

热气机原理与设计

钱国柱
周增新 编著
严善庆

国防工业出版社

内 容 简 介

本书较全面地介绍了热气机的工作原理。对现已公开发表的热气机循环性能的分析计算法的精度及优缺点作了评价，并重点地介绍了循环系统优化设计的等温分析法。本书对回热器的性能和尺寸的优化作了比较全面的介绍。此外，还介绍了较有实用价值的比例设计法，对正在发展的自由活塞式热气机也作了介绍。书内引用了一些有代表性的热气机的关键性能和尺寸数据，供设计者参考。

本书对从事热气机研制工作的同志及大专院校的师生以及科技管理人员均有参考价值。

热气机原理与设计

钱国柱

周增新 编著

严善庆

*

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

师范学院出版社印刷厂印装

*

850×1168 1/32 印张 8 212/ 千字

1987年11月第一版 1987年11月第一次印刷 印数：0,001--2,920册

ISBN 7-118-00116-3/TK5

定价：1.85元

目 录

绪论	1
第一章 热气机的工作原理和构造	7
第一节 斯特林循环和热气机	7
第二节 热气机的基本构造	20
第三节 菱形机构的运动学	30
第二章 施密特分析及影响性能的主要因素	40
第一节 施密特分析	40
第二节 主要影响因素	49
第三节 容积压缩比的选择	55
第四节 热气机的运转特性	60
第三章 循环性能的分析计算	69
第一节 基本功(率)的计算	70
第二节 功率损失和指示功率	78
第三节 热损失和系统内效率	86
第四节 绝热循环	89
第四章 实用等温算法	93
第一节 计算流程及限制条件	93
第二节 基本功率估算	96
第三节 流阻损失和指示功率	105
第四节 热损失和示功循环效率	111
第五章 换热器	127
第一节 回热器概论	127
第二节 网片基体的温度特性	131
第三节 网片基体的流动特性	133
第四节 回热器的设计	143
第五节 加热器和冷却器	155
第六章 循环系统的优化	170

IV

第一节	通用优化法	170
第二节	比例设计法	178
第三节	比尔数	192
第七章	自由活塞式热气机	200
第一节	自由活塞式热气机的特点及工作原理	200
第二节	自由活塞式热气机的结构形式	207
第三节	自由活塞式热气机的动力学分析	216
第四节	自由活塞式热气机的设计	235
第五节	自由活塞式热气机的展望与应用	247
参考文献	251

绪 论

国外一些有名的热气机专家预言，如果说十九世纪是蒸汽机的时代，内燃机是二十世纪交通运输的主要动力，那么在未来的二十一世纪，将是热气机的天下。这可能有些夸张，言过其实，但却反映了这样一个不可忽略的事实，即热气机必将得到充分的发展，在热机中取得应有的地位和发挥其应有的作用，造福人类。

回顾一下热气机的发展史是颇有裨益的，而且也是令人深思的，从中可以悟出热气机必将得到充分发展和大量应用的必然结果。热气机的发展史大致可分为下列几个阶段：

1. 古代热气机的发展

蒸汽机的发明为人类提供了动力机，引起了所谓的产业革命。但是，当时蒸汽机的功率和效率都很低，而且铸铁气缸经常爆炸，很不安全。导致蒸汽机效率低的原因之一是蒸汽在气缸中膨胀后出现冷凝现象，这就增大了缸壁的热损失。为了避免冷凝现象，提高效率，在当时的条件下，人们自然而然地想到用不会冷凝的空气或别的气体来代替蒸汽充当工质。热气机就是在这样的历史背景下发明的。在十九世纪初至十九世纪中叶，人们创造了各种各样的热气机。1807年，乔治·凯莱（George Cayley）创建了第一台能实际工作的开式循环热气机，当时叫炉膛式热空气机。1816年，罗伯脱·斯特林发明了闭式循环热气机，并在采石场上作泵水工作。约翰·埃里克森（John Ericsson）则发明了外燃开式循环热气机，1851年他制成了44.4kW的热气机，接着在1853年制造了缸径达4.26m的超大型热气机，总功率220.6kW，效率13%，装在一艘2000t的明轮机帆船上。然而限于当时的条件和人们对这些热气机的认识程度，大部份热气机的功率和效率都很低，不但没能取代蒸汽机，反而被比热气机晚发明半个多世纪的内燃机所淘汰。1916年最后一台老式热气机出厂，热气机的

