

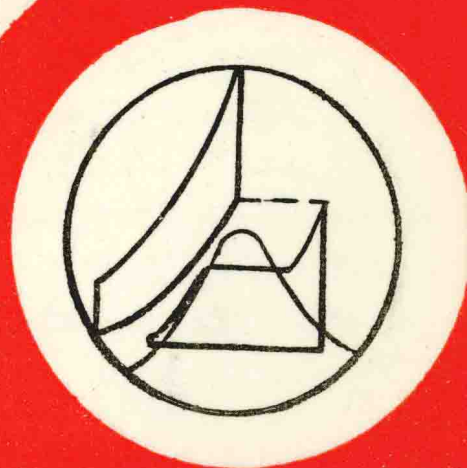
# 中国工程热物理学会

## 工程热力学与能源利用学术会议

### 论文集

一九九三

庐山



## 目 录

## I. 基础热力学

关于热力循环生态学准则的一些注记 .....	严子浚 徐玉梅	I-1-3
热力学与生态系统 .....	王加璇	I-4-4
不可逆热机的最大输出功率 .....	解文方	I-8-4
热经济预测优化理论 .....	罗臻 杨东华	I-12-4
涡流室式柴油机与直喷式柴油机工作过程的拥分析 .....		
..... 李建久 周龙保 潘克煜 岳德文		I-16-6
管壳式换热器的熵产分析及其热优化设计 .....		
..... 徐志明 杨善让 陈钟欣 高晶萍 谷运兴		I-22-6
一类不可逆热泵的有限时间热力学性能 .....		
..... 陈林根 孙丰瑞 龚建政 陈文振		I-28-6

## II. 热机与节能

单元机组负荷分配优化的计算与分析 .....	张铭	II-1-6
火电机组负荷优化的节能效益分析 .....	洪钧 刘虹	II-7-5
小热电力系统的结构表示法及计算机处理 .....	项敬岩 项新耀	II-12-6
300MW 凝汽抽汽机组设计抽汽压力的理论研究 .....		
..... 黄锦涛 武学素		II-18-4
排气全燃型联合循环设计点性能简明估计公式 .....	蔡睿贤	II-22-5
HAT 循环的系统优化 .....	肖云汉 林汝谋 蔡睿贤	II-27-6
STIG 循环余热锅炉不可逆损失分析 ....	周伏秋 严家禄 闻雪友	II-39-6
一种新的发电热力循环 .....	计虎掌 王立	II-45-8
船用内燃复合循环热力分析 .....	吴孟余 章学来	II-53-13
热泵除湿干燥机空气再循环率的分析 .....	周永东 张壁光	II-66-5
燃气导入空气混合降湿过程的热力学分析 .....		
..... 尚德敏 姜宝成 陈安斌 严家禄 刘书代		II-71-6
气-气热管换热器设计中的最佳流速比 .....	黄新元 孙奉中	II-77-6
余热回收中气-气型热管换热器肋片距对低温腐蚀等重要性能的影响规律的分析 .....	曹春丽 刘光铎	II-83-6

一种新型节能冷渣器 .....	施正伦 康齐福	II-89-6
注蒸汽燃气轮机燃烧室和后燃室中燃料系数的计算方法 .....		
.....	相玉顺 周伏秋 严家禄	II-95-6
联合动力循环的比功率优化 .....	陈林根 孙丰瑞 陈文振	II-101-4

### III. 制冷循环

高技术用混合气体节流制冷循环 .....	吴沛宜 许名尧	III-1-6
季节性能系数与压缩机容量调节的研究 ....	马一太 杨昭 吕灿仁	III-7-6
空调机开停损失分析及季节性能的模拟 ...	杨昭 马一太 吕灿仁	III-13-6
利用低焓能的压缩-喷射制冷系统的研究 .....		
.....	赵军 方承超 徐律 郑宗和 齐锡玲	III-19-6
磁斯特林制冷循环的优化分析 .....	林国星 严子浚	III-25-6
汽车空调模拟计算 .....	张克忠 韩礼钟 朱明善	III-31-7
冰箱温度动态变化的计算机模拟和单控冰箱热补偿量的求解 .....		
.....	吴艳艳 冀守礼 韩振兴	III-38-8
热泵蒸发器换热计算方法探讨 .....	张永贵 项新耀 李东明	III-46-6
沸石-水系统吸附床动态特性的实验研究及其吸附特性的测定 .....		
.....	林宏佐 曹丽萍 张建国 孙晗	III-52-8
太阳能制冷系统的优化分析 .....	陈金灿 严子浚	III-60-3
给定边界条件下定常态制冷循环的最优化 .....		
.....	陈林根 孙丰瑞 龚建政 陈文振	III-63-5

