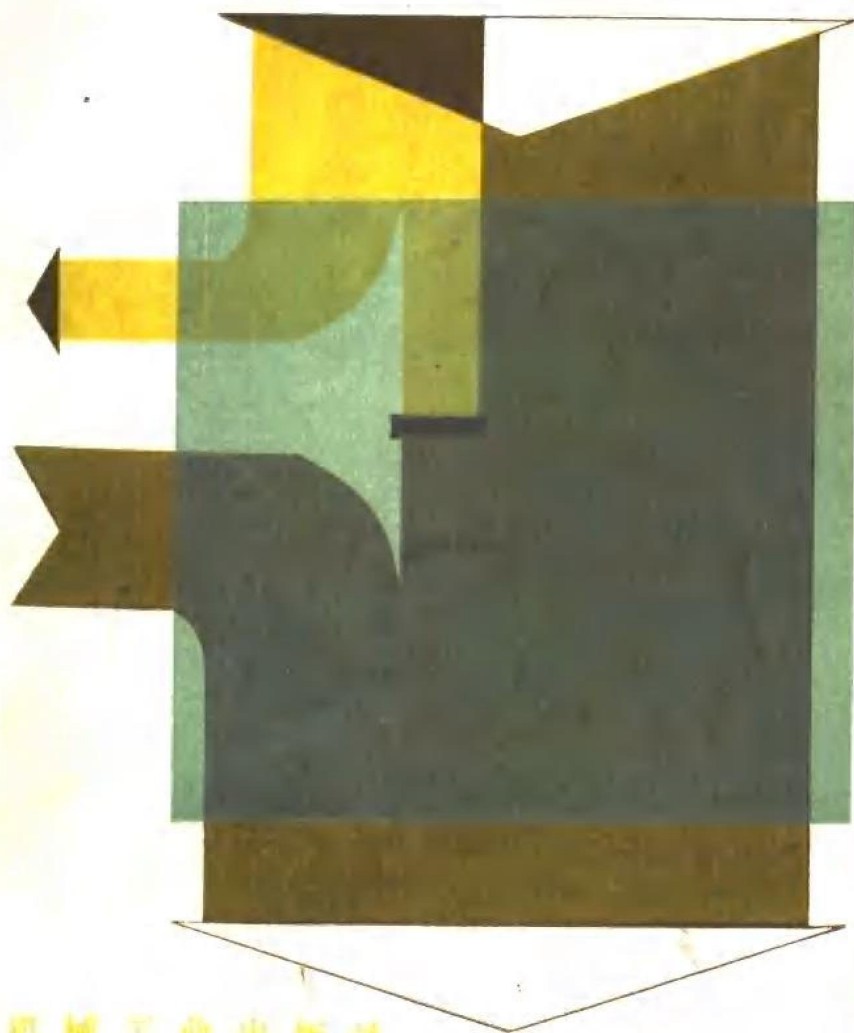


吸收式与蒸汽喷射式 制冷机

上海机械学院 茅以惠 余国和 编



机械工业出版社

吸收式与蒸汽喷射式制冷机

上海机械学院 茅以惠 余国和 编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $16 \frac{1}{2}$ · 插页 2 · 字数 412 千字

1985年7月北京第一版·1985年7月北京第一次印刷

印数 0,001—6,900 · 定价 2.80 元

*

统一书号: 15033·5864

前 言

本书是根据一九七八年四月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会精神及同年七月在庐山召开的制冷及低温技术专业教材大纲编写会议的有关文件编写。它的内容包括吸收式制冷机及蒸汽喷射式制冷机的工作原理、设计计算、主要设备结构与运转特性。本书主要作为高等工业学校制冷及低温技术专业的教材，也可供有关专业工程技术人员自学或参考之用。

本书在阐述制冷机的基本工作原理方面有所加强，并采用综合讲述的方式。对于基本热力循环和设计计算作了比较详尽的分析与介绍，同时从能量利用的观点介绍了焓分析的方法。对扩散—吸收式制冷机的内容作了必要的充实。本书取材注意到立足于国内，同时也反应出国外近期的研究成果和先进实践经验。对目前此类制冷机的发展和應用等方向性的问题也作了简要的介绍。

本书第一篇吸收式制冷机由茅以惠编写、第二篇蒸汽喷射式制冷机由余国和编写。

吸收式制冷机和蒸汽喷射式制冷机分别由华中工学院制冷教研室张铭三、林秀诚两同志主审、郑贤德同志协审。在此对审稿人提出的宝贵意见和给予的支持及帮助表示感谢。

上海机械学院顾景贤同志对蒸汽喷射式制冷机部分的编写给予了热情的指导和帮助。本书在编写过程中还得到西安交通大学张祉祐、华东纺织工学院郁履方、武汉冷冻机厂张志雄、上海机械学院周启瑾以及其他兄弟院校、专业厂的同志大力协助，提供了宝贵的意见，谨此一并致以谢意。