发展至此告一段落。

2. 现代热气机的开创阶段

荷兰的菲利普公司是现代热气机的发展鼻祖。在三十年代末到六十年代末整整三十年时间内菲利普公司开创了现代热气机发展的新阶段。1938年,荷兰的边远地区缺乏电力,迫切需要一种运转安静且能使用多种燃料和寿命较长的无线电装置的供电设备。当时可供选择的有:热电系统、闭式循环蒸汽机和热气机,该公司经全面考证后选中了热气机,并制成了电功率为200W的热气机发电机组,与无线电装置配套使用。1947年,菲利普公司宣布制成了功率为1.2kW的热气机,重量比原先的下降50%,体积下降125%。

1955年,按逆向斯特林循环工作的制冷机在菲利普公司投产,制冷温度12~80K。与此同时,对作为原动机使用的斯特林循环热气机用现代化技术进行了深入研究,作了根本性的改革,使热气机的面貌为之一新,效率和功率得到大幅度的提高,出现了新一代的热气机。例如,1958年该公司制成的1-365型热气机,单缸菱形机构传动,活塞排量 365cm^3 ,在转速为2500转/分时功率为29.4kW,用氢气作工质, 10^6Pa 的压力。后来将压力提高到16.5MPa,功率提高到40.44W,2100r/min。该机在1200r/min时效率0.38。1959年,该公司又设计了一台1-98型热气机,单缸菱形传动,用氢气作工质,压力为20兆帕时,功率达18.4kW,3500r/min,1200r/min时的效率为32%。该机活塞排量仅 98cm^3 ,升功率竟高达187.6kW/L。后来,菲利普公司又制成了4-235型4缸菱形传动热气机,也用氢作工质,在压力为 $20 \times 10^6\text{Pa}$ 时的功率为147kW,3000r/min。1-98型和4-235型均通过了10000h的耐久试验。接着该公司设计制造了重量和体积更小的4缸双作用热气机4-65DA、4-215DA和4-1385DA,后者的效率达40%。

由于菲利普公司成功地创建了现代热气机,受到各国有关单位的重视与青睐。1958年,美国的通用发动机公司率先与菲利普公司签订了专利合同。研制单位越来越多,从而进入了热气机发展的第三阶段。

3. 热气机的进一步发展阶段

在六十年代前，热气机的开发基本上是由菲利普公司单枪匹马地进行的。由于菲利普公司在现代热气机的开发中取得了十分显著的成就，研制单位象雨后春笋似地纷纷崛起，投入了热气机的发展洪流，从而使热气机获得了进一步的发展，同时出现了各种各样的使用不同能源的热气机。热气机正在向实用化、商品化迈进，可以预见，热气机将成为内燃机的可畏的竞争对手。

用普通的石油液态燃料（如柴油和无铅汽油）的车用热气机已发展到相当成熟的阶段，重量和尺寸与车用内燃机相当，而经济性比同类内燃机要好得多，最大功率时的效率已达 33~37%，最佳经济性时的效率在 40% 以上，这是十分诱人的。

烧煤或生物质能的热气机正在发展中，它极适用于缺油的第三世界国家，特别适用于广大农村。一种烧谷壳的热气机的样机已研制成功，正在产稻的东南亚国家进行现场试验。

用太阳能的热气机也正在发展中，它适用于多阳的地区，例如农村灌溉，也适用于大规模发电。1兆瓦级的热气机太阳能电站已完成模型试验和可行性论证，发展计划正在规划中。

用同位素作能源的热气机只适合于作特殊用途，例如用于水下或太空。一种用钷²³⁸作热源的热气机人工心脏正在持续发展；1千瓦的钷²³⁸水下或太空用热气机电站也正在研制中。