### IV. 工质热物性

饱和态下制冷工质的新状态方程 .....	李斯特 高武子 靳包平	IV-1-6
一个新的第二维里系数通用方程 .....	项红卫 谭连城 苏银雪	IV-7-6
一个新型通用饱和液体密度方程 .....	项红卫 谭连城 阴建民	IV-13-6
任意组元的多原子分子经典实际气体混合后的热力学函数 .....		
.....	曹治觉 郭愚	IV-19-7
二组元单原子或双原子分子经典实际气体混合后的自由焓 .	曹治觉	IV-26-6
用 EOS 法计算氮-烃类二元混合物相平衡 .....	许名尧 吴沛宜	IV-32-6
一个计算制冷工质理论制冷系数与容积制冷量的简单关系式 .....		
.....	吴之春 马一太 吕灿仁	IV-38-6

应用低压下饱和液体 PVT 数据推算临界参数 .....	童景山 李军 于养信 何峻 IV-44-4
分子聚集模型的溶液理论及其在电解质溶液物性计算中之应用 .....	童景山 李军 于养信 何峻 IV-48-8
湿氢气热力性质和通用焓湿图 .....	相玉顺 徐斌 崔国民 周伏秋 王斌 IV-56-6
含酸湿空气的露点温度研究 .. 陈安斌 尚德敏 姜宝成 严家禄 IV-62-6	
非共沸混合制冷工质在储槽内缓慢泄漏的理论分析 .....	吴之春 吕灿仁 马一太 IV-68-6
研究碳氢化合物与 $R_{152a}$ 的混合物寻找小型制冷系统 $R_{12}$ 的无污染替代物 ...	吴立春 马一太 吕灿仁 IV-74-6
水 - 仲丁醇 - $C_4$ 三元体系高压液液平衡的实验测定及数据的理论关联 .....	童景山 余剑波 高光华 于养信 IV-80-6
应用分子聚集理论计算纯物质的汽化潜热 ( $\Delta H_v$ ) .....	童景山 李军 何峻 IV-86-6
高压下仲丁醇 - 水体系液液平衡的实验测定及其数据关联 .....	童景山 于剑波 IV-92-6
共沸与近共沸混合工质 CFCs 替代物的热力学分析 .....	阴建民 何茂刚 刘咸定 刘志刚 IV-98-6
HFC32 的饱和蒸汽压力和临界参数实验研究 .....	王怀信 李忠 马一太 吕灿仁 IV-104-6
HFC-32 表面张力的实验研究 .....	吕春晓 韩礼钟 朱明善 IV-110-6
流动式高压液体比热容实验台的建立 .....	赵小明 赵冠春 梁志鹏 IV-116-8
饱和液体定容和定压比热容计算式 .... 梁志鹏 赵冠春 赵小明 IV-124-5	
$R_{32}/R_{52a}/R_{134a}$ 应用为冰箱替代工质的理论及试验研究 .....	孙存霞 刘咸定 刘志刚 何茂刚 IV-129-6

## 关于热力循环生态学准则的一点笔记

严子浚 徐玉梅  
(厦门大学物理系)

### 摘 要

生态学准则的目的是要使功率与功率耗散达到最佳的折衷。而以往的研究未考虑真正的可用性耗散,达不到这个目的。本文作了改进。

文献[1]曾提出以“生态学准则”判断一台热机是否运转于最佳工况。它是使准则函数

$$E = P - T_2\sigma \tag{1}$$

达到最大值,也就是使循环的功率  $P$  与熵产率  $\sigma$  和低温热源温度  $T_2$  的乘积  $T_2\sigma$  达到最佳的折衷,其中  $T_2\sigma$  被称为“功率耗散”,由于该准则与生态学的长期目标相似,故被称为“生态学准则”<sup>[1]</sup>。文献[2-4]基于这一研究,构作卡诺制冷机和热泵的生态学准则函数

$$E_c = R - \epsilon_c T_1\sigma \tag{2}$$

和  $E_p = \Pi - \psi_c T_2\sigma \tag{3}$

研究制冷机和热泵的优化性能。其中  $R$  和  $\Pi$  分别为制冷机的制冷率和热泵的供热率,  $T_1$  和  $T_2$  分别为高、低温热源的温度,  $\epsilon_c$  和  $\psi_c$  分别为卡诺制冷系数和卡诺供热系数,而  $\epsilon_c T_1\sigma$  和  $\psi_c T_2\sigma$  分别被称为“制冷率耗散”和“供热率耗散”。

生态学优化准则的最基本思想是使热力循环的功能率(如功率、制冷率、供热率等)与功能率耗散达到最佳的折衷。因此,它对有限时间热力循环的研究具有重要意义。例如,文献[1]的研究结果表明,卡诺热机工作在最大  $E$  状态时,功率一般可达最大功率的 80%,而熵产率却只有最大功率状态的 30%。所以最大  $E$  状态是一个有利的工况点,很值得重视,它为热机工作状态的选择提供了一个最佳折衷的备选方案。