由于编者水平所限错误和缺点在所难免，希读者提出批评指正。

编者

目 录

第一篇 吸收式制冷机

概述	1	四、以氟利昂作制冷剂	41
第一章 吸收式制冷机的基本原理	3	五、以碳氢化合物作制冷剂	42
§ 1-1 吸收式制冷机的补偿过程	3	第三章 溴化锂吸收式制冷机的工作	
§ 1-2 吸收式制冷循环	5	循环与热工计算	43
一、具有热力发动机的制冷循环	5	§ 3-1 溴化锂吸收式制冷机的工作	
二、吸收式制冷机与具有热力发动机的		循环	43
制冷循环的热力等价性	7	一、溴化锂吸收式制冷机的工作循环	
§ 1-3 吸收式制冷机的焓分析	9	过程	43
一、焓的表达式	9	二、制冷循环在 $i-\xi$ 图上的表示	45
二、传热过程的焓流	11	三、设备的单位热负荷	46
三、吸收式制冷机的焓效率	12	四、实际循环过程的分析	48
§ 1-4 吸收式制冷机溶液循环的热力		五、焓损失计算	50
特性	13	§ 3-2 溴化锂吸收式制冷机的热力计算	51
一、溶液的相平衡	13	一、设计条件	52
二、溶液的可吸收态与可解析态	15	二、循环工作参数的确定	53
三、溶液的蒸发过程	15	三、各换热设备热负荷计算	55
四、拉乌尔定律	17	四、工作蒸汽消耗量及泵流量计算	55
五、溶液的溶解热与焓	19	§ 3-3 溴化锂吸收式制冷机的传热计算	57
§ 1-5 吸收机理	20	一、近似特性方程式	57
一、双膜理论	20	二、设备传热面积计算	60
二、吸收方程式	20	三、设备的传热系数	62
三、影响吸收传质过程的因素	24	四、溴化锂吸收式制冷机的热工计算	
第二章 吸收式制冷机的工质	25	举例	65
§ 2-1 对吸收式制冷机工质的要求	25	§ 3-4 两效溴化锂吸收式制冷机	70
§ 2-2 水—溴化锂	26	一、两效溴化锂吸收式制冷机的工作	
一、溴化锂溶液的物理化学性质	26	循环过程	70
二、溴化锂溶液的热力特性	30	二、两效溴化锂吸收式制冷循环在 $i-\xi$	
三、溴化锂溶液的热力性质图	31	图上的表示	72
§ 2-3 氨—水	33	三、两效溴化锂吸收式制冷机的热力	
一、氨水溶液的物理化学性质	34	计算	73
二、氨水溶液的热力特性	34	第四章 溴化锂吸收式制冷机的型式与	
三、氨水溶液的热力性质图	36	结构	77
§ 2-4 吸收式制冷机的新工质	39	§ 4-1 溴化锂吸收式制冷机的型式	77
一、以水作制冷剂	39	一、单筒型	82
二、以醇类作制冷剂	40	二、双筒型	82
三、以氨类作制冷剂	41		

三、三筒型.....83	一、容量自动调节116
§ 4-2 XZ-150溴化锂吸收式制冷机的 结构85	二、安全保护120
§ 4-3 溴化锂吸收式制冷机的辅助设备87	三、程序控制系统121
一、屏蔽泵.....87	第六章 氨水吸收式制冷机123
二、溶液热交换器.....89	§ 6-1 氨水吸收式制冷机的基本工作 循环.....123
三、真空阀.....91	一、氨水吸收式制冷机的工作循环过程123
四、抽气装置.....92	二、制冷循环在 $i-\xi$ 图上的表示.....124
§ 4-4 溴化锂吸收式制冷机结构的设计 计算95	三、各循环过程的热量关系在 $i-\xi$ 图 的表示125
一、换热设备传热管数、管程的确定和 管排的设计.....95	§ 6-2 精馏.....131
二、喷淋装置的设计与验算.....97	一、精馏原理131
三、系统阻力计算.....99	二、精馏极点132
第五章 溴化锂吸收式制冷机的运转 性能 103	三、精馏热与回流比134
§ 5-1 溴化锂吸收式制冷机的变工况 特性.....103	§ 6-3 热力计算.....135
一、工作蒸汽压力、冷却水进口温 度、冷媒水出口温度对机组性 能的影响.....103	一、设计条件135
二、利用电子计算机进行变工况性能 计算.....105	二、循环参数的确定135
§ 5-2 影响制冷机性能的一些不利因素.....108	三、设备热负荷计算139
一、不凝性气体的存在对制冷机性能的 影响.....108	四、主要消耗指标计算140
二、水侧污垢系数对制冷机性能的影响109	§ 6-4 氨水吸收式制冷流程.....140
三、冷剂水中溴化锂的含量对制冷机性能 的影响.....110	一、氨水吸收式制冷流程选择140
§ 5-3 添加表面活性剂对制冷机性能的 影响.....110	二、单、双级氨吸收制冷的几种流程142
一、添加辛醇对制冷机性能的影响110	三、精馏塔的冷却介质和精馏流程144
二、机理分析111	§ 6-5 氨水吸收式制冷机的运转特性及 控制.....146
§ 5-4 溴化锂吸收式制冷机的腐蚀问题.....112	一、氨水吸收式制冷机的运转特性146
一、产生腐蚀的原因与情况112	二、氨吸收制冷装置的控制147
二、缓蚀剂114	三、安全保护148
§ 5-5 容量调节.....115	§ 6-6 氨水吸收式制冷装置.....149
一、工作蒸汽量调节法115	一、精馏装置149
二、工作蒸汽凝结水量调节法115	二、吸收器150
三、冷却水量调节法115	第七章 扩散—吸收式制冷机154
四、稀溶液循环量调节法116	§ 7-1 扩散—吸收式制冷机的工作过程.....154
§ 5-6 自动控制.....116	§ 7-2 扩散—吸收式制冷机的过程分析和 热负荷计算.....155
	一、热虹吸泵的工作原理155
	二、发生器与精馏器、热虹吸泵的单位 热负荷.....157
	三、蒸发器和吸收器之间的气体循环158
	四、蒸发器、气体热交换器、吸收器热 负荷.....160
	§ 7-3 扩散—吸收式制冷机工作参数的 确定和热力计算.....161

一、循环参数的确定	161	一、太阳能空调装置	171
二、热力计算	163	二、间歇式太阳能制冰机	171
§ 7-4 扩散-吸收式制冷机的结构型式及性能	164	三、连续式太阳能制冷机	172
第八章 其它型式的吸收式制冷机	167	四、开式太阳能制冷装置	173
§ 8-1 使用低温热源的吸收式制冷机	167	§ 8-4 吸收式制冷机与其它机组的联合运行	174
§ 8-2 无泵型溴化锂吸收式制冷机	169	§ 8-5 吸收式热泵	175
§ 8-3 太阳能吸收式制冷装置	170	参考文献	178

