器的蒸汽压缩循环

## 2.5 COP 的计算

这一节将考察热泵的一种实际应用，即用于废热回收。对能得到的热泵性能和理想卡诺热泵的性能将进行比较。

假定有一间工厂用水清洗各种零部件。在大水柜里水的温度保持为65°C，清洗后排走的污水的温度为35°C。我们的目的就是装上热泵以便从污水中回收热量，再用这部分热量来保持水柜里的水温。对于采用热交换器的效果更好这一事实目前暂不予考虑。

卡诺指出所能达到的最高 COP 为

$$\text{卡诺 COP} = \frac{T_L}{T_H - T_L} + 1$$

式中  $T_H$  和  $T_L$  用绝对温度表示。对我们所讨论的情形：

$$\text{卡诺 COP} = \frac{273 + 35}{65 - 33} + 1 = 11.3$$

所得到的是一个很可观的 COP，现在可以研究一下实际上我们能干些什么。

第一步先选择所需要的蒸发温度和冷凝温度，这取决于准备外购的热交换器的大小。在此我们暂时假定：

$$T_H = 75^\circ\text{C}$$

$$T_L = 15^\circ\text{C}$$

应当注意蒸发器需要大的  $\Delta t$ ，因为应该把污水从  $35^\circ\text{C}$  冷却到比如说  $20^\circ\text{C}$  以释出有实用价值的热量。

经过对附录 1 的制冷剂作一番研究，或者请教内行人之后，就选定 12 号制冷剂 ( $R-12$ ) 作为工作流体。工作流体的选择并非老是顺当的，第三章将加以讨论。这里已经选择了  $R-12$ ，所以可以对图 2.7 的  $p-h$  图作认真的研究了。

用图表示工作循环时，常常先考虑压缩机的条件。就我们所讨论的例子而论，所选择的压缩机要求吸入蒸汽有  $20^\circ\text{C}$  的过热，因此吸入气体的状态为点  $A$ 。顺着相应于  $15^\circ\text{C}$  蒸发温度的定压线 (4.9 巴) 至  $35^\circ\text{C}$  定温线处可得  $A$  点。顺着定熵线向上至相应于  $75^\circ\text{C}$  冷凝温度的压力 (21 巴) 处求出了定熵压缩机的排汽状态。其比焓为 300 千焦耳/公斤，即点  $B$ 。用压缩机的定熵效率便可以计算出实际的排汽状态  $C$ ：

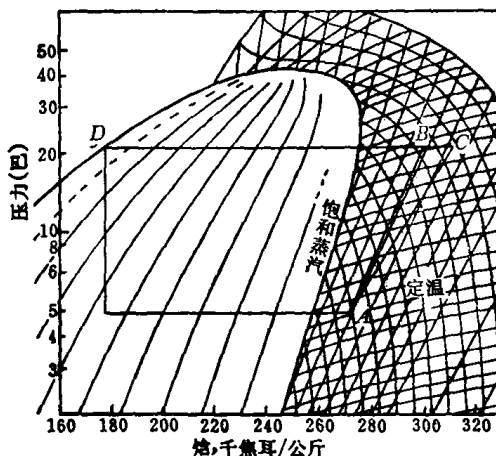


图 2.7 用  $R-12$  制冷剂的热泵循环示例

假如效率为 70%，由此可得  $h_C = 312$  千焦耳/公斤，并绘在图 2.7 上。

绘出点  $D$  就能求出通过冷凝器焓的改变。点  $D$  相应于排汽压力下的饱和液体 (忽略热交换器的压力损失)。  $h_D = 177$  千焦耳/公斤。

$$\text{实际循环的 COP} = \frac{h_C - h_D}{h_C - h_A} = \frac{312 - 177}{312 - 271} = 3.29$$

此外不应当忘记压缩机有一定的机械效率，因此还得再增加一点额外的功。

$$\text{总的 COP} = 3.29 \times 0.95 = 3.13$$

归纳起来：

表观卡诺 COP

11.3

选择热交换器  $\Delta t$  后的卡诺 COP

4.8



考虑热效率后的循环 COP	3.3
考虑机械效率后的循环 COP	3.1

上述数据的意思是一目了然的。热交换器的设计绝不能忽视，因为降低  $\Delta t$  有助于 COP。在这一点上，在热交换器两侧进行潜热的热交换就更合适（比如用在蒸馏等，见第七章）。

## 2.6 PER 的用处

COP 是热泵装置用少量的功产生大量的热的有效性的一种度量。但它并不反映这样的事实，即通常可用为功的能比可用为热的能更有价值。当需要决定压缩机的最佳驱动方案时，这一点就变得十分明显了。如果采用电动机，就必须使用低效率生产的电能。如果采用某种热机，则只能把燃料可利用热量中的一部分变为功。理想上应当考虑在有免费功，如风力、水力可利用的地方装设热泵，但不一定总能办到。

为了对用不同燃料或不同能源驱动压缩机的各种热泵系统进行评价，我们就用 *PER*，即初级能量比这个参数。

*PER* 不仅考虑了热泵的 COP，而且考虑了初级燃料（比如燃油，煤气，煤或太阳的热量）转换成驱动热泵的功的效率。这特别和两种所谓“热动”热泵有关。这两种泵将在本章的稍后部分加以讨论。在这些联合循环中有时不一定能区分清楚热流动和功流动。

*PER* 的定义为：

$$PER = \frac{\text{热泵输出的有用热量}}{\text{所消耗的初级能量}}$$

如果用热效率为  $\eta$  的热机驱动热泵的压缩机，则通常可用另外一个定义，即

$$PER = \eta \times COP$$

如果热泵用于家庭采暖，工艺过程供热，或各种只需供热的场合，则 *PER* 表示和普通锅炉（热水锅炉或蒸汽加热锅炉）或直接烧火采暖相比较，采用热泵获益的大小。举例来说，上例中的热泵可用柴油机驱动。柴油机是一种性能优良的热机，对合适的功率，我们可以取  $\eta = 0.4$ 。故

$$PER = 0.4 \times 3.1 = 1.24$$

换言之，比起用燃料直接燃烧来，热泵所提供的热量要多 24%。此外如果对柴油机初级能量中 35% 的可回收废热（通过高温废气和散热器释出）加以利用，那么 *PER* 相应地会有所提高：

$$PER = 1.24 + 0.35 = 1.59$$

这可以与间接燃烧的采暖系统直接进行比较，那种系统采用锅炉，其效率（即 *PER*）可能只有 0.7 或 0.8。

## 2.7 兰肯/兰肯热泵

正如 2.3 节所提及的，“兰肯循环”这一术语有时被用来表述动力循环和机械式蒸汽压缩循环。如果用兰肯循环的热机驱动热泵，那我们就有了一种可以称为兰肯/兰肯的循环。假如这两个循环使用同一种工作流体，这样的一种组合就非常诱人，因为它导致了零部