然而,(1)~(3)式中的  $T_2\sigma$  或  $T_1\sigma$  一般不表示真正的功率耗散,而真正的功率耗散是  $T_0\sigma$ <sup>[5,6]</sup>,其中  $T_0$  为环境温度。因此,卡诺热机、制冷机和热泵的生态学准则函数应分别定义为

$$E = P - T_0\sigma, \tag{4}$$

$$E_c = R - \epsilon_c T_0\sigma, \tag{5}$$

$$E_p = \Pi - \psi_c T_0\sigma, \tag{6}$$

才可能在一般情况下使循环的功能率与功能率耗散真正地达到最佳的折衷。事实上,应用(1)式一般是达不到功率与功率耗散的最佳折衷,特别当  $T_2$  与  $T_0$  差别较大时更是如此;而应用(2)和(3)式一般也达不到循环的功能率与功能率耗散的最佳折衷。

若以  $\mathcal{E}$  表示循环的功能率,并以  $\mathcal{E}^d$  表示准则函数,则可将(4)~(6)式所表示的准则函数统一写成

$$\mathcal{E} = \mathcal{R} - \lambda T_0 \sigma, \quad (7)$$

其中  $\lambda$  称为功能率耗散系数, 即循环的功能率耗散  $\lambda T_0 \sigma$  与可用性耗散率  $T_0 \sigma$  之比。其意义是:  $T_0 \sigma$  这份可用性若没有耗散, 则从理论上说可用它产生  $\lambda T_0 \sigma$  的功能率。由此可见,  $\lambda$  的数值由循环的功能率  $\mathcal{R}$  的性质而定。例如, 当  $\mathcal{R}$  表示热机的功率时,  $\lambda=1$ ; 当  $\mathcal{R}$  表示卡诺制冷机的制冷率时,  $\lambda=\epsilon_c$ ; 当  $\mathcal{R}$  表示卡诺热泵的供热率时,  $\lambda=\psi_c$ ; 等等。

由(7)式所定义的生态学准则函数有若干明显的优点:

1. 由它建立的生态学准则真正表示了热力循环的功能率与功能率耗散的最佳折衷, 结果更为合理。例如对内可逆卡诺热机, 由它可得最大  $\mathcal{E}$  时的效率

$$\eta_\epsilon = 1 - (T_2/T_1) \sqrt{(T_1 + T_0)/(T_2 + T_0)} \quad (8)$$

而由(8)式又可得

$$\lim_{T_0/T_2 \rightarrow 1} \eta_\epsilon = 1 - (T_2/T_1) \sqrt{(1 + T_1/T_2)/2}, \quad (9)$$

$$\lim_{T_0/T_2 \rightarrow 0} \eta_\epsilon = 1 - \sqrt{T_2/T_1} = \eta_{CA}, \quad (10)$$

$$\lim_{T_1/T_0 \rightarrow 0} \eta_\epsilon = 1 - T_2/T_1 = \eta_c, \quad (11)$$

其中  $\eta_c$  和  $\eta_{CA}$  分别为卡诺效率和 Curzon-Ahlborn 效率<sup>[7]</sup>。(9)式是文献[1]的主要结果, 说明了文献[1]的有关结论仅适用于  $T_2=T_0$  的情况。(10)和(11)式则表明了  $T_2/T_0$  越大时,  $\eta_c$  越接近于  $\eta_{CA}$ ; 而  $T_2/T_0$  越小时,  $\eta_c$  越接近于  $\eta_c$ 。这结果既自然又合理, 因为  $T_0$  越小时, 热机在给定熵产率下的可用性损失越小, 因而功率与功率耗散的最佳折衷状态就越接近于最大功率状态; 而当  $T_0$  大时, 给定熵产率下的可用性损失就大, 功率与功率耗散的最佳折衷状态就靠近于可逆的情况。这又表明了由(7)式所定义的生态学准则函数比由(1)–(3)式所定义的更有意义, 更为有用。

2. 由于(7)式考虑了循环中真正的可用性耗散  $T_0 \sigma$ , 从而避免了对热机和制冷机有不同可用性耗散表式(前者为  $T_2 \sigma$ , 而后者为  $T_1 \sigma$ )的不合理性。事实上, 也正因为本文采用了可用性耗散的正确表式, 才建立了卡诺热机、热泵和制冷机的统一的生态学准则函数。这种统一的描述对建立系统的有限时间热力学理论具有重要意义<sup>[8]</sup>。

3. (7)式尚可推广用于讨论非卡诺型的热力循环, 诸如两变温热源的循环等。这时, 对热机仍有  $\lambda=1$ ; 而对制冷机和热泵分别为  $\lambda=\epsilon_c$  (可逆循环的制冷系数) 和  $\lambda=\psi_c$  (可逆循环的供热系数)。若采用(1)–(3)式, 这时由于两变温热源的温度  $T_1$  和  $T_2$  是变化的, 因而给定  $\sigma$  下的可用性耗散也是变化的。这样不但难作如上的推广, 而更重要的是与事实不符。因为在给定的环境温度下  $T_0$  和熵产率  $\sigma$  的情况下, 可用性的耗散并不随热源温度的变化而变化。这进一步说明了(1)–(3)式的不合理性, 而建立生态学准则时, 考虑真正的可用性耗散至为重要<sup>[9]</sup>。

