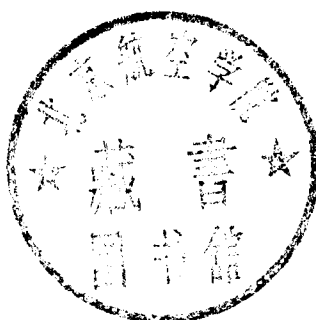


598680

斯特林发动机

邹隆清 刘洪强 邓士洲 编

HK43/30



前 言

本书系统地叙述了斯特林发动机的基本概念、工作原理、结构布置和设计计算等问题，对热交换器、调节器及整机测试和性能等亦作了详细的介绍。

本书可作为大专院校有关专业的教材，也可供从事斯特林发动机的设计、研究、制造和使用的科学技术人员参考。

本书由邹隆清（一、二、三、四、六和九章）、刘洪硕（五、七章）邓十洲（八章）编写，邹隆清统一校订。徐思铸副教授仔细审阅了原稿，在此致以衷心的感谢。

由于本书内容比较新，编者水平有限，书中错误在所难免，敬希读者批评指正。

目 录

第一章 结 论

§1—1 斯特林发动机的发展简史.....	(1)
§1—2 斯特林发动机的基本特点.....	(2)
§1—3 斯特林发动机的类型.....	(3)
§1—4 斯特林发动机的问题及其解决途径.....	(6)

第二章 斯特林发动机的理想循环

§2—1 斯特林循环.....	(7)
§2—2 发动机循环工作过程.....	(10)
§2—3 史密特循环.....	(13)
§2—4 芬氏分析法.....	(21)

第三章 斯特林发动机的实际循环

§3—1 概 述.....	(23)
§3—2 压力损失计算.....	(24)
§3—3 热损失计算.....	(30)
§3—4 循环指示效率.....	(38)
§3—5 总效率.....	(39)

第四章 斯特林发动机的设计

§4—1 概 述.....	(41)
§4—2 参数的选择.....	(41)
§4—3 工质的选择.....	(45)
§4—4 容积压缩比、压力比和皮尔数.....	(48)
§4—5 设计步骤和示例.....	(52)

第五章 热交换系统

§5—1 概 述.....	(55)
§5—2 热交换器的几个基本问题.....	(57)
§5—3 加热器及其设计.....	(63)
§5—4 回热器及其设计.....	(71)
§5—5 冷却器设计.....	(84)

第六章 斯特林发动机的主要组件及自由活塞斯特林发动机

§6—1 传动机构.....	(86)
§6—2 传动机构的运动学.....	(87)
§6—3 活塞连杆机构.....	(93)
§6—4 密封装置.....	(94)
§6—5 自由活塞斯特林发动机.....	(101)

第七章 斯特林发动机的燃烧系统

§7—1 燃烧系统的基本组成.....	(105)
§7—2 燃烧系统的设计.....	(110)

第八章 斯特林发动机的启动和控制系统

§8—1 斯特林发动机的启动.....	(111)
§8—2 燃烧控制系统.....	(113)
§8—3 功率控制系统.....	(114)

第九章 斯特林发动机的测量和性能

§9—1 斯特林发动机的测量装置.....	(120)
§9—2 斯特林发动机的性能.....	(121)
§9—3 优良实验产品的性能表与结构图.....	(126)

附 录

常用单位换算简表.....	(133)
---------------	-------

主要参考文献

第一章 绪 论

斯特林发动机是一种能以多种燃料为能源的闭循环回热式发动机，或称为热气机。斯特林发动机是除蒸汽机和内燃机之外的又一类往复式动力机械。斯特林发动机既可以作为原动机使用，也可以作为致冷机、热泵或压力发生器使用。本书只论述作为原动机使用的斯特林发动机。

§1-1 斯特林发动机的发展简史

十八世纪瓦特发明蒸汽机后，世界上相继出现了具有相当功率的动力机械，因而引起了当时欧洲的产业革命。但是，那时的蒸汽机工作很不可靠，效率极低。当时有人认为，如果用热的气体来代替蒸汽，就可以避免蒸汽因冷凝而造成的热损失。英国罗伯特·斯特林 (Robert Stirling) 根据这一设想发明了外部燃烧的闭式循环热空气机，即斯特林发动机。但是，由于当时缺乏良好的耐热材料以及人们对热气机的性能了解很少，以致机器的效率和功率都很低。因此，在十九世纪中叶，当高效率的内燃机出现后，斯特林发动机的研制工作就停止了。

随着科学技术和生产现代化的进展。1938年，荷兰菲利普公司开始了现代斯特林发动机的研制工作，该公司对斯特林发动机技术作了根本性的改革，使斯特林发动机的效率与功率大幅度提高。例如，该公司的第一代斯特林发动机采用菱形传动机构，保证了活塞和活塞杆作直线运动，从而改进了密封的工作状态，大大地提高了工质的循环压力和循环功；采用传热性好、比重轻和粘度小的氢气或氮气作为工质，因此显著地提高了热交换器的效率和降低了工质在循环过程中的流动阻力损失，使斯特林发动机的效率提高了50%，并为提高转速创造了有利条件。此外，该公司还发明了“袜套式密封”装置，为研制高效密封装置开辟了新路。