值得一提的是在发展过程中所出现的一系列非常有趣的、但却令人深思的事情。美国通用发动机公司是第一个与菲利普公司签订研制合同的单位，当1968年菲利普公司与瑞典和西德的有关单位签订专利合同后，通用发动机公司在1970年宣布停止执行合同，并大大地缩小了研制范围。1972年，福特汽车公司取代通用发动机公司，与菲利普公司签订了共同发展小轿车热气机的合同，正当车用热汽车4-215DA型顺利发展并将得到美国能源部资助的时候，1978年福特公司宣布中止热气机的研制。接着，美国的机械技术公司取代了福特汽车公司，在能源部的资助下，与瑞典联合热气机公司合作，继续发展车用热气机。由联合热气机公司设

计美国制造的 ASE Mode I 型车用热气机已完成了试验，性能很好，耗油率低至 $216\text{g}/\text{kW}\cdot\text{h}$ ，目前已转入性能更佳的 Mode II 型的设计制造。由于机械技术公司在热气机上取得的新成就，不仅进一步得到美国政府的赏识和支持，同时也重新勾起了通用发动机公司和福特汽车公司对热气机的兴趣，表示愿意继续发展热气机。

十分有趣的是，现代热气机的开发鼻祖菲利普公司将它的热气机技术先后扩散到美国、瑞典和西德后，发现他们都得到了政府的大力支持和资助，技术发展迅速，不少方面均超过菲利普公司处于领先地位，无法继续与之竞争，而热气机离实用还有一段距离，还得投入相当的人力和财力，在这种竞争形势下，最后到底鹿死谁手菲利普公司感到自己力量单薄和前途未卜，不得不在八十年代初宣布中止热气机的发展工作，仅继续发展斯特林循环的制冷机和热泵。然而，瑞典联合热气机公司制造的双作用热气机 U4P-95 和 U4P-275 以及后来美国机械技术公司制造的 ASE Mode I 型热气机，性能卓越，是新的里程碑，它们的问世说明了热气机离实用已为时不远了。不少对热气机虽有兴趣但不敢问津的一些国家或单位，纷纷投入热气机的发展行列，甚至不惜巨款高价购买功率仅 40 千瓦的 U4P-95 样机进行研究（售价高达 25 万美元）。在这一十分喜人的且又诱人的形势下，荷兰菲利普公司不甘落后，在 1984 年竟又东山再起，成立了一个新的热气机发展公司。

今天，包括美国、苏联、英国、法国、西德和日本在内的主要工业国家，都在国家资助下进行热气机的开发。例如，在美国由能源部资助，正在发展车用热气机和太阳能以及烧煤的热气机电站。有些单位还在研制特殊用途的热气机，例如人工心脏用热气机和水下及太空用热气机电站。在日本，参与研制热气机的单位有二十个左右，比美国少一半，但也都得到政府有关方面的支持和资助，主要发展车用、船用和热泵热气机，成为著名的节能计划——月光计划的一部份。英国和法国现在重点发展船用或潜艇用热气机，加拿大则正在发展机车用热气机。我国也在七十年代中期开始研究热气机，并取得了一定的发展成果。瑞典有两家

发展热气机的单位,均属政府所有,其中联合热气机公司从事发展热气机的人员有110名,90%以上具有工程师的职称,是瑞典最大的一个研究组织,它的热气机技术目前处于领先地位。西德和苏联热气机的研究领域大概主要为军用,实质性的报导很少。

经过上百个单位数千科研人员的努力,前后花了三十年时间和二亿美元的经费,热气机才得以新生。今天,热气机已接近成熟,以车用热气机为例,燃油经济性约为 $220\sim 240\text{g/kW}\cdot\text{h}$,比重约为 $2.8\sim 4\text{L/kW}$,关键部套的使用寿命均能满足车用要求,例如热头寿命为 $1\sim 3\times 10^5\text{h}$,密封装置寿命 $2\sim 3\times 10^4\text{h}$ (据瑞典联合热气机公司称,换个密封装置的时间约 $1\sim 2\text{h}$)。当然,还有一些问题有待解决,例如热头的代用材料、制作工艺等,性能也需进一步提高和完善。有人估计,在大量生产时,车用热气机的造价比同类型柴油机贵 $0.5\sim 1$ 倍,当然比汽油机更贵。