第二篇 蒸汽喷射式制冷机

概述	180	§ 11-2 主喷射器	209
第九章 蒸汽喷射式制冷机的工作原理及装置系统	182	一、喷嘴的外形及几何尺寸	209
§ 9-1 蒸汽喷射式制冷机的工作过程	182	二、主喷射器的流量计算	212
§ 9-2 蒸汽喷射式制冷机的理论循环及热力计算	183	三、扩压器的外形及几何尺寸	213
§ 9-3 蒸汽喷射式制冷机的实际循环过程	185	§ 11-3 辅助蒸汽喷射器	217
§ 9-4 蒸汽喷射式制冷机的焓分析	186	一、辅助喷射器的作用	217
§ 9-5 蒸汽喷射式制冷机的型式及装置系统	190	二、辅助喷射器的级数, 各级吸入和排出压力的确定	217
第十章 蒸汽喷射器的工作原理	194	三、抽气量的计算	218
§ 10-1 蒸汽喷射器中蒸汽的热力过程	194	四、工作蒸汽消耗量的计算	219
§ 10-2 蒸汽喷射器中蒸汽热力过程的计算	196	五、辅助喷射器的结构尺寸	221
一、工作蒸汽通过喷嘴的膨胀过程的计算	196	§ 11-4 水喷射器	222
二、工作蒸汽与被引射蒸汽混合过程的计算	197	第十二章 蒸发器和冷凝器	225
三、混合蒸汽在扩压段压缩过程的计算	199	§ 12-1 蒸发器	225
§ 10-3 喷射系数	200	一、立式蒸发器的结构特点	225
一、喷射系数 u 的理论分析式	200	二、蒸发器结构尺寸的计算	226
二、喷射系数 u 的实用计算公式和图表	200	§ 12-2 冷凝器	229
第十一章 喷射器的设计计算	204	一、冷凝器的结构型式及工作原理	229
§ 11-1 气体在喷嘴和扩压器中的流动特性	204	二、单效混合式冷凝器的计算	231
一、气体流动的基本方程式	204	三、多效混合式冷凝器的计算	235
二、气体等熵流动中流速与压力之间和流速与气流截面积之间的变化关系	205	四、辅助冷凝器的计算	236
三、喷嘴喉部的参数	206	五、蒸发式冷凝器的计算	237
四、喷嘴流量的变化规律	208	第十三章 蒸汽喷射式制冷机的运行和管理	240
		§ 13-1 蒸汽喷射式制冷机的运行特性	240
		一、冷凝压力 P_k 变化的影响	240
		二、工作蒸汽参数变化的影响	241
		§ 13-2 蒸喷射制冷机的制冷量调节	241
		一、影响蒸喷射制冷机制冷量的各种外界条件	243
		二、制冷量调节的基本方法	244

§ 13-3 蒸喷制冷机运行中的管理工作244	附图二 溴化锂水溶液的焓 (i)—浓度(ξ) 图
一、安全运行的管理工作244	附图三 溴化锂水溶液的焓 (i)—浓度(ξ) 图 (液相放大图)
二、经济运行的基本措施245	附图四 溴化锂水溶液的熵 (s)—浓度(ξ) 图
参考文献246	附图五 氨水溶液的焓 (i)—浓度 (ξ) 图
附录248	附图六 氨水溶液的温度 (T)—熵 (s) 图256
附表一 a) 饱和水蒸汽表248	
附表一 b) 饱和水蒸汽表250	
附表二 单位换算表251	
附图一 溴化锂水溶液的压力 (P)—温 度 (t) 图255	

第一篇 吸收式制冷机

概 述

吸收式制冷机是一种以热能为动力的制冷机。它的原理早在十八世纪七十年代就为人们所发现。到十九世纪五十年代试制成第一台氨水吸收式制冷机，并在工业生产中得到应用。但由于设备比较复杂，热效率低，加以当时正值机械制造业蓬勃发展，1875年出现了氨蒸汽压缩式制冷机，致使吸收式制冷机在发展中受到一定的限制。

本世纪三十年代到四十年代，由于科学技术的发展已具有一定水平，吸收式制冷机再一次获得发展。例如当时小型的扩散—吸收式冰箱就很盛行；氨水吸收式制冷机也由小容量向大容量发展；以及发现了水—溴化锂这一较为理想的新工质，并于1945年试制成功第一台溴化锂吸收式制冷机。

近二十多年来，随着科学技术的进一步发展，吸收式制冷机在各个方面已日臻完善，而且当前世界各国对能源利用问题十分重视，致使这种制冷机的发展更为迅猛。目前已发展成多种型式，广泛应用于各个领域。

吸收式制冷机具有以下特点。

对制冷机的热源要求不高，可以使用低位热能。例如低压蒸汽、热水以及其它废热、废气等。在许多工业生产部门（如化工、冶金等）都具有大量的这种低位热能，而这些部门在生产中又往往需要很多的冷量，用以空调或在其它生产工艺上使用。因而，用吸收式制冷机是极为合适的。此外，在利用太阳能、地热这些低温热源制冷方面，吸收式制冷机也是有它独特之处的。

吸收式制冷机不需要压缩机，大多数设备均属容器和热交换器类型，结构比较简单，便于加工制造和维护修理。

吸收式制冷系统除设有几台泵外，无其它转动的设备和运动的部件。因此，运转安静、振动小、无噪声。适宜于医院、大会堂、潜艇等需要安静的地方使用。

吸收式制冷机的容量调节范围很大，并可实现无级容量调节。操作管理简便，运行稳定。

但这种制冷机的冷却负荷比蒸汽压缩式制冷机大一倍左右，热效率较低。

吸收式制冷机通常可分为小型和大型两种。小型吸收式制冷机大多用于家用冰箱，小型低温箱以及小型室内空调等。在小型吸收式制冷机中，具有代表性的是带有辅助气体的扩散—吸收式制冷机。它是以氨为制冷剂，水为吸收剂、氢气为辅助工质的三工质吸收式制冷机，其容量从几十到几百瓦。这种吸收式制冷机系统的特点是不使用泵与阀门。冷凝器和吸收器的冷却也是依靠空气的自然对流。采用这种制冷系统的家用冰箱在国外早有应用，但后来一度被压缩式冰箱所取代。到七十年代这种冰箱又有发展，国内有一些单位又重新试制和

批量生产。并在轻工、卫生和农业科研等方面应用。

大型吸收式制冷机主要用于大型空调和生产工艺的制冷。属于生产工艺上应用的首先是氨水吸收式制冷机。而溴化锂吸收式制冷机则主要用于空调。其次是用于生产工艺，以制取工艺冷水。

氨水吸收式制冷机是一种可以获得 0°C 以下冷量的低温吸收式制冷机。当单级氨水吸收式制冷机热源温度为 150°C 左右时，它的最低蒸发温度一般可达 -30°C 。在实际使用中，常采用各种多级的型式。不但可以获得更低的蒸发温度，还可同时利用各种不同温度的热源和得到多级蒸发温度。同时氨水吸收式制冷机的设计容量可以很大。因此，很适宜于合成氨、石油化工一类的生产企业使用。氨水吸收式制冷机除具有一般吸收式制冷机的特点外，由于它需要精馏，同时又有一定的工作压力，设备比较复杂、钢材消耗量较大。