由于菲利普公司在上述三方面的创新在样机上得到了实现，引起了不少国家的关注和兴趣，纷纷和菲利普公司签订专利合同，因此斯特林发动机的研制工作得以恢复。

1958年，美国通用发动机公司 (GM) 第一个与菲利普公司签订合同，研制了卫星用太阳能斯特林发动机发电机组和军用3千瓦轻便式“无声”发电机组，后者在35米以外听不见明显的声音。1972年，美国福特汽车公司与菲利普公司合作，共同研制了4-215型斯特林发动机，并已装在轿车上试用。这一研究工作得到了美国政府的资助。目前，由美国能源部资助的车用斯特林发动机发展计划正在执行中，第一台ASEI型车用斯特林发动机已开始运转，该机功率为72.3马力，最低油耗率为159克/马力·时。此外，把斯特林发动机作为人工心脏的研究已取得了很大发展。华盛顿大学的联合中心研究室，采用铀238作为热源，研制出外形尺寸为 $28 \times 15 \times 9.5$ 厘米³的人造心脏，并植入

一头小牛体内试验。

1968年，瑞典私营科克姆造船厂和国营军用工厂FFV(Forenade Fabriksverken)联合组成了瑞典联合斯特林发动机公司，其规模仅次于菲利普公司。该公司的研制工作进度较快，已研制出的样机有4-615、P40、P75、P150和U4P-95等型号。其中U4P-95为双曲轴传动的四缸并列双作用斯特林发动机，每缸排量为95厘米³，功率为55马力，转速为4000转/分。它是联合公司最成功的一代斯特林发动机，已开始装在轿车上试用。英国皇家海军花了12万英镑购置了一台U4P型发动机。该公司宣称，每台售价为25万美元。即使这样，还是有人购买。目前，U4P型仍在进一步完善中。

西德两家规模较大的内燃机制造公司——曼思公司和曼哈姆公司，联合组成了MAN/MWM斯特林发动机研究机构，研制出1-400型和四缸双作用4-400型斯特林发动机。

日本经过若干年的观察和全面考虑后，制订了研制斯特林发动机的十年规划。他们决定首先发展船用斯特林发动机，研制工作已于1976年开始，由日本船舶技术研究所、日本造船研究协会和日本活塞环公司分别承担研制任务。研制的样机为四缸直列式，功率为800马力，作为内河和远洋船舶的动力。1978年，日本精机公司得到通产省的资助，对功率为50千瓦的斯特林发动机进行了研制。

此外，英国、法国、加拿大和苏联等国家，也正在开展斯特林发动机的研制工作。英国剑桥大学和皇家海军工程学院等单位联合设计的25千瓦斯特林发动机的试验机资料，已在1982年英国机械工程学会组织召开的“斯特林发动机向实用化发展”的学术讨论会上宣读。

我国也正在积极开展斯特林发动机的研制工作。有的研究所和大学相继建立了斯特林发动机研究机构。某研究所于1981年12月研制的200瓦试验样机，成功地演示了斯特林发动机的热力过程。1982年8月，国家科委攻关局和中国内燃机学会在上海召开“内燃机攻关项目选题专家座谈会”，会议确定斯特林发动机、绝热发动机和电子控制内燃机三个项目为主要研究项目。1983年，由中国船舶工业总公司、外交部和国家科委联合提出，经国务院正式批准，“第二届国际斯特林发动机会议”于1984年6月在上海举行。这进一步推动了我国斯特林发动机的发展和研制工作。

§1-2 斯特林发动机的基本特点

斯特林发动机具有柴油机、汽油机、蒸汽机和燃气轮机等普通热机所具有的一些优点如：

1. **可用多种燃料** 因为斯特林发动机的燃烧过程是连续的，而且是在缸外接近于大气压力的状态下进行的，所以对燃料品质的要求不高。凡是燃烧温度可达450℃以上的任何种类的燃料都可以作为斯特林发动机的能源。如：煤油、重柴油、煤炭、薪柴和桔杆、煤气、天然气、沼气、酒精和植物油等燃料都可燃用。

2. **热效率高** 斯特林发动机是一种高效率的能量转换器。斯特林发动机的理论循环效率等于最高循环效率——卡诺效率。现有样机的试验表明，斯特林发动机的卡诺效

率达66~70%，有效效率达32~40%（相当于柴油机效率）。随着科技和研制工作的进展，斯特林发动机的效率还可以进一步提高。如果采用陶瓷耐热材料，加热器的温度上升到1100℃时，则有效效率将可达44%左右。

3. **排气污染少** 斯特林发动机燃烧过程具有净化排气的最大潜力。这是由于：①斯特林发动机的燃烧过程是连续的；②空气燃烧比的变化对效率影响很小，而对功率几乎没有影响。发动机可以在足够的过量空气下运转；③燃料的燃烧是在高温下进行的，因此燃烧非常完善，废气中的CO、HC和碳烟含量很少。虽然在高温下会促使NO的形成，但测量结果表明，NO的含量很低。斯特林发动机排放的有害气体要比内燃机低得多。如表1-1。

表 1-1 (单位：毫克/公制马力)

	HC	CO	NO
斯特林发动机	0.0015~0.009	0.05~0.2	0.1~0.2
柴 油 机	0.6~12	0.2~0.5	0.4~2.0
汽 油 机	51~120	40~100	0.6~2.0