总之, 热力循环的生态学准则函数应由(7)式来定义(亦即对热机、制冷机和热泵应分别由(4)、(5)和(6)式来定义)。而由(1)–(3)式所定义的准则函数, 其结果未能确切地表示热力循环的功能率与功能率耗散的最佳折衷, 尤其当  $T_2$  (对卡诺热机和热泵) 或  $T_1$  (对

卡诺制冷机)与  $T_0$  差别较大时,更不能达到这种最佳折衷的目的。

## 参 考 文 献

- [1] Angulo-Brown, F. , *J. Appl. Phys.* , 69(1991), 11: 7465-7469.
- [2] 陈林根、陈丰瑞、陈文振, *低温与超导*, 20(1992), 1: 5-10
- [3] 陈林根、孙丰瑞、陈文振, *自然杂志*, 15(1992), 8: 633
- [4] 孙丰瑞、陈林根、陈文振, *中国工程热物理学会第八届年会论文集, 第一分册*, 1992, 北京, I-52-55.
- [5] Andresen, B. , Rubin, M. H. and Berry, R. S. , *J. Phys. Chem.* , 87(1983), 15: 2704-2713
- [6] Zemansky, M. W. , *Heat and Thermodynamics*, 5th ed. (McGraw-Hill, New York). 1968, 238.
- [7] Curzon, F. L. and Ahlborn, B. , *Am. J. Phys.* , 43(1975), 1: 22-24.
- [8] Chen, J. and Yan, Z. , *Phys. Rev. A*, 39(1989), 8: 4140-4147.
- [9] Yan, Z. , *J. Appl. Phys.* , 73(1993), 7: 3583

# 热力学与生态系统

王加璇  
华北电力学院北京研究生部

## 摘要

本文通过回顾热力学第二定律与生态系统的发展, 探讨两者的关系与联系, 研究以重述的热力学第二定律对生态系统问题的解法, 找出了一些规律性的认识, 以探求热力学与热经济学结合生态系统分析的途径。

## 一、引论

从1991年以来, 作者曾以“佣与生态平衡”, “考虑生态平衡的热经济学”, “面向智力圈的热经济学”, “在经济发展预测中的佣”等为题在国内外学术会议及科技刊物上发表过数篇论文, 阐明热经济学与当今全球关注的环境中生态平衡问题相结合的方向与远景、其必要性与可能性。但有的专家却认为: “热经济学与生态学相距甚远, 大有风马牛不相及的味道。”

考虑到从生态学一步跨越到热经济学之间的关系可能是引起费解的主要原因, 因此本文将着重谈生态系统与热力学的关系。至于热力学与经济学因素的关系当前已有较好的群众基础, 热经济学或佣经济学在我国已得到相当的发展, 不会带来什么费解的问题。

## 二、关于热力学发展的回顾

自从一个多世纪前 Clausius 建立起热力学的基本体系, 似乎使它完美到“天衣无缝”了。其实细察热力学的发展还是有过几度辉煌的, 在 Boltzmann 与 Gibbs 之后也没有停止过。

就以热力学的中心问题, 其第二定律相关的一些概念和理解也是不断地发展变化着。从本世纪初到现在, 最少有过四次较显著的进展。

Caratheodory (1908年) 经过大量的研究, 使对热力学第二定律的理解向前迈出了一步。他论证了“熵增原理”并非热力学第二定律的概括论述。更完善的论述应为: “在任意封闭系的任意给定状态的邻区, 总是存在着任何绝热路径, 可逆的或不可逆的, 也难达到的一些状态。”

这是由 Caratheodory 首先给出的热力学第二定律的概括表述, 为后来的发展, 特别是非平衡态热力学的出现与发展打下了基础。



本世纪60年代，Hatsopoulos与Keenan(1965)和Kestin(1966)分别提出一个把热力学第零、第一和第二定律全都囊括的原理：“在孤立系中，若进行一过程，经过一系列约束条件变化之后，会达到一个唯一的平衡态，而与其约束条件变化的顺序无关”。Hatsopoulos与Keenan把它叫做“热力学稳定平衡态定律”，而Kestin称它为“热力学统一化原理”(The Unified Principle of Thermodynamics)。此原理对所有的封闭的孤立系皆成立。

更饶有兴趣的发展是一种开放式系统，能流与物流可以流入和流出，却可居于离开平衡不太远处而维持其稳定状态。这就是Prigogine等人于1977、1978年间所研究的状态。它是由能流与物流连续不断地穿过系统的界面来维持其稳定的。正因为这类系统是靠不断消耗能量维持其形态和结构的，故称“耗散结构”。Prigogine证明了非平衡态系统能通过与外界交换能量与物质来维持它们在一定时期内偏离热力学平衡态，而处于一种局部熵减的稳定状态。而此熵减状态是以其所处的大环境中全局熵增为代价的。因此，它是符合热力学第二定律的。无生命系统与有生命系统都可以靠外部能流维持其组织处于局部熵减的状态。如对流电池、龙卷风、激光（无生命的）、从细胞到生态系统的研究（有生命的）都是这种状态的实例。