将氨水吸收式制冷机与蒸汽压缩式制冷机进行比较，根据国外资料和国内实际情况来看，当蒸发温度低于 -15°C 时，采用氨水吸收式制冷机的一次投资仍然可以比压缩式制冷机低。从运行费用来看，虽然前者理论上的效率较低，但实际上氨水吸收式制冷机所需的热能费用往往比氨压缩制冷所需的电能费用要低。尤其是有余热、废热可利用时，更是如此。

在国外，氨水吸收式制冷机以西德、苏联、日本等国家研究和应用较多。目前装置的最大容量已达 $1.9 \times 10^7 \text{kcal/h}$ ($\approx 22000 \text{kW}$)，最低蒸发温度为 $-55 \sim -60^{\circ}\text{C}$ 。随着日益增多的应用需要，氨水吸收式制冷机已具有各种类型的流程和多级系统，其热源除蒸汽外，还出现了采用重油、燃气直接燃烧或其它气体直接加热的装置。热效率明显改善。因而，过去氨水吸收式制冷装置主要用于有余热、废热的化工部门，而现在其应用范围就更加广泛了。

近二十年来，氨水吸收式制冷机在国内也有一定的发展。目前它们大多应用于石油化工部门，其装置最大容量为 $2 \times 10^5 \text{kcal/h}$ ($\approx 2300 \text{kW}$)。

溴化锂吸收式制冷机的蒸发温度必须在 0°C 以上。它除了具备吸收式制冷机的一般特点外，还有一些独特的优点，即这种制冷机不需要精馏、工作压力很低（真空）、设备结构紧凑、钢材消耗量少、热效率较氨水吸收式制冷机为高。但溴化锂吸收式制冷机是在真空条件下工作的，机组气密性要求很高。

溴化锂吸收式制冷机自1945年试制成功以来，经过不断改进和日趋完善的过程。在近二、三十年来，获得飞速的发展和广泛的应用。目前已发展成多种型式。以结构型式分，有单筒型、双筒型、适宜于舰船上使用的三筒型。以系统分有单效型、两效型、冷温水两用型以及三泵、两泵和无泵系统。以热源种类分，则除了蒸汽外，还有热水、燃气、燃油等。目前最大容量已达 $5 \times 10^5 \text{kcal/h}$ ($\approx 5800 \text{kW}$) 左右。

在美国，溴化锂吸收式制冷机已被广泛的使用。在大型空调装置中这种制冷机占40%，达到了与离心式制冷机并驾齐驱的地步。美国现有四大公司生产这种制冷机。它们的生产特点是对制冷机性能的改进非常频繁，不断出现新的产品系列。就以凯利亚 (Carrier) 公司为例，该公司在二十年内曾发展了六种系列产品（单效机组）。以1955年的16C系列与1971年的16JB系列产品相比较，可以看出在十六年内，产品的重量指标减少了24.5%；耗电指标减少了60.7%；蒸汽耗量也减少了7.3%。

在日本，最初是由美国引进技术。自1956年开始试制成小型溴化锂吸收式制冷机以来，这种制冷机的生产无论是在数量上、产品性能上和品种上均获得不断的发展与提高。1975年的溴化锂吸收式制冷机销售量已超过离心式制冷机。并在此过程中，逐渐发展成具有本国特

色的产品。例如双效型、直接燃烧型（简称直燃型）、冷温水两用型等机组。热效率较普通单效机组均有显著提高。它们在整个溴化锂吸收式制冷机产品中占有很大的比例。这使溴化锂吸收式制冷机的应用更为广泛。

溴化锂吸收式制冷机在苏联也有生产。同时苏联在发展溴化锂吸收式制冷机方面，进行了大量的试验研究和理论探讨工作。

我国自1966年试制成功第一台溴化锂吸收式制冷机以来，从对溴化锂水溶液的物性，腐蚀和传热等基础性试验研究，到样机的研制、系列产品的设计制造也进行了大量的工作。到目前为止，全国已拥有 $(2\sim 35) \times 10^5 \text{kcal/h}$ ($\approx 230\sim 4070 \text{kW}$) 单效型溴化锂吸收式制冷机和 $(3\sim 15) \times 10^5 \text{kcal/h}$ ($\approx 350\sim 1750 \text{kW}$) 两效型溴化锂吸收式制冷机产品。它们广泛应用于纺织、化工、电子、冶金以及轻工等部门。

近二十年来，我国在发展吸收式制冷机方面，做了很多的工作，取得很大的成绩。但与国外先进水平相比尚存在一定的差距。我们的试验研究工作还做得不够，产品的数量、品种还不能满足祖国四个现代化建设的需要；产品系列化也还未完全实现。吸收式制冷机的性能还有待于进一步改进与提高。

为了祖国四个现代化早日实现，为了吸收式制冷机在四个现代化建设中发挥更大的作用，我们必须加倍努力，尽快的使我国吸收式制冷机迈入世界先进的行列。

第一章 吸收式制冷机的基本原理

§ 1-1 吸收式制冷机的补偿过程

自然界中大量的事实告诉我们，一切过程的进行都有它一定的方向性。例如热量只能自发地从高温热源传向低温热源，而不能自发地从低温热源传向高温热源；机械能可以自发地转化为热能，而热能却不能自发地转化为机械能。

按逆向循环工作的一切制冷机，虽然将热量从低温热源传向了高温热源，也就是将蒸发器中温度较低的被冷却物质的热量带给了冷凝器中温度较高的冷却介质（水或空气）。但是这一过程必须付出一定的代价才得以实现。

根据对热力学第二定律进行的热力学分析可知，在绝热系中一切可能发生的过程都将促使系统熵的增加（不可逆过程）或不变（可逆过程），凡是促使绝热系熵减少的任何过程都是不可能进行的。这一表征过程方向性的客观规律可表示为如下的形式：

$$ds \geq 0 \quad (\text{绝热系统}) \quad (1-1)$$

这就是热力学第二定律的数学表达式，通常称为熵增原理。

根据熵增原理来判断过程将沿着什么方向进行，例如在一与外界完全隔绝的绝热系统中，两热源之间有热量传递，如图 1-1 所示，如果热量 Q 由高温热源传向低温热源，则高温热源熵的变化为：