近些年来,美国政府花在热气机上的年平均投资约为1500万美元,瑞典政府的年平均投资约为500万美元,日本政府为月光计划中的热气机投资4300万美元,这些政府甘愿在热气机上花费如此巨额经费的目的之一是希望首先占有热气机的生产专利权;当然,热气机的许多优点可以解决当前他们难以解决的一些问题,例如环境污染和能源(包括节能)问题。

热气机是一种外燃(或外部加热)式闭式循环活塞式发动机。与燃气轮机和别的外燃式发动机一样,对外燃方法或外燃系统的特性无特殊要求,只要外燃温度高于闭式循环中的工质温度即可,例如各种可燃物的燃烧装置、太阳能、原子能(核裂变或衰变能)、蓄热装置以及化学反应生成热装置等均可成为热气机的外部加热热源。根据发动机的设计要求,外部热源的温度高的达 2300K ,低的只有几度温差。目前均有上述热源的热气机在实验室或现场进行着试验,有的已连续运转了近10年。热气机对多种燃料高度适应性的特点,使之具有广泛的用途,上至太空,下至地下(水中)都有它的用武之地。在当前,石油燃料(例如柴油或无铅汽油)作为热气机的标准燃料,它在接近大气压的压力

下连续燃烧，通过燃气或排气再循环可使排气中的有害成份大大下降，满足当前最严格的排放标准。当然，在使用太阳能、化学反应热能以及各种形式的蓄热器时，它是一种完全无污染的清洁能源。

热气机的闭式循环系统由膨胀腔（热腔）、加热器、回热器、冷却器和压缩腔（冷腔）组成，并依上列次序串接在一起组成循环回路，其内封入某种工质（一般为氢气、氦气或空气），依靠活塞的运动使循环系统的有关容积发生周期性的变化，工质得以在循环系统中作周期性的往复流动，工质在较低的温度下被压缩（主要发生在压缩腔），然后在较高的温度下发生膨胀（主要发生在热的膨胀腔），因而不断地做正功。热气机按斯特林循环工作，由两个等温（压缩和膨胀）和等容（加热和冷却）过程组成。众所周知，等温压缩和等温膨胀，其循环效率为卡诺效率，是一种很有利的热力循环。事实上就目前造就的热气机而言，热效率都是比较高的。显然，高的转换效率再结合高度的多种燃料适应性，在解决能源（节能）问题上是十分注目的，不少国家发展热气机的目的亦盖出于此。

此外，热气机循环系统中的工质压力变化平缓，循环压力比（最高循环压力与最小循环压力之比）通常均小于2，不象内燃机中气缸压力变动剧烈，加上热气机没有气阀机构等特点，因而其运转平稳和安静。不作噪声处理裸体热气机的噪声通常在75dB(A)左右，经噪声处理后，噪声级低于50dB(A)。当然，热气机也有缺点，然而仅就多种燃料适应性、良好的环境特性和高的转换效率这三大优点而言，已够吸引人了，因为这些优点正好应顺了当前能源形势和环保要求越来越严的潮流，对热气机的缺点，诸如结构比较复杂，制造工艺要求较高和造价较大的缺点也不惜一顾了，而甘愿花费巨款积极研制。

我国目前已有不少单位正在研制热气机，一些大专院校也开设了热气机课程，为配合这一发展形势，特撰写本书，其目的是为有兴趣的读者提供有关热气机工作原理方面的知识，起到进一步宣传的作用，以进一步推进热气机的研制浪潮。