Prigogine等人的研究开辟了非平衡态热力学与耗散结构的新领域，似乎在它与经典热力学之间划了一道鸿沟。其实从热力学发展的过程来看，倒未必应有这样严格的界限。因为都还是环绕着热力学第二定律的。

Prigogine所描述的耗散结构，从形式上还总是局限于平衡态附近。这是因为其分析是建立在熵函数膨胀至平衡态的过程为线性的假定上的。这点严重地限制了其理论的应用，特别是在生命系统上的应用。

最近，美国的E. Schneider与加拿大的J. Kay指出了Prigogine上述缺陷，提出研究非平衡态热力学最好以Lyapunov涵义来论证系统平衡态稳定性。含蓄着系统在偏离平衡态时，会引起阻抗的概念。偏离的程度可以此阻抗在系统上产生的梯度衡量。“当系统离开平衡态时，决定系统行为的热力学原理是它将利用一切可能来抵消产生于系统上的梯度”。当系统上所产生的梯度增大时，其抵制离开平衡态的趋势也大。这种趋势叫做“吸引因素”(attractor)。在系统上所构成的梯度越强，则此吸引因素的效应越大。一言以毕之：任一系统都具有对抗偏离平衡态的特性。

他们把上述推理归纳为对热力学第二定律的重述(restatement)。重述的热力学第二定律可以避免多年来一直困扰Prigogine所遇到的难题：在非平衡系统计算中，求取熵与熵产的难题。他是用熵概念来描述生命成为自组织系统的。但是对于生物熵迄今尚无明确的解法。转用重述的热力学第二定律、就可以用已经发展得较充分的网络热力学方法来描述非平衡系统而求解。

### 三、关于生态系统的发展

提到生态系统(ecosystem)，我们不能不想起Erwin Schrodinger在1944年写过的一本小书《何谓生命？》，其目的在于想把生物学的基本过程与物理、化学等科学理论联系起来，指出生命是由两个基本过程所构成：一是“从有序到有序”的过程；一是“从无序到有序”的过程。前一过程近年来已有充分发展，而取得相当可观的成就，这就是以基因为核心的遗传学，是由基因与DNA（脱氧核糖核酸Deoxyribonucleicacid）控制着，在一个种属之世代相传的从有序到有序的过程。但是现在要强调的是与第一个过程同样重要，但却鲜为人理解和研究的Schrodinger所指出的另一过程，即从无序到有序的过程，因为这是他想把生物学与热力学的基本原理联系起来的首次探索。他首先注意到的是生命系统似乎悖逆热力学第二定律。按照热力学第二定律，在一封闭系统中熵应该是最大的，即由无序所占据着的。但是生命系统却是无序的对立面。它显示出能从无序中创造出有序的惊人水平。例如植物是具有高度有序结构的，而此有序结构却是从土壤和大气中无序的原子与分子中创造出来的。

Schrodinger在解决此问题时找到了非平衡态热力学，即认为生命系统是存在于一个能流与物流的世界中，是一个高度有组织的有机体。它所以能维持高度有组织的状态全靠从外界摄取能量。是从一个巨大的环绕着生命系统的环境（外界）中获取能量，在其内部“产生”出低熵的、更有组织的状态。也就是说生命是一个远离平衡态的系统，借助外界大量的熵增耗散维持其局部水准上的有组织状态。于是，Schrodinger建议如从非平衡态的透视图上研究生命系统，就会把生命自组能力与热力学紧密地结合起来。平衡态的高度无序性与生态系统的高度有序性的两难问题迎刃而解了。

#### 四、结束语

以上回顾与讨论的中心问题反映了对热力学的全新看法，在 Boltzmann 和 Gibbs 之后的发展经过 Caratheodory, Hatsopoulos-Keenan, Kestin 以及 Tribus 等人的努力已经创造了解决与生态系统以及其它多因素结合问题的良好条件。而 Shrodinger 在生态系统方面的研究与热力学的发展找到了交叉点。Schneider 与 Kay 所建议的重述（扩大）热力学第二定律就是在前人工作的基础上产生的。它可以直接运用到非平衡态领域，包括生态系统在内的复杂系统。这是被严格地限制在平衡态或准平衡态范围内的经典热力学难能为力的。

Schneider 与 Kay 所建议的应用梯度的概念扩大了热力学第二定律的视野，特别是应用于生态系统时，越过了求取生物熵与熵产的难题，为直接应用于与生态系统结合的问题创造了条件。

当然解决与生态系统结合的方法不只是这一种。例如本文作者与 Brodyansky（俄国）合作的“*Noosphere*”方法、M. R. Von Spakovsky（瑞士）与 C. A. Frongopoulos（希腊）合作的“*Global Environomic*”方法等。而本文的目的在于论证热力学与生态系统的联系，希望这里所提到的一些原则与方法有利于解决这个结合问题，而不在于列举各种方法。