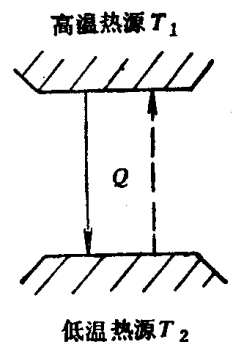


图1-1 绝热系两热源间的传热

$$\Delta s_1 = -\frac{Q}{T_1} \quad (1-2)$$

而低温热源熵的变化为

$$\Delta s_2 = \frac{Q}{T_2} \quad (1-3)$$

绝热系总的熵变化为

$$\Delta s = \Delta s_1 + \Delta s_2 = -\frac{Q}{T_1} + \frac{Q}{T_2} \quad (1-4)$$

因为 $T_1 > T_2$, 则 $\Delta s > 0$

反之, 如果热量 Q 是由低温热源传向高温热源, 则绝热系总的熵变化为

$$\Delta s = -\frac{Q}{T_2} + \frac{Q}{T_1} \quad (1-5)$$

$$\Delta s < 0$$

由此可知, 热量自低温处传向高温处的过程都将促使绝热系熵的减少, 因而都是无法单独进行的。若要这种不能自发进行的过程成为可行, 则必须使它与一种可促使绝热系的熵增加的辅助过程同时进行, 而且这一辅助过程熵的增加必须足以补偿主过程熵的减少, 即主辅两过程同时进行的结果必须促使整个绝热系的熵增大或者不变, 这才能使过程成为可行。这种与主过程同时进行的辅助过程起到一种熵的补偿作用, 因此称为补偿过程。凡是能促使绝热系熵增加的过程都可作为补偿过程。

制冷这一将热量由低温热源传向高温热源的过程必须伴有补偿过程。对蒸汽压缩式制冷机而言, 这种补偿过程就是将机械能转化为热能的过程, 而吸收式制冷机则利用将热量从一温度更高的高温热源传向高温热源 (冷却介质或环境), 这一自发进行的过程作为补偿过程。

这里我们可以将所有参与热量交换的热源包括在同一系统内作为一绝热系看待。如图 1-2 所示, 绝热系内制冷机将热量 Q_0 自低温热源 (被冷却物) 传向高温热源 (冷却介质或环境), 同时将热量 Q_g 自温度更高的高温热源 (加热热源) 传向高温热源 (冷却介质或环境), Q_0 即为制冷机获得的冷量, Q_g 为制冷机所需的加热量。

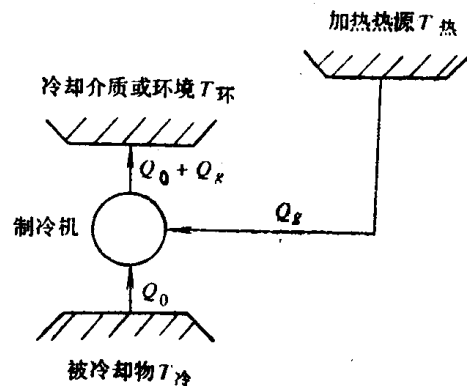


图 1-2 吸收式制冷机的补偿过程

整个绝热系熵的变化

$$\Delta s_{\text{总}} = \Delta s_{\text{冷}} + \Delta s_{\text{补}} \quad (1-6)$$

制冷主过程熵的变化

$$\Delta s_{\text{冷}} = \frac{Q_0}{T_{\text{环}}} - \frac{Q_0}{T_{\text{冷}}} \quad (1-7)$$

补偿过程熵的变化

$$\Delta s_{\text{补}} = \frac{Q_g}{T_{\text{环}}} - \frac{Q_g}{T_{\text{热}}} \quad (1-8)$$

因为 $T_{\text{热}} > T_{\text{环}} > T_{\text{冷}}$, 则

$$\Delta s_{\text{冷}} < 0$$

$$\Delta s_{\text{补}} > 0$$

若要整个过程得以进行必须使

$$\Delta s_{\text{总}} \geq 0$$

$$\left| \frac{Q_g}{T_{\text{环}}} - \frac{Q_g}{T_{\text{热}}} \right| \geq \left| \frac{Q_0}{T_{\text{环}}} - \frac{Q_0}{T_{\text{冷}}} \right| \quad (1-9)$$

由此可看出补偿过程熵的增大要足以弥补制冷过程熵的减少, 当 $T_{\text{热}}$ 、 $T_{\text{环}}$ 、 $T_{\text{冷}}$ 均为定值

时, 要获得一定的冷量 Q_0 就必须有足够的热量 Q_g 加入, 这就说明吸收式制冷机的热效率也不是可以无限制提高的, 是有一极限的。

因 $\frac{Q_0}{T_{\text{环}}} - \frac{Q_0}{T_{\text{冷}}}$ 为一负值,

$$\left| \frac{Q_0}{T_{\text{环}}} - \frac{Q_0}{T_{\text{冷}}} \right| = \frac{Q_0}{T_{\text{冷}}} - \frac{Q_0}{T_{\text{环}}} \quad (1-10)$$

当过程为可逆过程时

$$\frac{Q_g}{T_{\text{环}}} - \frac{Q_0}{T_{\text{热}}} = \frac{Q_0}{T_{\text{冷}}} - \frac{Q_0}{T_{\text{环}}} \quad (1-11)$$

$$\frac{Q_g(T_{\text{热}} - T_{\text{环}})}{T_{\text{环}}T_{\text{热}}} = \frac{Q_0(T_{\text{环}} - T_{\text{冷}})}{T_{\text{冷}}T_{\text{环}}}$$

$$\frac{Q_0}{Q_g} = \frac{T_{\text{热}} - T_{\text{环}}}{T_{\text{热}}} \frac{T_{\text{冷}}}{T_{\text{环}} - T_{\text{冷}}} \quad (1-12)$$

通常吸收式制冷机的效率用 $\frac{Q_0}{Q_g}$ 表示, 上式所表示的值即为吸收式制冷机可能达到的最高极限效率。这一极限值只与热源温度有关。

§ 1-2 吸收式制冷循环

一、具有热力发动机的制冷循环

在讨论吸收式制冷循环之前, 我们首先讨论具有热力发动机的制冷循环。图 1-3 示出这种制冷机的工作系统。一台压缩式制冷机所需的功是由一台蒸汽机来供给的。现在假定热源是恒温的, 且热交换过程是理想的。正反循环都按可逆卡诺循环运行, 并且功从发动机传到制冷机时没有损失。设热源温度为 T_h , 环境温度 (或冷却介质温度) 为 T_u , 被冷却物温度为 T_c 。这种理想循环的 $T-s$ 图, 由图 1-4 表示之。图中点 1、2、3、4 表示反循环过程, 而 5、6、7、8 表示正循环过程。