第一章 热气机的工作原理和构造

本章主要介绍热气机的动作原理，即理想的工作过程，而且只介绍正統的理想循环。此外，本章还将介绍热气机的大致构造，重点介绍循环系统的组成。

第一节 斯特林循环和热气机

1.1.1 热气机和斯特林循环

热气机，又叫斯特林发动机 (Stirling Engine)，是一种外部燃烧（加热）的闭式循环活塞式发动机。在这类机器中，工质（一般为氢气、氦气或空气）被封闭在循环回路中，通过气缸容积的变化控制工质在闭式循环回路中的流动方向；在较低的温度和压力下压缩工质，并在较高的温度和压力下膨胀，从而获得正的循环功。

热气机的热力过程是按斯特林循环进行的。斯特林循环是一种理想的热力循环，由两个等温过程和两个等容过程组成，如图 1-1 所示。因为按两个等温过程和两个等容过程组成的热力循环工作的热气机是由英国人罗伯脱·斯特林发明的，所以这种热气机又叫斯特林发动机，其遵循的热力循环叫斯特林循环，犹如我们称柴油机的热力循环叫狄塞尔循环一样。熟悉热机的人，都熟悉奥托循环、狄塞尔循环、兰金循环和布雷顿循环，但对斯特林循环却鲜为人知，因而有必要详细阐述一下斯特林循环。

1.1.2 斯特林循环

在图 1-1 中，同时示明了斯特林循环和实现斯特林循环的循环系统及动作过程。循环系统有一个装有两个活塞的气缸构成，在两个活塞间设有回热器。回热器在一个循环中交替地从工质吸收热能和向工质释出热能，因而可以将它设想成为一块热力海

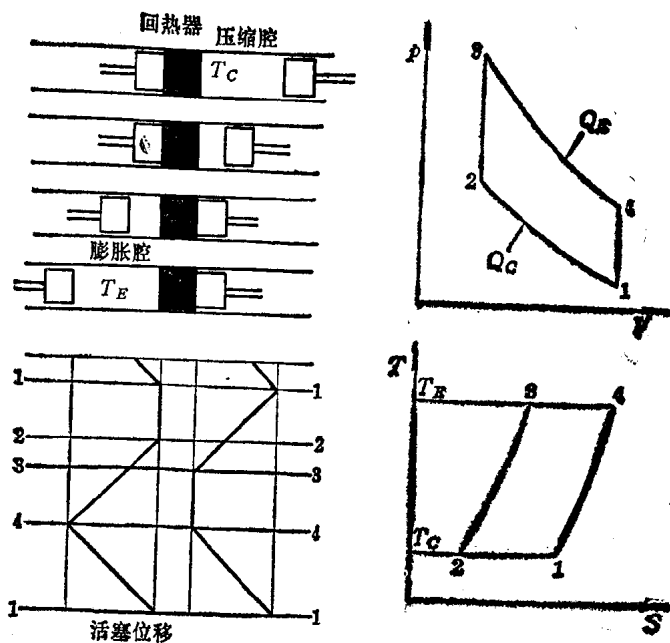


图1-1 斯特林循环及其循环系统

绵。回热器两侧由活塞和气缸组成的腔室分别形成热的膨胀腔（又叫热腔）和冷的压缩腔（也叫冷腔）。这两个腔室的容积变化分别由活塞控制。在循环过程中，膨胀腔的温度永远处于最高循环温度 T_E ，而冷腔，即压缩腔的温度始终为最低循环温度 T_C ，因而回热器的两端具有温差 $T_E - T_C$ 。假定回热器的通流容积忽略不计，且回热作用是完善的，活塞移动时无摩擦损失，工质为理想气体且无泄漏，这样，斯特林循环就有如下的4个热力过程组成：

1. 等温压缩过程

循环开始时，压缩腔活塞处于其内止点，此时压缩腔容积最大；膨胀腔活塞处于外止点并紧靠回热器，此时膨胀腔容积为零。因此，工质全部集中在压缩腔，温度为最低循环温度 T_C ，工质压力也最低。工质在循环始点（压缩始点）的状态如图1-1中的点1所示。在压缩过程中，膨胀腔活塞在其外止点保持不动，