4. **噪音低** 内燃机的噪音主要是由于燃烧时气缸压力的急骤升高和燃烧气体在排气开始突然形成的大梯度压力降所产生的。斯特林发动机缸内的压力是按正弦规律变化的，因而不会产生燃烧爆炸和排气波。斯特林发动机没有气阀机构且运转平衡，因而没有气阀的冲击和活塞的敲缸声等。因此，斯特林发动机的噪音很小。试验数据表明，ASE-1型小于67.5分贝（美国）；V4X-190型小于70分贝（瑞典）。这比内燃机的噪音一般低15~20分贝，对人体不会产生危害，故斯特林发动机有无声发动机之称。

5. **运转特性好** 斯特林发动机气缸中的压力变化平稳，最大压力与最小压力之比一般为2左右，因此扭矩均匀，运转平稳。四缸斯特林发动机扭矩不均匀度一般为0.05~0.09。斯特林发动机的转速变化范围大，最大转速与最小转速的比值一般为8~10（内燃机为3~5）。只要轴承负荷允许，斯特林发动机的转速几乎不受其它因素限制，而且在整个转速范围内扭矩的变化比较均匀。此外，斯特林发动机的超负荷能力很大，能在超过额定负荷50%的情况下正常运转，而内燃机一般只能超载15~15%。

6. **工作可靠，维修费用低** 斯特林发动机没有容易出故障的气阀机构、高压喷油系统和需要良好润滑的活塞环，斯特林发动机运转的唯一不可靠因素是密封装置。瑞典联合公司的滑动密封寿命已达3000~3500小时。同时，因为斯特林发动机的润滑系统与大气隔绝，不受燃烧产物的污染，所以在相当长的运转时间内不需要更换润滑油，润滑油的消耗量很少。

§1-3 斯特林发动机的类型

斯特林发动机主要由外部燃烧系统，闭式循环系统（热腔、加热器、回热器、冷却

器和冷腔)，传动系统，（活塞杆，菱形机构和曲轴）和调节系统四个部分组成，如图（1-1）所示。闭式循环系统是斯特林发动机的核心部分。

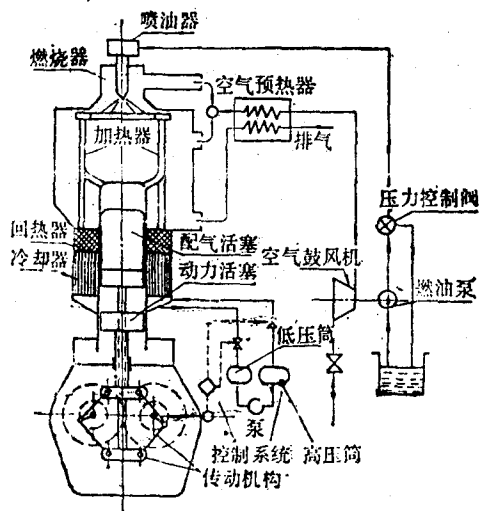


图1-1 斯特林发动机的主要组成部分

斯特林发动机的结构型式繁多，根据气缸和活塞位置的不同配置，可分为三个基本类型，如图1-2所示

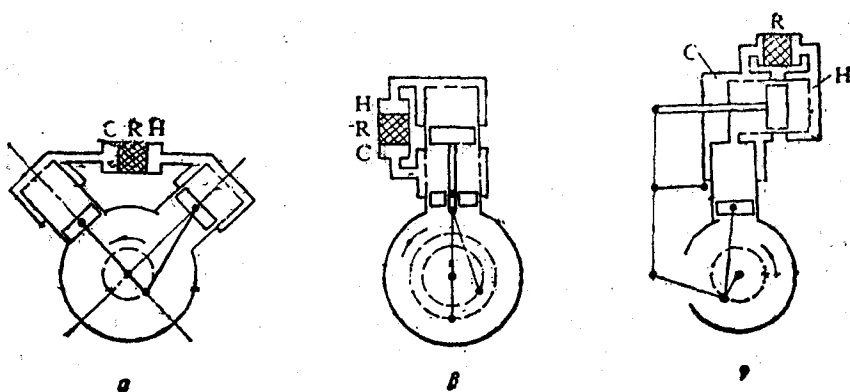


图1-2 三种类型斯特林发动机的结构示意图

其它一些结构类型，例如自由活塞式斯特林发动机，倒“T”形斯特林发动机等，都是从这三种基本类型派生出来的。为叙述简便起见，将这三种基本类型分别叫作 α 型， β 型和 γ 型，或者称为A型，B型和C型。图1-2所示为 α ， β 和 γ 三类斯特林发动机的示意图，图中的H代表加热器，R代表回热器，C代表冷却器，并依次串连在一起。

一、 α 型

这类斯特林发动机的两个活塞有三种布置形式：直列式、V形和对置式，两个活塞

分别置于两个气缸中。靠近冷却器一侧的气缸叫压缩气缸，活塞叫压缩活塞，它们组成压缩腔（冷腔）。靠近加热器一侧的气缸叫膨胀气缸，活塞叫膨胀活塞，它们组成膨胀腔（热腔）。因为 α 型斯特林发动机的两个活塞都能传递动力，所以称为分置气缸双活塞式斯特林发动机，其特点为活塞相位领先角（膨胀活塞领先于压缩活塞的曲轴转角）为 90° 左右，与容积相位领先角（膨胀容积变化领先于压缩容积变化的角度）相等。