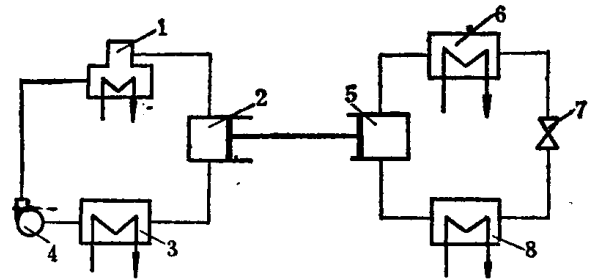


图1-3 具有热力发动机的制冷机系统

1—锅炉 2—蒸汽机 3、6—冷凝器 4—泵
5—压缩机 7—节流阀 8—蒸发器

从蒸汽机正循环所得到的循环功

$$\begin{aligned} Al &= q_g - q \\ &= T_h(s_7 - s_6) - T_u(s_8 - s_5) \\ &= (T_h - T_u)(s_8 - s_5) \end{aligned} \quad (1-13)$$

$$\text{蒸汽机的热效率} \quad \eta_c = \frac{Al}{q_g} = \frac{(T_h - T_u)(s_8 - s_5)}{T_h(s_8 - s_5)} = \frac{T_h - T_u}{T_h} \quad (1-14)$$

制冷机逆循环所消耗的循环功

$$\begin{aligned} Al_0 &= q - q_0 \\ &= T_u(s_2 - s_3) - T_c(s_1 - s_4) \\ &= (T_u - T_c)(s_1 - s_4) \end{aligned} \quad (1-15)$$

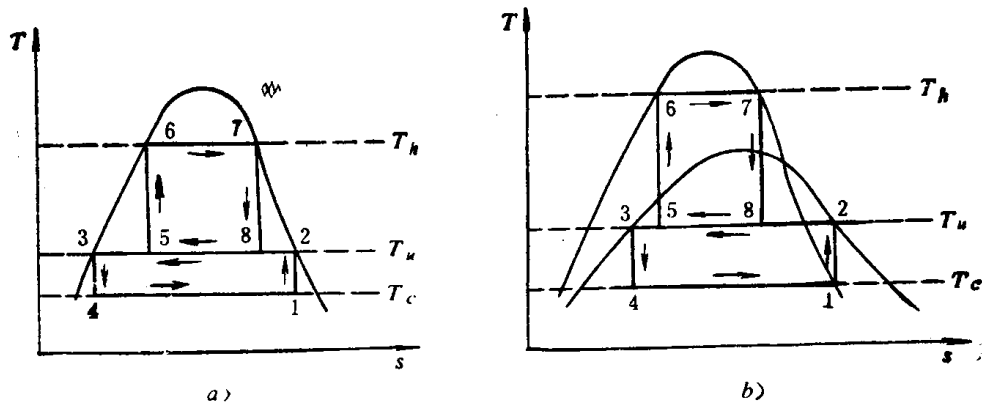


图1-4 具有热力发动机的制冷系统的卡诺循环 $T-s$ 图
a) 用同一工质的卡诺循环 b) 具有不同工质的卡诺循环

制冷机的制冷系数

$$\begin{aligned}\varepsilon_c &= \frac{q_0}{Al_0} = \frac{T_c(s_1 - s_4)}{(T_u - T_c)(s_1 - s_4)} \\ &= \frac{T_c}{T_u - T_c}\end{aligned}\quad (1-16)$$

在该装置中，蒸汽机所作的功毫无损失地全部用于制冷机，因而，

$$AL = AL_0 \quad (1-17)$$

则

$$GAl = G_0 Al_0 \quad (1-18)$$

式中 G 和 G_0 分别为正反循环中工质单位时间内的循环量。

令

$$f = \frac{G}{G_0} \quad (1-19)$$

$$fAl = Al_0 \quad (1-20)$$

热力发动机和制冷机装置的总热力效果确定于热力系数 ζ ，即制冷机所获得的冷量 Q_0 与热力发动机所消耗的热量 Q_g 之比值。

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_g} \quad (1-21)$$

按每公斤工质计，可用热量 q_0 和 q_g 来代替 Q_0 和 Q_g ，而

$$\zeta = \frac{q_0}{fq_g} \quad (1-22)$$

现以 $Al = \eta_c q_g$ 和 $Al_0 = \frac{q_0}{\varepsilon_c}$ 代入式 (1-20)

$$f\eta_c q_g = \frac{q_0}{\varepsilon_c}$$

$$\eta_c \varepsilon_c = \frac{q_0}{fq_g}$$

$$\zeta = \eta_c \varepsilon_c \quad (1-23)$$

$$= \frac{T_h - T_u}{T_h} \frac{T_c}{T_u - T_c} \quad (1-24)$$

从上式可以得出，正反循环都是可逆卡诺循环时，具有热力发动机的制冷机热力系数仅

与加热热源温度 T_h 、环境或冷却介质温度 T_u 和被冷却物温度 T_c 有关。

就热力完善度来说，理想的热力发动机和制冷机系统应当是由两个可逆循环组成的，且功从正循环传到逆循环的过程中没有损失。这种理想系统的热力系数是

$$\xi_0 = \eta_0 \varepsilon_0 \quad (1-25)$$

当热源温度为恒值而热交换也是理想情况时，这个可逆循环系统的热力系数就等于卡诺循环的热力系数，它只与热源温度有关。

对于变温条件下的可逆循环，可用建立在平均当量温度概念上的卡诺循环来表示。

由于
$$q = \int_a^b T ds = T_m (s_b - s_a) \quad (1-26)$$

则热力系数可表示为

$$\xi_0 = \frac{T_{hm} - T_{um}}{T_{hm}} \frac{T_{am}}{T_{um} - T_{am}} \quad (1-27)$$