而压缩腔活塞从内止点向外止点移动。随着压缩活塞的移动，系统容积逐渐缩小，工质在压缩腔中受到压缩。待压缩活塞移动到其外止点前一定距离后，压缩过程结束，如点 2 所示，此时系统容积已从最大值 V_1 缩小到最小值 V_2 。为了在最低循环温度 T_c 下进行等温压缩，压缩热 Q_c 必须由气缸壁从系统内部逐渐导出，同时外界在整个压缩过程中得向系统做功 W_{1-2} 。在理想状态下，压缩热 Q_c 等于压缩功 W_{1-2} ，即

$$W_{1-2} = Q_c = RT_c \ln(V_2/V_1) \quad (1-1)$$

式中 R 为气体常数

2. 等容加热过程

如图 1-1 所示，等容加热过程从点 2 开始，至点 3 结束。过程开始时，压缩活塞从点 2 继续向其外止点移动，到达外止点时过程结束；与此同时，膨胀活塞开始由外止点向内止点移动。两个活塞作相反运动的结果，压缩腔容积的缩小值等于膨胀腔容积的增大量，系统总容积不变，即 $V_2 = V_3$ ，过程是等容的。在这一等容过程中，压缩腔的容积变到零，而膨胀腔容积开始由零逐渐增大，结果是压缩腔中的工质全部被赶到膨胀腔。工质从压缩腔到膨胀腔前，必须流经回热器并得到回热器的加热，热量 Q_R 从回热器传给工质，使工质温度从最低循环温度 T_c 上升到最高循环温度 T_E 后流入膨胀腔。所以，这一过程称作等容加热过程。在本过程结束时，工质全部处于膨胀腔，且温度为 T_E ，同时压力也上升到最高压力 p_3 ，如图 1-1 中的压容图和温熵图所示。在该过程中，因系统容积不变，故不做功，但工质内能增大。在理想状态下，热能 Q_R 为

$$Q_R = C_V(T_3 - T_2) = C_V(T_E - T_c) \quad (1-2)$$

式中 C_V 为 $T_c \sim T_E$ 温度范围内工质的平均等容比热。

3. 等温膨胀过程

在等温膨胀过程中，压缩活塞在外止点保持不动，膨胀活塞继续向其内止点移动，结果系统容积增大，压力下降，待膨胀活塞移动到内止点时过程结束。此时，系统容积已从最小容积 V_2 ，

($=V_2$) 扩大到最大容积 $V_4 (=V_1)$ 。为了实现等温膨胀, 即 $T_3 = T_4 = T_B$, 外源必须通过气缸壁向工质供给等温膨胀热 Q_B , 同时系统向外界做等温膨胀功 W_{3-4} 。在理想状态下, 外界向系统输入的等温膨胀热能 Q_B 应等于等温膨胀功 W_{3-4} , 即

$$W_{3-4} = Q_B = RT_B \ln(V_4/V_3) \quad (1-3)$$

4. 等容冷却过程

在这一过程中, 压缩活塞从其外止点移动到内止点, 同时膨胀活塞从其内止点移动到外止点, 结果将膨胀腔中的工质全部驱入压缩腔, 在流经回热器时, 回热器从工质中吸走热能 Q'_R , 使工质温度从最高循环温度 T_B 下降到最低循环温度 T_C 后流入压缩腔。两个活塞作相反运动的结果, 使工质在最大容积 $V_4 = V_1$ 下得到冷却, 故叫等容冷却过程。在理想状态下, 工质传给回热器的热能 Q'_R 为

$$Q'_R = C_V(T_1 - T_4) = C_V(T_C - T_B) \quad (1-4)$$

至此, 斯特林循环的 4 个过程全部结束, 工质状态回复到循环始点的状态。由式 (1-2) 和式 (1-4) 可知, 工质与回热器间在一个循环中无热能的得失, 即 $Q_R + Q'_R = 0$, 也就是说, 在等容冷却过程中工质传给回热器的热能 Q'_R 在等容加热过程中将全部传回给工质。工质在循环中与外界的热交换仅为 Q_B 和 Q_C , 所做的功 $W = W_{1-2} + W_{3-4}$, 即