二、 β 型

这类斯特林发动机只有一个气缸，两个活塞都置于一个气缸中。靠近冷却器一侧的活塞称为动力活塞，靠近加热器一侧的活塞称为配气活塞。配气活塞不向输出轴传递功率，其作用是使工质在冷腔和热腔中来回循环，所以配气活塞又叫工质置换器。膨胀腔（热腔）由配气活塞和相应的气缸组成，其容积的变化由配气活塞的运动所控制。压缩腔（冷腔）则由动力活塞的上部和配气活塞的下部以及相应的气缸所组成，其容积的变化取决于配气活塞和动力活塞的联合运动。这种斯特林发动机的特点是：配气活塞和动力活塞的行程有一段是重叠的，活塞相位领先角小于容积相位领先角。这类结构的斯特林发动机称作配气活塞式斯特林发动机。

三、 γ 型

γ 型是 β 型的一个变型，两者基本上相似。在 γ 型结构中，气缸分为两部分，两个活塞分别置于被分割的同一气缸的两部分中。与 β 型结构一样，配气活塞控制热腔，而配气活塞又和动力活塞联合控制冷腔。它的主要特点是冷腔的容积永远大于零，而 α 型和 β 型斯特林发动机的冷腔最小容积理论上等于零。

需要强调的是上述三类发动机，只有存在活塞领先角的条件下，才能使工质在闭式循环回路中按热动力过程的要求来回流动。

如果将 α 型斯特林发动机按图 1-3 那样进行布置，这是当前最有发展前途的双作用斯特林发动机。所谓双作用是指气缸中的活塞既起压缩活塞的作用又起膨胀活塞的作用。每一个气缸内只有一个活塞，活塞的一端为冷腔，另一端为热腔，气缸 1 的热腔与气缸 2 的冷腔连通，中间有加热器、回热器和冷却器，它们组成一个完整的循环回路。同理，气缸 2 和气缸 3，气缸 3 和气缸 4，气缸 4 和气缸 1 分别组成完整的循环回路。这



图 1-3 四缸双作用式发动机

样，四个气缸和四个活塞以及四套热交换器，组成四个完整的闭式循环系统，相当于 α

型斯特林发动机的四个V型结构，但气缸和活塞组的数目却减少了一半。这样，斯特林发动机的结构极为紧凑，体积显著减小、重量显著降低。这种双作用结构是现代斯特林发动机发展的重点。必须指出，双作用原理只有在多缸机上才能实现，能循环工作的双作用斯特林发动机的气缸数不能任意选择，最少3个，最多不能超过7个。因为活塞相位角对热力循环的影响较大，而活塞最佳相位角一般为 90° 左右，所以最好是四个气缸。目前已制成的双作用斯特林发动机都是四缸机。如果需要，可以将两个四缸机进行组合，如瑞典联合斯特林发动机公司将两台P-75四缸机并成一台P-150的八缸机，从而使功率提高了一倍。

§1-4 斯特林发动机的问题及其解决途径

近二三十年来，斯特林发动机研制工作的进展是比较快的。但是，目前无论哪个国家研制的斯特林发动机，都没有达到商品生产的水平。其主要原因是造价较高，在经济上竞争能力差。斯特林发动机的加热部件（包括热腔气缸、加热器管、回热器和回热器壳体等），因长期在高温（ $650\sim 800^\circ\text{C}$ ）和高压（ $100\sim 250$ 大气压）下工作，承受很高的热负荷和机械负荷，必须用高温耐热合金材料（例如钴基或镍基合金钢）制造，且其制造工艺不能适应大批量生产的要求，所以造价昂贵。当前斯特林发动机的制造成本比同功率的内燃机高一倍。即使能大批量生产，其造价也要比车用柴油机高50%。因此，寻找代用材料和寻求适合于大批量生产的制造工艺是当前存在的问题之一。由于斯特林发动机的工作性能和使用寿命，在很大程度上取决于密封装置的可靠性和耐久性。闭循环系统中工质的压力愈高，对密封的要求也愈高，而增大功率的最好办法又是提高工质压力。因此，密封问题是当前斯特林发动机所存在的问题之二。

综上所述，今后斯特林发动机的研制工作中应着重解决下列两个方面的问题：

1. 寻求热交换器、活塞等高温部件的廉价材料和适应于大批量生产的工艺。由于陶瓷材料的发展，加热器管可以采用陶瓷材料制造，这样，加热管壁的温度可以提高到 $1100\sim 1200^\circ\text{C}$ ，斯特林发动机的有效效率将高达43~45%。将陶瓷材料用于斯特林发动机加热器管的试验，已在美国获得成功。我国的陶瓷工业历史悠久，基础雄厚，为我们今后研究陶瓷材料代替热交换器中的耐热元件提供了有利条件。

2. 进一步完善密封装置和提高其使用寿命。目前国外很重视密封装置的研制，并已取得了成果，如荷兰菲利普公司的“袜套式密封”装置和瑞典联合斯特林发动机公司的新型滑动密封装置效果都很好。后者成本低，寿命较长。目前，除菲利普公司外，西德和瑞典的斯特林发动机研制单位都采用滑动密封装置。其使用寿命一般仅2000~2500小时，显然不能满足使用要求，还需进一步完善。