不论制冷机的系统如何，只要循环是在理想的情况下，热力系数的极限值都可用上式来表示。这就是说，它仅与热源的当量平均温度有关。

由于实际的热力发动机、制冷机以及把功从正循环传到反循环的过程中都有损失，所以实际的热力系数要比理想的小。如把所有的损失都考虑进去，即考虑到正循环的效率 η_H 、制冷循环的效率 η_R 、功从正循环到逆循环时的效率 η_M ，则热力系数

$$\xi = \eta_0 \varepsilon_0 \eta_H \eta_R \eta_M \quad (1-28)$$

实际过程热力完善度的判据为

$$\eta_s = \frac{\xi}{\xi_0} \quad (1-29)$$

它表示了该系统实际过程接近于可逆过程的程度。

二、吸收式制冷机与具有热力发动机的制冷循环的热力等价性

以上讨论的是热力发动机和压缩式制冷机正反循环彼此分开的系统；吸收式制冷机是一种正反循环联合在一起的系统。两者具有热力等价性。

以制冷剂与吸收剂组成的溶液为工质的吸收式制冷机是利用正反联合循环的制冷装置。如图 1-5 所示，一台以氨为制冷剂、氨水为吸收剂的制冷装置，热源在发生器中加热，使溶液沸腾，蒸发出制冷剂，成为稀溶液，通过节流减压进入吸收器。汽态制冷剂则进入冷凝器被冷却，在相应的压力 P_k 下液化。发生器也维持相同的压力。液态制冷剂经过节流减压，进入蒸发器蒸发，制冷效应即在此产生。蒸发器里的压力 P_0 是由被冷却物的冷却温度决定。获得的冷量由被冷却物带走。冷剂蒸汽便进入吸收器，在吸收器里，蒸汽被来自发生器的稀溶液吸收成为浓溶液。吸收过程所产生的热量被冷却介质带走。浓溶液再用泵送回发生器蒸发，构成循环。

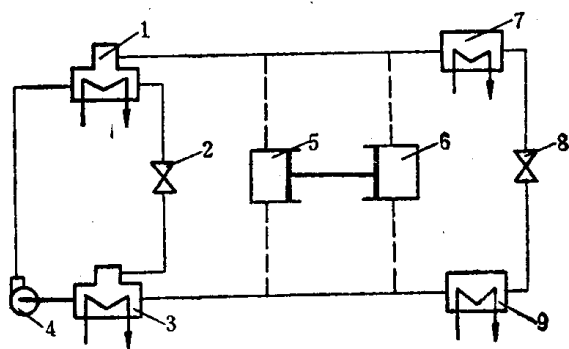


图1-5 正反联合循环的吸收式制冷装置

1—发生器 2、8—节流阀 3—吸收器 4—泵 5—蒸气机
6—压缩机 7—冷凝器 9—蒸发器

在此制冷装置中，加入发生器的热量 Q_g 、蒸发器得到的冷量 Q_0 、从冷凝器取出的热量为 Q_k 、从吸收器取出的热量为 Q_a 。溶液泵所消耗的功 AL_p 很小，可忽略不计。因此有如下热量平衡：

$$Q_g + Q_0 = Q_k + Q_a \quad (1-30)$$

其热力系数为

$$\xi = \frac{Q_0}{Q_g}$$

我们可以设想发生器中所产生的冷剂蒸汽进入一台蒸汽机，如图 1-5 中虚线所示。经膨胀后进入吸收器，在这种情况下可以获得膨胀功 AL 。从蒸发器来的蒸汽也可进入压缩机，也如图 1-5 中虚线所示。经压缩后流入冷凝器，在这里消耗的压缩功为 AL_0 。因为 $AL = AL_0$ ，所以从热力学观点来看，吸收式制冷机系统是与其具有热力发动机的制冷机等价的。

但这种用溶液作为工质而没有损失的热力发动机与压缩式制冷机系统，在热力学上与吸收式制冷机等价必须满足以下几点：（1）正循环中进入蒸汽机工质循环量等于逆循环中工质循环量；（2）正循环中进入蒸汽机前的蒸汽状态是和逆循环中压缩机出口处的蒸汽状态相同；且蒸汽机出口处和进压缩机前的蒸汽状态也相同；（3）正循环中蒸汽机蒸汽膨胀过程所作的功等于逆循环中压缩机对蒸汽压缩所消耗的功；获得高压蒸汽与制冷的过程也相同。

这样吸收式制冷机联合循环的热力系数 ξ 就等于正循环的热效率 η 与反循环的制冷系数 ϵ 的乘积。

$$\xi = \eta \epsilon \quad (1-31)$$

在可逆循环的条件下，吸收式制冷循环系统的热力系数即可表示为 $\xi_0 = \eta_0 \epsilon_0$ 。在热源温度为恒值而热交换也是理想情况时，这个可逆循环系统的热力系数就等于正反卡诺循环的热力系数即

$$\xi_0 = \frac{T_h - T_a}{T_h} \cdot \frac{T_0}{T_h - T_0} \quad (1-32)$$

正如在第一节中所讨论的，这一数值表示了吸收式制冷机效率的最高极限。它只与热源温度有关。

在实际情况下，热力系数应考虑到在正反循环中所有损失。吸收式制冷循环系统的热力完善度 η ，也象其他具有热力发动机的制冷机一样可用它实际的热力系数与理想的热力系数之比值来表示。

吸收式制冷机的联合循环系统比两个独立的循环简单，它没有蒸汽机与压缩机，但它必须是：正反循环中的蒸汽浓度必须相等，这样势必需要提高正循环的蒸汽浓度；蒸汽发生器和冷凝器应该具有相等的压力，因此发生器中工质沸腾温度受到限制，不能选择很高的热源温度，否则就会引起较大的不可逆损失。此外，吸收过程也是不完全的。因而虽然吸收式制冷机的联合循环系统没有蒸汽机和压缩机，在这些设备中的损失以及将蒸汽机的功传送给压缩机的传送损失都是不存在的。但由于上述原因组成联合循环所造成的结果，正循环的效率较低。

为了提高吸收式制冷循环的热效率，在正循环和逆循环中应用回热；在组成溶液的两种工质沸点相近的情况下，增加精馏过程，以提高正循环中的蒸汽浓度以及采用多效、多级循环等。这将在后面的有关章节中一一介绍。