#### 参考文献

- [1] C. Caratheodory, Investigations into The Foundation of Thermodynamics, in Kestin Ed. The Second Law of Thermodynamics, Oxford Univ. Press 1961.
- [2] J. Kestin, A Course in Thermodynamics, Hemisphere Publishing Corp. 1979, PP. 409-472.
- [3] S. Hatsopoulos and J. Keenan, Principles of General Thermodynamics, John Wiley, 1965.
- [4] J. Kay, Self-Organization in living Systems, Ph.D. Thesis, Univ. of Waterloo, Canada, 1984.
- [5] I. Prigogine, Thermodynamics of Irreversible Process, John Wiley, 1955.
- [6] E. D. Schneider & J. Kay, Exergy Degradation, Thermodynamics and The Development of Ecosystems, Proceedings of ENSEC'93, 1993.

# 不可逆热机的最大输出功率

解文方

(广东工学院·广州·510090)

## 摘 要

考虑工质与热源间的传热不可逆性和摩擦阻力不可逆性。导出二热源不可逆热机的最大输出功率与热效率间的关系。

关键词 不可逆热机、最大输出功率、热效率

## 前 言

按照经典热力学，工作在  $T_H$  和  $T_L$  二热源间的一切热机所能达到的效率界限为卡诺效率

$$\eta_c = 1 - T_L/T_H \quad (1)$$

实际热机要达到这个理论上的效率极限，循环必须是可逆的，要求循环等温过程必须无限缓慢地进行，循环的输出功率为零。任何一台实用热机，都要求一定的输出功率，因而总是在有限时间内完成循环，此外，实际上还存在热漏，摩擦等不可逆因素，也会使循环的效率降低。为了使热力学理论能更好的指导实际，人们致力于寻求比可逆热力学界限更切合实际的性能界限。人们首先考虑了热阻不可逆因素影响，建立了内可逆卡诺循环模型，得到了二热源热机在最大功率输出时的极限效率（即著名的 CA 效率）<sup>[1]</sup>

$$\eta_{CA} = 1 - (T_L/T_H)^{1/2} \quad (2)$$

实际热机除了热阻外，还存在其它很多不可逆性，研究和分析各种不可逆损失及其对热机的性能影响，是机器设计的主要任务之一。本文将在内可逆卡诺热机的基础上，进一步考虑在热机的压缩和膨胀过程中由于摩擦阻力引起的内部不可逆因素，忽略压缩和膨胀过程中散热影响（因为过程进行得很快），即将二热源内可逆卡诺热机的定熵绝热压缩和膨胀过程修改为不可逆绝热压缩和膨胀过程。从而建立二热源不可逆热机的理论模型，导出最大输出功率时的效率。这个效率是一个更合乎实际的性能界限。

### 1、理论模型

考虑工质与热源间的传热不可逆性以及绝热压缩和膨胀过程中的摩擦不可逆性，我们所研究的二热源不可逆热机有如下特点。

1·1 工质是理想气体，比热容取定值。

1·2 工质的循环是由两个等温过程和两个绝热过程构成的一个闭合循环，循环中工质的数量

与化学成份始终保持不变。

1·3 工质的吸热和放热的两等温过程，主要考虑工质与热源间的传热温差引起的外部不可逆因素，此时摩擦损失相对说是次要的，可以忽略不计，这两个过程可按内可逆处理。所以工质在两等温过程中的温度  $T_1$  和  $T_2'$  与高、低温热源的温度  $T_H$  和  $T_L$  不同，且  $T_H > T_1 > T_2' > T_L$ 。工质与热源的热交换满足牛顿线性传热定律

$$Q_1 = \alpha (T_H - T_1) t_1 \quad (3)$$

$$Q'_2 = \beta (T'_2 - T_L) t_2 \quad (4)$$

其中  $Q_1$  表示  $t_1$  时间内工质从高温热源吸取的热量， $Q'_2$  表示在  $t_2$  时间内工质放给低温热源的热量， $\alpha$ 、 $\beta$  分别为高、低温热源的导热系数。

1·4 考虑工质的绝热膨胀和压缩的过程的摩擦不可逆性，所以内可逆卡诺热机中的定熵绝热膨胀和压缩过程改为不可逆绝热膨胀与压缩，这两个过程都是熵增过程。为简便起见，设工质的定熵绝热膨胀前后的温度分别为  $T_1$  和  $T_2$ ，考虑实际过程的摩擦不可逆性，不可逆绝热膨胀过程后，工质的温度是  $T'_2$  而不是  $T_2$  ( $T'_2 > T_2$ )。由于工质是理想气体，工质的定熵绝热膨胀前后的温度满足

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa-1} = \epsilon^{\kappa-1} \quad (5)$$

其中  $\epsilon = V_2/V_1$  为压缩比，表示膨胀过程中气体比容增大的倍数。根据定熵效率定义<sup>[2]</sup>，且取定比热容，则有

$$\eta_r = \frac{T_1 - T'_2}{T_1 - T_2} \quad (6)$$

所以不可逆绝热膨胀到同一  $V_2$  时，不可逆热机的实际温度

$$T'_2 = T_1 - \eta_r (T_1 - T_2) = [(1 - \eta_r) \epsilon^{\kappa-1} + \eta_r] T_2 \quad (7)$$