随着科学技术的发展，斯特林发动机的上述问题是能够逐步得到解决的，斯特林发动机仍不失为一种理想的新型动力机械。

第二章 斯特林发动机的理想循环

斯特林发动机的理想循环是最简单的循环。它把发动机的实际过程作了许多简化，这种循环分析只适用于最初步的设计计算。史密特提出了较符合实际的分析法，现已成为斯特林发动机循环分析的经典方法。但是，该方法仍不太理想，以致发动机实际的指示性能最多不超过史密特循环性能的60%。近年来，芬克尔斯坦提出的分析法，能从理论上研究发动机的压缩、膨胀过程，而不假定是等温过程。而史密特分析则是芬氏分析法的特例。如果发动机缸内为绝热过程，则称之为芬氏的绝热循环。利用这种分析方法能对发动机气缸内任意有限的传热过程进行研究。芬氏的绝热循环还考虑了其它一些因素，如流动损失和热损失，这就使计算结果更接近于实际。但这种方法比较复杂，需要使用数字电子计算机。

§2-1 斯特林循环

因为在斯特林发动机中，工质流过回热器吸收热量是在等温过程中进行的，所以，斯特林循环又叫等温回热循环。斯特林循环由两个等温过程和两个等容过程组成，图2-1为斯特林循环的 $p-V$ 图和 $T-S$ 图。斯特林循环在某些方面与卡诺循环相似。众所周知，卡诺循环是由两个等温过程和两个等熵过程组成的。卡诺循环的效率在所有热力循环中是最高的，其值决定于循环温度的上下限，等于 $1 - T_c/T_H$ （ T_c 为等温压缩时的温度，即循环最低温度； T_H 为等温膨胀时的温度，即循环最高温度）。上述两种循环，其共同特点是压缩和膨胀过程都是在等温过程中完成的。因此，当循环温度的上下限相同时，两种循环的热效率相等，故斯特林循环效率亦为最高循环效率。

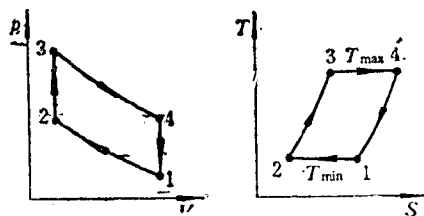


图 2-1 斯特林循环的 $P-V$ 图和 $T-S$ 图

在按斯特林循环工作的发动机中，工作气体（工质）被密封在一个闭合的回路中，依靠容积的变化来控制工质在闭合回路中的流动。外部燃烧（发热）装置对闭合回路中的工质进行加热。受热后的工质在气缸内膨胀，推动活塞做功。膨胀后的工质不排至外界，而在下一循环中再次进行加热和膨胀。工质反复使用不废，这是斯特林循环的基本特点之一。

为了便于比较，假定斯特林循环和卡诺循环的压力、容积和温度的界限都相同（见图2-2）。由图可以看出，卡诺循环的等温过程1—5和3—6在斯特林循环中分别延伸到

2 和 4 点。因此, 供给斯特林循环的热量随循环功增加的比值而增加, 两种循环输入热量转换为循环功的比例 (热效率) 仍然相同。

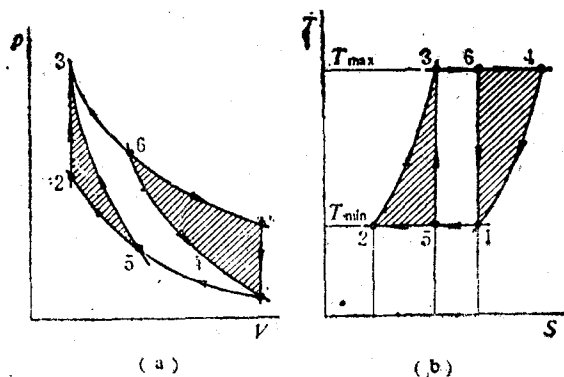


图 2-2 斯特林循环和卡诺循环的比较

下面, 我们从斯特林循环在热力学上具有很大的可逆性来说明斯特林机的各种用途。例如, 将斯特林发动机与电动机、发电机联成一机组。开始, 让斯特林机由电动机按逆时针方向拖动, 这时按等容回热循环原理工作的斯特林机就成为致冷机。大气中的水分在气缸头上凝结, 气缸头上出现霜花。此时, 若脱开电动机, 斯特林机就变成了冷气 (冷风) 机, 但转向相反, 即按顺时针方向转动。其结果使气缸头上的温度逐渐升高, 冷腔与热腔的温差逐渐缩小, 最后因无功率输出而停车。如果, 再由电动机按顺时针方向拖动, 气缸头就逐渐变热。这样, 斯特林机就变成了热泵。电动机继续按顺时针方向拖动, 气缸头由于热量大量的积蓄而发红。此时, 若切断电动机, 斯特林机就会按逆时针方向转动而成为原动机, 并拖动发电机发电。如果把泵送的流体用高压隔膜与循环装置中的工质隔开, 斯特林机则成了压力发生器。

在实际应用中, 当然无法使一台斯特林机既作原动机使用, 同时又作致冷机、热泵、冷气机和压力发生器使用。

理想循环算法通常称为第一算法。基于热力学的基本原理, 可以得出如下计算所需的方程式。

一、已知参数

1. 参考温度、压力和容积, 以状态 1 的参数表示;

2. 温度比 $\tau = T_{max}/T_{min}$;

3. 容积压缩比 $\gamma_V = V_{max}/V_{min}$;