$$W = W_{1-2} + W_{3-4} = RT_B(1 - \tau) \ln \varepsilon_V \quad (1-5)$$

式中 $\tau = T_C/T_B$, 循环温度比

$\varepsilon_V = V_1/V_2$, 容积压缩比

斯特林循环在最高温度 T_B 下的供热 Q_B 和在最低温度 T_C 下的释热 Q_C , 都是在等温下完成的, 满足热力学第二定律对最高热效率的要求, 即斯特林循环的循环效率等于卡诺效率。事实上, 根据热效率的一般定义, 斯特林循环的循环效率 η_c 为

$$\eta_c = W/Q_B = 1 - \tau \quad (1-6)$$

即为卡诺效率, 其大小仅决定于循环温度比 τ , 即确定于循环温度上限 T_B 和下限 T_C 。

1.1.3 斯特林循环和卡诺循环

众所周知，卡诺循环是由两个等温过程和两个绝热过程组成的循环。在压容图中，因为等温线和等熵线的斜率无很大差别，所以卡诺循环的示功面积较小，除非采用极长的活塞行程和很高的压力，但这会使机器变得十分笨重。显然，用两条等容线代替了卡诺循环的两条等熵线的斯特林循环却具有大得多的示功面积。图1-2为在压力、温度和容积变化的上下限相同的情况下，斯特林循环与卡诺循环的比较，阴影面积代表斯特林循环比卡诺循环多做的功或与外界所增大的换热量。斯特林循环热气机的做功能力是很大的，就目前已造就的热气机而言，活塞扫气容积功率一般为 $50\sim 10\text{kW/l}$ ，高的竟达 150kW/l ，这样高的扫气容积功率是普通的活塞式内燃机所望尘莫及的。

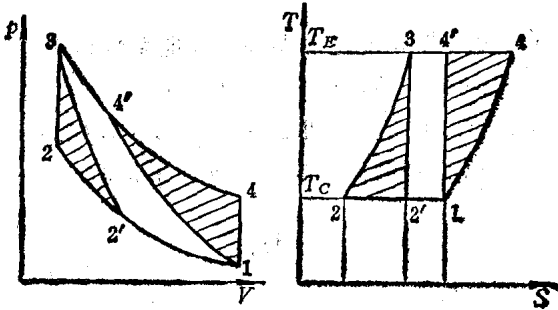


图1-2 斯特林循环与卡诺循环的比较
(斯特林循环1-2-3-4-1, 卡诺循环1-2'-3-4'-1)

1.1.4 用作制冷机和热泵的斯特林循环

根据循环方向的不同和吸放热温度水平的不同，斯特林循环可用作原动机、制冷机、热泵和压力发生器。

斯特林循环用作原动机时，其循环方向按顺时针进行，在较高的温度下从外界吸取热能 Q_E ，热能 Q_E 一部份转变成功，另一部份在较低的温度下排至外界。作为原动机的斯特林循环已在1.1.1小节中作了充分阐明。当斯特林循环用作制冷机时，循环

方向按逆时针进行, 说明制冷机是被动机, 需要从外界输入功。为比较起见, 在图1-3中同时示明了作为原动机和制冷机的斯特林循环的循环方向和温度域, 其中1-2-3-4-1为原动机循环, 1-2-3'-4'-1为制冷循环。由图1-3可知, 原动机循环和制冷循环的压缩功是相同的, 即面积1-2-5-6-1, 但制冷循环的膨胀功, 即面积3'-4'-6-5-3'显然比压缩功要小得多, 其差值为面积1-2-3'-4'-1那样大的功必须从外界输入, 即逆向斯特林循环的制冷机需用电动机或别的原动机拖动。若制冷循环的压缩温度为环境温度 T_c , 膨胀温度为 T_{ref} , 则用来描写制冷循环性能的性能系数 COP_{ref} 为

$$\begin{aligned} COP_{ref} &= \text{从外源吸入的热/外源输入的功} \\ &= \text{面积}3'-4'-6-5-3' / \text{面积}1-2-3'-4'-1 \\ &= T_{ref} / (T_c - T_{ref}) \end{aligned} \quad (1-7)$$