对于不可逆绝热压缩过程，我们认为工质从温度  $T'_2$ （而不是  $T_2$ ）变到温度  $T_1$ 。

1·5 循环周期  $\tau$  与两等温过程的时间和的比为常数  $r$

$$\tau = r (t_1 + t_2) \quad (8)$$

## 2、优化关系

根据以上模型，二热源不可逆热机的效率

$$\eta = 1 - \frac{T_2'}{T_1} = 1 - \frac{\lambda T_2}{T_1} \quad (9)$$

其中  $\lambda = [(1 - \eta_T) \epsilon^{\kappa-1} + \eta_T]$ , 对于内可逆卡诺热机

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (10)$$

$$\text{和} \begin{cases} Q_1 = \alpha (T_H - T_1) t_1 \\ Q_2 = \beta (T_2 - T_L) t_2 \end{cases} \quad (11)$$

$$\text{所以} \quad \frac{t_2}{t_1} = \frac{T_2 \alpha (T_H - T_1)}{T_1 \beta (T_2 - T_L)} \quad (12)$$

不可逆热机的输出功率

$$P = \frac{Q_1 - Q_2'}{\tau} = \frac{\alpha \eta}{r} \left[ \frac{1}{T_H - T_1} + \delta^2 \frac{T_2}{T_1} \frac{1}{T_2 - T_L} \right]^{-1} \quad (13)$$

其中  $\delta^2 = \alpha/\beta$  令  $x = \frac{T_2}{T_1}$  则  $T_2 = XT_1$ , (9) (13) 可以写为

$$\eta = 1 - \lambda X \quad (14)$$

$$P = \frac{\alpha \eta}{r} \left[ \frac{1}{T_H - T_1} + \frac{\delta^2 X}{T_1 X - T_L} \right]^{-1} \quad (15)$$

由于  $\eta$  仅为  $x$  的函数, 所以  $(\frac{\partial P}{\partial T_1})_{\eta=0} = 0$  与  $(\frac{\partial P}{\partial T_1})_{x=0} = 0$  相当, 从 (15) 式可以求出在给定效率情况下, 不可逆热机的最佳输出功率

$$P_0 = \frac{\alpha \eta}{r} \frac{1}{(1 + \delta)^2} \left[ T_H - \frac{\lambda T_L}{1 - \eta} \right] \quad (16)$$

$$\text{因为} \quad \left( \frac{\partial \eta}{\partial T_1} \right) P = - \left( \frac{\partial P}{\partial T_1} \right) \eta / \left( \frac{\partial P}{\partial \eta} \right)_{T_1} \quad (17)$$

所以  $(\frac{\partial \eta}{\partial T_1}) P = 0$  与  $(\frac{\partial P}{\partial T_1})_{\eta=0} = 0$  相当, 也就是说 (14) 式既确定了给定热机效率情况下不可逆卡诺热机的最大输出功率, 同时又确定了在给定输出功率情况下不可逆热机的最大效率, 所以它是二热源不可逆热机的一个基本优化性能关系。

### 3、讨论

3·1 从 (16) 式可以看出摩擦的不可逆损失相当于将低温热源度提高  $\lambda$  倍。当  $\lambda = [(1 - \eta_T) \epsilon^{\kappa-1} + \eta_T]$  减小时, 摩擦不可逆损失减少。显然当  $\eta_T = 1$  时, 不可逆热机转化为内可逆卡诺热机。另外可以看出, 减少  $\epsilon^{\kappa-1}$  也可以减少这部分损失。

3·2 从 (14) 式和极值条件  $\frac{\partial P_0}{\partial \eta} = 0$  可得当

$$\eta = 1 - \sqrt{\frac{\lambda T_L}{T_H}} = \eta_m \quad (18)$$

时，输出功率达最大值

$$P_{\max} = \frac{\alpha}{r(1+\delta)^2} T_H \eta_m^2 \quad (19)$$

由此可以看出，不可逆热机的最大输出功率及相应的效率都比内可逆卡诺热机的小。最大功率减少尤为显著。这显然更合乎实际热机情况。

3·3  $\Lambda = P/\eta$  可以求出，在给定热机效率情况下二热源不可逆热机的最佳供热率

$$\Lambda = \frac{\alpha}{r(1+\delta)^2} \left[ T_H - \frac{\lambda T_L}{1-\eta} \right] \quad (20)$$

(20) 式同时又确定在给定供热率情况下，不可逆热机的最佳效率。

#### 参考文献

- 1 Curzom F. L, Ahlborn B, Am. J. Phys. 1975; 43 (1): 22
- 2 朱明善等，热力学分析，北京：高等教育出版社，1992；195

## 热经济预测优化理论

罗 臻                      杨东华  
(华中理工大学)              (华东化工学院)