假定工质是理想气体。

二、状态参数

1. 等温压缩过程 (1—2)

在这个过程中, 工质在最低循环温度下释放热量。工质所作的压缩功相当于释放的

热量。这时，内能没有变化，而熵减少。

$$p_2 = p_1 V_1 / V_2 = p_1 \gamma_U;$$

$$T_2 = T_1 = T_{\min};$$

传热量

$$\begin{aligned} Q_1 = \text{压缩功 } W_1 &= \int_1^2 p_1 dV = \int_1^2 RT_1 \frac{dV}{V} \\ &= RT_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = p_1 V_1 \ln \frac{1}{\gamma_U}; \end{aligned}$$

熵的变化

$$S_2 - S_1 = R \ln \frac{1}{\gamma_U}.$$

2. 等容加热过程 (2—3)

在这个过程中，热量通过回热器筛网传给工质，工质温度从 $T_{\min}$ 升高到 $T_{\max}$ 。因工质不作功，故其熵和内能增加。

$$p_3 = p_2 T_3 / T_2 = p_2 / \tau;$$

$$V_3 = V_2;$$

传热量

$$Q_2 = c_U (T_3 - T_2);$$

熵的变化

$$S_3 - S_2 = c_U \ln \frac{1}{\tau}.$$

3. 等温膨胀过程 (3—4)

该过程中外热源在高温 $T_{\max}$ 下向循环系统供热，同时，工质膨胀对外做功，其值等于外热源供给系统的热量，这个过程的内能不变而熵增加。

$$p_4 = p_3 V_3 / V_4 = p_3 / \gamma_U; \quad T_4 = T_3 = T_{\max};$$

供热量

$$\begin{aligned} Q_3 = \text{膨胀功 } W_2 &= \int_3^4 p_3 dV \\ &= \int_3^4 RT_3 \frac{dV}{V} = p_3 V_3 \ln \gamma_U = RT_3 \ln \gamma_U; \end{aligned}$$

熵的变化 $S_4 - S_3 = R \ln \gamma_U.$

4. 等容冷却过程 (4—1)

这个过程中，工质将热量给预回热器网片，工质的温度从 $T_{\max}$ 降到 $T_{\min}$ ，对外不作功，而工质的内能和熵减少。

$$p_1 = p_4 T_1 / T_4 = p_4 \tau;$$

$$V_1 = V_4;$$

传热量

$$Q_4 = c_U (T_1 - T_4);$$

熵的变化

$$S_1 - S_4 = c_U (T_1 - T_4).$$

在回热过程中，工质在过程2—3中从回热器网片得到的热量，亦是工质在4—1过程中给予网片的热量。这时工质或网片都没有获得或损失热量。这样便得

在 $T_{\max}$ 下传给工质的热量为 $Q_H = RT_3 \ln \gamma_U;$

在 $T_{\min}$ 下从工质中放出的热量为 $Q_C = RT_1 \ln 1/\gamma_U;$

$$\begin{aligned}\text{则热效率 } \eta_i &= \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = \frac{RT_3 \ln \gamma_u - RT_1 \ln \gamma_u}{RT_3 \ln \gamma_u} \\ &= \frac{T_3 - T_1}{T_3} = 1 - \tau\end{aligned}\quad (2.1)$$

上式说明，在相同的温度范围内，斯特林循环热效率与卡诺循环热效率相同。

§2-2 发动机循环工作过程

斯特林发动机的工作过程如同内燃机一样，也由四个过程组成。

一、 β 类发动机

图 2-3 表示 β 类斯特林发动机活塞的相位图。循环开始时，设动力活塞处于下止点，配气活塞处于上止点。这样，全部工质都处于冷腔内。因为这时的容积为最大，所以工质的压力和温度处于最小值，用图 2-2 的 $p-V$ 图和 $T-S$ 图上的点 1 表示。在压缩过程 1—2 中，动力活塞向上止点运动，配气活塞保持不动，工质在冷腔中被压缩，压力增加。因热量 Q_c 通过压缩腔的气缸壁被扩散到外界去，故工质温度保持不变。

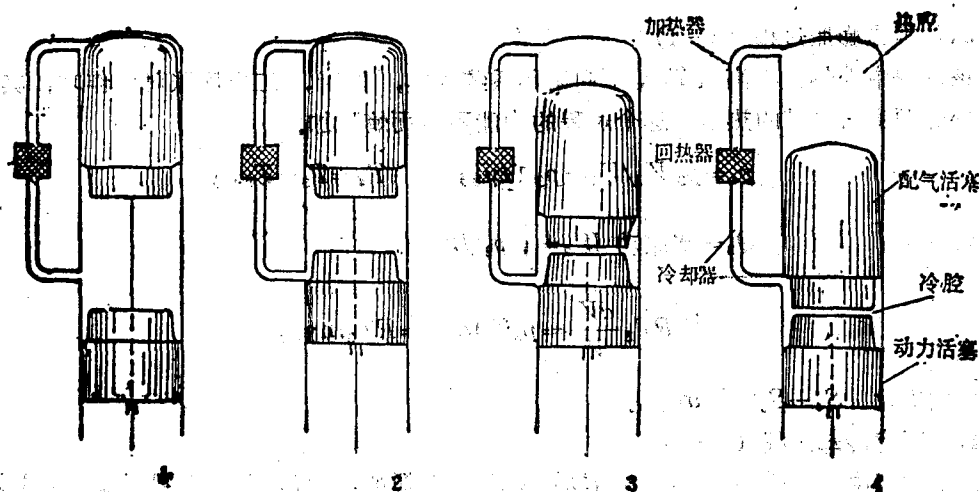


图 2-3 β 类斯特林发动机活塞相位图

在回热过程 2—3 中，配气活塞从上止点向下止点运动，动力活塞在上止点保持不动，因此气缸容积保持不变。工质通过回热器的多孔金属基体从冷腔转移到热腔。当工质流过回热器时，由于吸收了回热器基体中的热量，工质温度从 T_{min} 上升到 T_{max} ，然后流入热腔。工质通过回热器基体时，是在等温条件下被逐步提高温度的，因而导致压力增加。