由式(1-7)可知, 斯特林制冷循环的性能系数和逆向卡诺循环的性能系数是相同的, 即都取决于温度上限 T_c (压缩温度)和下限 T_{ref} (膨胀温度)。但是, 如果温度、压力和容积的上下限相同时, 则逆向斯特林循环的制冷能力比逆向卡诺循环的大。

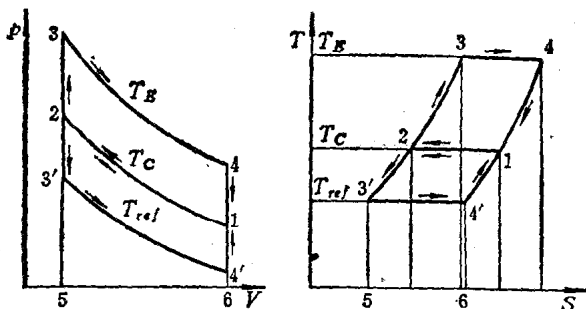


图1-3 斯特林循环作原动机和制冷机时的比较。这两个循环都具有相同的压缩温度 T_c , 但制冷循环的膨胀温度 T_{ref} 低于 T_c , 需从外界输入功

按逆向斯特林循环工作的制冷机的制冷温度已低到 10 K 以下, 制冷温度为 $-160 \sim -195^\circ\text{C}$ ($113 \sim 78\text{K}$) 的斯特林循环制

冷机在我国已批量生产，用于国防、医药卫生、畜牧和工农业等方面。用斯特林循环的原动机驱动斯特林循环制冷机或热泵的机组，叫双斯特林循环机，是一个重要的研究发展方向。

斯特林循环用作热泵时，其循环方向与制冷循环相同，即也按逆时针方向进行，但循环的温度域不同。图1-4示明了逆向斯特林循环用作制冷机和热泵时的温度域的区别。热泵的压缩温度 T_p 高于膨胀温度 T_c ，而膨胀温度 T_c 为环境温度，正好为制冷循环的压缩温度，换言之，热泵循环的下限温度为制冷循环的上限温度。因为热泵的膨胀温度 T_c 接近环境温度，通过一个低温换热器将外源（例如河水、环境空气或别的低能级的热源）热能在膨胀时吸入循环系统，然后在较高的温度下压缩，通过温度较高的换热器将压缩热从循环系统中传出，这样，将低温外源的热能源源不断地泵入温度较高的外源。如图1-4所示，热泵循环在膨胀过程中将低温热源的热能 Q_p 吸入，并以 Q_p 那样大的热能在较高的温度下排出。热泵循环与制冷循环一样，需由外源供给机械功，在图1-4所示的情况下，外源应提供的功为面积 1-2-3-4-1。用来描述热泵有效性的性能系数 COP_{HP} 定义为

$$\begin{aligned} COP_{HP} &= Q_p / \text{外源供给功 (面积1-2-3-4-1)} \\ &= T_p / (T_p - T_c) \end{aligned} \quad (1-8)$$

由式 (1-8) 可知，热泵的性能系数是正向斯特林循环热效率的

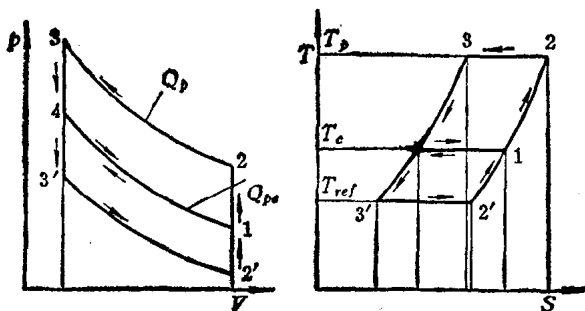


图1-4 用作热泵和制冷的斯特林循环的比较
(热泵循环1-2-3-4-1，制冷循环1-4-3'-2'-1)