§ 1-3 吸收式制冷机的焓分析

以上我们以热力学第一定律所建立起来的系统能量平衡得到表征循环系统热力性能的参数，并与对应的理想循环系统进行比较，从而可以知道实际循环的不可逆程度以及因它引起的总损失。这是一种传统的能量分析方法。这种方法虽然可以确定能量在数量上的利用率，能基本满足工程设计的需要。但它不能全面地评价能量的利用情况，因为物质具有的能量不仅有数量的大小，而且有品位（能量级别）的高低。为了度量能的质量和最大可利用程度，正确分析能量的有效利用问题，找出装置在能量利用上的薄弱环节以及统一评价各种装置的能量利用率等，在热力学上便提出了有效能的概念。通过计算各种物流和能流的有效能效率，由此评价能量利用情况，揭示有效能损失的原因，指明减少损失、提高热力完善度的方向，这种热力学分析的方法称有效能分析法。

这一由热力学第一定律和第二定律导出的新概念将能量分为有效能和无效能或称有用能和无用能。有用能可称之为焓、无用能可称为焫。机械能、电能等理论上能完全转化为功的能量，它们全部都是焓，而另一种能量如热能、内能理论上不能全部转化为功，只能部分转化为功，因此它只有一部分是焓，另一部分是焫。而且随着温度的高低不同，相同数量的热能，含有的焓量也不相同。温度愈高，能量可利用的部分愈多，即焓所占的比例愈大。

我们可以将热力学第一和第二定律有关能量转换的说法用焓和焫即有效能和无效能予以重新说明和定义：在任何过程中，焓和焫的总和保持常数；任何不可逆过程都是由焓转化为焫的过程；焫不可能转化为焓；只有在可逆过程中焓才保持常数。

一、焓的表达式

任何一处于某状的物系，它与给定的环境状态之间存在一定的不平衡时，那么它对环境来说就具有某种作功的能力，当它转变到与环境介质相同的状态时，就不再有作功能力了。

因此，焓可定义为：从处于某一状态的物系所能取得的最大有用功或低于环境温度的物系达到与环境相同状态时所需消耗的最小有用功。

根据热力学第一定律的能量方程与热力学第二定律的熵方程不难导出焓的表达式。

1. 物流焓（焓焓）

对于参加稳定流动的单位重量物质来说，当它自某状态可逆变化到给定环境条件下的状态（ T_0 、 P_0 ），它所能作出有用功可由热力学第一与第二定律求出。

我们设想一稳定流动的物流以状态 1 即其状态参数为 P_1 、 T_1 、 i_1 、 s_1 ，如图 1-6 所示。进入设备经可逆过程变化，出设备时的状态恰好与环境状态相平衡，即状态参数为 P_0 、 T_0 、 i_0 、 s_0 。当流过单位重量工质时传入系统的热量为 q ，从系统中输出的有用功为 Al ，忽略工质流动时动能与位能的变化。根据热力学第一定律可写出能量平衡式

$$i_1 + q = i_0 + Al \quad (1-33)$$

可逆过程按等熵及等温过程进行，根据热力学第二定律可写出

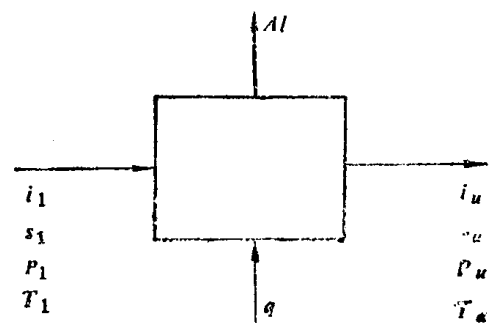


图1-6 物流、能流经过设备的状态变化

$$q = \int T ds = T_u \int_1^u ds = T_u (s_u - s_1) \quad (1-34)$$

将式 (1-33) 与式 (1-34) 合并得

$$Al = (i_1 - i_u) - T_u (s_1 - s_u) \quad (1-35)$$

便可得出处于任意给定状态为 i 、 s 的工质可逆变为环境状态 i_u 、 s_u 时的输出功:

$$Al = (i - i_u) - T_u (s - s_u) \quad (1-35 a)$$

不难看出, 物系中产生任何不可逆变化时, 将会产生作功能力的损失。因此对稳定物质流来说, 只有从给定的状态下可逆地转变至环境状态时所产生的有用功才是最大。这就是物流焓。

$$e = i - i_u - T_u (s - s_u) \quad (1-36)$$

或

$$e = \Delta i - T_u \Delta s \quad (1-36 a)$$

可以看出, 这一从给定的状态下可逆地转变至环境状态时所产生的最大有用功不再是过程参数, 而是一状态参数, 其大小只决定于物系的状态和环境的状态。通过任何可逆过程所完成的这种转变其结果相同。

式 (1-36 a) 中 Δi 是稳定流动物系的总能量变化, 其中只有 $\Delta i - T_u \Delta s$ 可转化为功, $T_u \Delta s$ 是总能量变化中不能转化为功的部分, 它是焓, 而 i_u 也是焓, 因而物流的焓为

$$b = i_u + T_u (s - s_u) \quad (1-37)$$

2. 热量焓

由于焓是根据它在可逆过程中所能作出的最大有用功(消耗时为最小有用功)来衡量的, 因此可以通过一个卡诺循环的热机推导出热量焓的公式。

设某一恒定的高温热源 T_1 在过程中有 q 的热量输入卡诺循环的热机, 并向温度 T_u 的环境输出 q_u 数量的热量。按卡诺循环原理即可求出

$$Al_{max} = \frac{T - T_u}{T} q \quad (1-38)$$

$$\text{因而热量焓} \quad e_q = \frac{T - T_u}{T} q = \left(1 - \frac{T_u}{T} \right) q \quad (1-39)$$

因热量与功一样, 是一个过程参数, 不是状态参数, 故热量焓也是一个过程参数, 而不是状态参数。

从低于环境温度 T_u 状态下取走热量 q , 并在环境温度 T_u 下, 以热量 q 输给环境, 所需消耗的最小有用功

$$Al_{min} = \frac{T_u - T}{T} q \quad (1-40)$$

$$\text{此时热量焓} \quad e_q = \frac{T_u - T}{T} q = \left(\frac{T_u}{T} - 1 \right) q \quad (1-41)$$

如果将上面二种情况用一式表示, 则

$$e_q = \left(1 - \frac{T_u}{T} \right) q$$

式中 $\left(1 - \frac{T_u}{T} \right) = R$ 为卡诺系数。当温度 T 低于环境温度 T_u 时, e_q 为负值。

当热源温度为变量时, 即由 T_1 变至 T_2 , 则热量焓