在膨胀过程 3—4 中，配气活塞继续向下止点运动，动力活塞也开始从上止点向下止点运动。运动结束时，两个活塞均处于下止点。在膨胀过程进行中，因容积增大，而

使压力降低。由于外热源向系统加入热量 Q_H ，因此工质温度保持不变。

循环的最后一个过程4—1为冷却过程。配气活塞从下止点返回上止点，动力活塞在下止点保持不动，因此容积不变。工质通过回热器从热腔返回冷腔。在通过回热器基体时，工质的热量传给回热器基体，工质温度从 $T_{\max}$ 下降到 $T_{\min}$ ，然后流入冷腔。工质在这一过程中释放出的热量将保持在回热器基体内，直到下一个循环的2—3过程再传给工质。

综上所述，斯特林循环的四个过程是：

过程1—2，等温压缩，热量在 $T_{\min}$ 温度下从工质传给外部低温源。

过程2—3，等容回热，热量从回热器的基体传给工质。

过程3—4，等温膨胀，热量在 $T_{\max}$ 温度下从外部热源传给工质。

过程4—1，等容放热，热量从工质传给回热器基体。

以上四个过程组成一个循环。因而使活塞周而复始往复运动。

二、 α 类发动机（包括双作用发动机）

该类发动机的工作循环及 $p-V$ 图和 $T-S$ 图，也由四个过程组成，但组成四个过程的活塞相位角与 β 类斯特林发动机是不同的。前者又称为双活塞式发动机，后者则又称为配气活塞式发动机。在前一章中已说过，双活塞式发动机有三种形式，即并列形、V形和对置形。下面就以对置形为例，说明 α 类发动机的活塞相位和工作过程。图 2-4 表示一个装有两个对置活塞的气缸。在两活塞之间设置一个回热器，作为交替释放和吸收热量之用。回热器与活塞之间形成两个空腔。一个称为膨胀腔，使它保持高温 $T_{\max}$ ；另一个称压缩腔，使它保持低温 $T_{\min}$ 。

循环开始时，设压缩腔活塞处于外止点，膨胀腔活塞处于内止点，并靠紧回热器端面。这样全部工质处于冷的压缩腔内。因为这时的容积为最大值，所以工质的压力和温度都为最小值，用图 2-2 的 $p-V$ 图和 $T-S$ 图上的点 1 表示。在压缩过程1—2，压缩腔活塞向内止点运动，膨胀腔活塞保持不动，工质在压缩腔中被压缩，压力增加。因热量 Q_c 通过压缩腔气缸被排到大气中去，故工质温度保持不变。

在加热过程2—3中，两个活塞同时运动，压缩活塞继续向回热器运动，因而活塞间的容积保持不变。工质通过回热器从压缩腔转移到膨胀腔。工质通过回热器时吸收热量，温度从 $T_{\min}$ 上升到 $T_{\max}$ ，并流入膨胀腔。由于温度的提高是在等温条件下实现

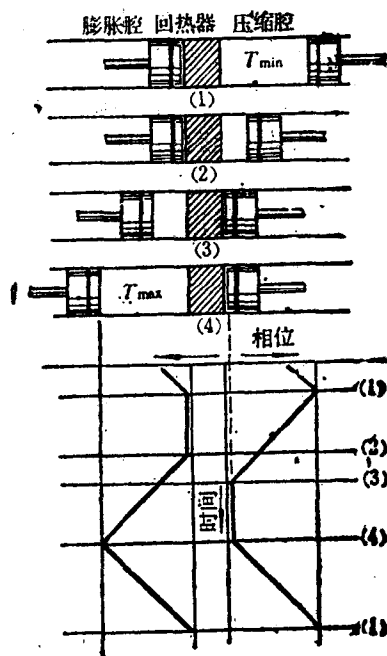


图 2-4 α 类发动机活塞相位图

的, 因而导致压力增加。

在膨胀过程3—4中, 膨胀活塞继续朝背离回热器的方向向外止点运动, 压缩活塞则停留在内止点, 并紧靠回热器。在该过程中, 因容积增加, 故压力降低。由于从外热源向系统加入热量 Q_H , 因此工质温度保持不变。

循环的最后一个过程4—1为冷却过程。此时, 两个活塞同时运动, 并保持容积不变。工质通过回热器从膨胀腔返回压缩腔。在通过回热器时, 热量从工质传给回热器, 工质在温度降低到 T_{min} 时流入压缩腔。工质在此过程中释放出的热量将保存在回热器内, 直至下一循环2—3过程再传给工质。因此, α 类发动机有如 β 类发动机相同的四个过程。