### 摘 要

本文通过对现有热经济优化理论的分析指出:应用现有的热经济优化方法进行优化设计或改造时,由于未考虑到所设计的系统在其有效运行寿命期内的能源价格变化因素,因而所设计的系统,在实际运行时往往偏离最优点。为解决这一问题,本文提出了热经济预测优化理论以及与之相应的两种优化方法。

#### 一、现有热经济优化理论的缺陷

现有热经济优化理论都是取年度化成本或年度化产品总成本最小为目标,在现存的经济边界基础上进行优化设计,通常取下述目标函数:

$$\min F = \sum_{i=1}^m (Cex\dot{E})_i + \sum_{i=1}^n \dot{Z}_i$$

式中: F 为年度化成本

Cex 输入能源的价格

$\dot{E}_x$  为输入能源的估流值

$\dot{Z}$  为设备投资的年度化费用

m 为输入能源的股数

n 为系统中设备总数目

并且取输入能源的价格为定值,即等于系统设计时能源的价格。然而能源价格总是随时间而变化,而且系统的最结构对价格的取定非常敏感。那么,在上述取定的价格体系下所求解所得的最系统构成,是否能表征系统在其寿命期内的最经济构成呢?答案是否定的。现分析如下:

1、设有一系统,化决策变量为  $\bar{X} = [X_1, X_2, \dots, X_n]^T$ , 且设系统的能量输入股数为 1, 取上述目标函数。当目标函数取得最小值时,有:

$$\partial F / \partial \bar{X} = 0$$

即:

$$Cex \frac{\partial \dot{E}_x}{\partial X} + \sum \frac{\partial \dot{Z}_i}{\partial X} = 0$$

当 Cex 取值不同时,上方程组的系数就不同,方程组的解,也就是最解  $\bar{X}$  就不同



了，因此， $C_{ex}$  的取值对热经济优化的最解有着直接的影响。现设  $C_{ex_1} > C_{ex_2}$ ，对同一设备价格方程  $Z = Z(\bar{X})$ ，则有图 1 所示的关系。因为当能源价格较高时，对同样的能耗，能耗费用必然较高，因此，为满足年度成本最小这一条件，必然要采用较大的设备规模，以保证能耗相对较小。因此有：

$$F_1^* > F_2^*$$

$$\Sigma Z_1^* > \Sigma Z_2^*$$

根据这一分析，系统的  $F^*$  必然随  $C_{ex}$  取值的增加而增加，如图 2 所示。

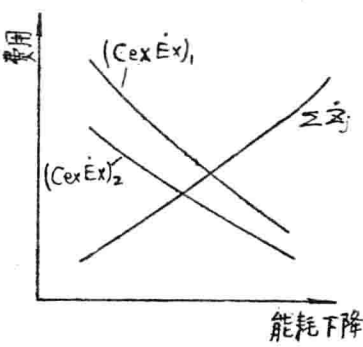


图 1

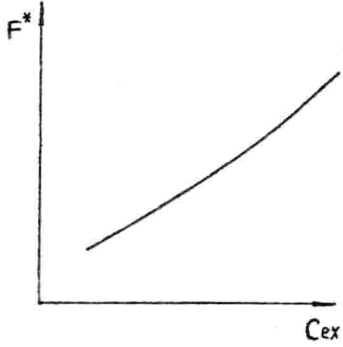


图 2

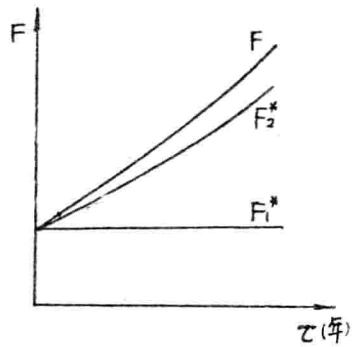


图 3

2、如果假设能源价格  $C_{ex}$  随时间而变，即有：

$$C_{ex} = C_{ex}(\tau)$$

那么，如果对系统进行优化设计时取  $C_{ex} = C_{ex}(0)$ ，即取设计时能源的价格，系统的设计最低年度成本应该为：

$$F_1^* = C_{ex}(0) \cdot \dot{E}x_1^* + (\sum_{j=1}^n Z_j^*)_1$$

由于能源价格随时间而变，且设为递增函数，那么在系统投产后第  $K$  年，能源价格应为  $C_{ex}(K)$ ，故系统在第  $K$  年中实际年度成本为：

$$F = C_{ex}(K) \dot{E}x_1^* + (\sum_{j=1}^n Z_j^*)_1$$

也就有：

$$F - F_1^* = [C_{ex}(K) - C_{ex}(0)] \cdot \dot{E}x_1^* > 0$$

所以说，系统并没有在所设计的最条件下运行。F 与  $F_1^*$  的关系见图 3 所示。

3、如果设计以第  $K$  年能源价格为依据，设最优解为： $X_2^*$  及  $F_2^*$ 。由于  $F_2^*$  是以  $C_{ex}(K)$  为设计前提的最值，由优化理论的概念可知：

$$F > F_2^*$$