三、 γ 类发动机

γ 类发动机与 β 类发动机相同, 其工作过程和活塞相位图, 读者可自作分析。

根据上面所述, 不难看出, 斯特林发动机的理想循环是建立在下述假设的基础上。

1. 循环的各个过程都是可逆的, 压缩和膨胀过程都在等温下进行, 加热器和冷却器的热交换系数无限大。
2. 在压缩和膨胀过程中, 全部工质在压缩腔和膨胀腔, 不计加热器、回热器、冷却器及其连接管路的容积。
3. 回热器是理想的, 即工质和回热器的热交换率无限大。
4. 活塞的运动是不连续的。不考虑流动损失和摩擦损失。

在实际发动机中, 上述假设都不成立。因此, 理论循环与实际循环存在着显著的差别。现以活塞的连续运动和死容积的存在为例, 阐明二者之间的差别。

A) 活塞是连续运动的。图 2-5 表示不连续运动(折线)和连续运动(光滑曲线)的两种活塞运动位置图。如:

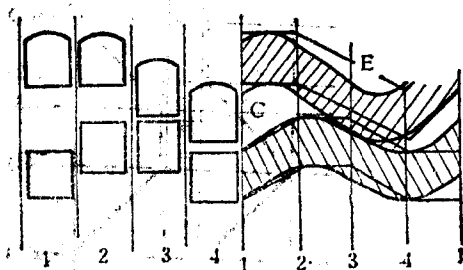


图 2-5 理想循环与实际循环活塞运动的比较

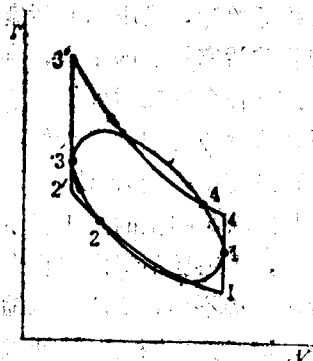


图 2-6 活塞连续运动与不连续运动的 p - V 图

压缩过程: 在点 1 (图 2-6) 处, 压缩开始进行, 动力活塞向上止点运动, 配气活塞不是保持在上止点不动, 而是快速向上止点运动。在压缩过程中, 冷却水带走工质被压缩时所产生的大部份热量, 在点 2 压缩结束, 但此时动力活塞还未达到上止点。只有动力

活塞达到上止点后，冷却才能终止。

回热过程：过程不等容，而是在大于最小容积下过程开始(点2)。此时配气活塞向下止点运动，动力活塞向上止点运动，容积逐渐缩小，到上止点过程结束(点3)。

膨胀过程：与理想循环相似，此时两个活塞都向下运动，因此过程3—4的活塞运动轨迹接近于直线。由于配气活塞向下运动，工质流经加热器后进入热腔；动力活塞同时向下运动，完成膨胀过程。

放热过程：从点4开始，配气活塞从下止点向上止点运动，将膨胀后的工质从热腔中压出，流经回热器后工质的热量由回热器吸收。动力活塞继续向下止点运动，到达下止点后过程结束。

B) 存在死容积。在热腔和冷腔之间的加热器、回热器和冷却器以及它们之间的连接管路所具有的容积的总和，称为无益容积或叫作死容积。由于死容积的存在，压缩和膨胀过程不完全在冷腔和热腔中发生，工质在死容积中要滞留一部份，所以，死容积使发动机的功率减小。死容积越大，功率越小。

显然，当发动机工作时，活塞的运动不是间断的，而是连续运动，压缩腔和膨胀腔之容积变化接近于正弦规律，其 $p-V$ 图没有明显的四个过程，而是一条光滑的封闭曲线(见图2-6和图2-7)。

图2-7表示 α 类双活塞式发动机的 $p-V$ 图，其膨胀过程和压缩过程，不是仅在两腔中的一腔或另一腔中发生，因此能绘出三个 $p-V$ 图，即膨胀腔、压缩腔和包括死腔的总容积 $p-V$ 图。膨胀腔的 $p-V$ 图表示循环的膨胀功(正功)；反之，压缩腔的 $p-V$ 图表示循环的压缩功(负功)。两者面积之差是循环净输出功。

上述两项差别，在史密特或马提尼的理论分析中已经考虑到了。其它因素，如各种热损失和流阻损失，将在实际循环一章中详细叙述。

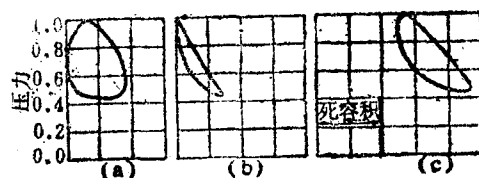


图 2-7 α 类发动机的 $p-V$ 图

a 膨胀腔 b 压缩腔
c 总工作腔

§2-3 史密特循环

斯特林发动机工作过程的典型分析法是由史密特提出的。史密特循环计算法称为第二种计算方法。该法假定活塞作往复简谐性的连续运动，同时考虑了加热器、回热器和冷却器以及联通管道的流通空间(死容积)。因此，比活塞不连续运动和不考虑死容积的情况要符合实际。但是，史密特分析法仍然假设压缩和膨胀过程是在等温下进行的，且回热器的回热过程是完善的。因此，史密特分析法仍然属于理想循环的一种分析法。

一、史密特循环的主要假定

1. 回热是完善的；