

内燃机理论循环有限时间热力学理论的发展^①

兰旭光, 訾 琨

(昆明理工大学 交通工程学院, 云南 昆明 650051)

摘要 简要回顾了有限时间热力学理论的发展, 着重介绍了内燃机理论循环的有限时间热力学理论, 比较全面地论述了近二十年有限时间和有限尺寸约束条件下的内燃机热力过程和装置的性能优化问题, 以及内燃机工作过程有限时间热力学分析的发展趋势。

关键词: 内燃机循环; 有限时间热力学; 内可逆过程; 不可逆过程; Diesel 和 Otto 循环; 热力学性能优化

中图分类号: O343.6 文献标识码: A 文章编号: 1007-855X(2002)01-089-06

0 引言

传统的内燃机理论循环热力学分析对以下问题没有回答, 不可逆过程热力学偏重于局域微分方程研究, 也不能回答这些全局性问题, 如: 在时间周期 τ 内, 发动机产生给定的功所需要的能量为多少? 给定输入能量, 在时间 τ 内给定的内燃机产生的最大功 W_{\max} 是多少? 在有限时间内运行给定的热力过程的最有效方法(最佳路径)是什么? 在有限时间内运行的内燃机的性能界限如何确定? 热阻、内不可逆性、热漏等不同损失项对实际热力过程的影响有何特点? 等等。

1 有限时间热力学的简介

19 世纪中叶, 法国人 Carnot 经过研究得出卡诺定理^[1]: 在温度不同的两个恒温热源(T_L , T_H) 之间工作的任何热机中, 以可逆热机的效率为最高, 而且在上述热源条件下工作的一切可逆热机具有相同的效率: $\eta_c = 1 - T_L/T_H$, 其中 T_L 和 T_H 分别代表低温和高温热源, 此即为著名的 Carnot 效率。由此开创的经典热力学这一科学领域, 随着科学的不断发展, 经过科学家的不断探索和创新, 在 Carnot 定理的基础上相继发现了热力学第一、二定律。两个定理的建立和运用推动了热力学数学理论的发展, 并使用数学及逻辑的方法建立了基于基本定律的完整的经典热力学体系。它要求所有的实际过程都要与可逆过程进行比较加以研究, 因为系统只有从一个状态可逆的变化到另一状态才能得到最大功, 而不可逆过程总是要伴随着系统作功能力的损失。因此经典热力学最优问题的解就是可逆热力过程, 即在过程中系统保持内平衡, 系统和环境的总熵不变, 在此约束条件下, 系统的热力过程必须进行的无限缓慢, 从而使系统的功率输出为零。但是由于系统和环境之间的实际交换过程是不可逆的, 交换速率不是无限小, 系统热力过程进行的时间是有限的, 因此经典热力学由此导出的热机性能界限太高, 与实际热机性能偏离较大。

鉴于此, 对经典热力学进行改进, 求出存在系统与环境间有限速率热交换的有限时间过程和有限尺寸装置的热力学性能界限, 就是有限时间热力学最初所要研究的主要内容^[2]。前苏联学者 Novikov (1957)^[3]、法国学者 Chambadal (1957)^[4] 和加拿大学者 Curzon 和 Ahlborn (1975)^[5] 分别注意到了这一问题。他们在内可逆的条件下, 考虑了热机传热过程中的有限速率, 导出了工质与高、低温热源间存在热阻损失时的卡诺热机最大功率输出时的效率界限为:

$$\eta_{CA} = 1 - (T_L/T_H)^{0.5}$$

① 收稿日期: 2001-07-26;

第一作者简介: 兰旭光, 男, 1976 年生, 硕士; 主要研究方向: 发动机性能优化。

此即为著名的 CA 效率, 它提供了不同于卡诺效率的新的热机性能界限. 这成为有限时间热力学研究的奠基性结果. 自 70 年代中期以来, 以寻求热力过程的性能界限、达到热力学优化为目标的这类研究工作均取得了巨大进展, 并称之为“有限时间热力学”理论^[6].

有限时间热力学与传统的不可逆热力学不同, 是其进一步发展. 传统的不可逆过程热力学侧重于了解系统的状态参量随时空变化的规律, 建立局域微分方程, 因而一些过程函数(如功、热量等)在特定过程中的变化净效应不易由这种不可逆热力学得出结论; 而有限时间热力学则着重于系统的整体描述, 应用变分原理等数学工具, 可导出过程变化的最佳净效应.

2 内燃机理论循环的有限时间热力学研究

内燃机理论循环的有限时间热力学分析的研究思路是对实际内燃机热力过程作一定的假设, 得到热力学和数学模型, 给定一系列的约束条件下, 找出给定路径下的目标极值或所取目标为极值时的最优路径, 并求出与时间有关的目标值, 以及最佳的时间, 得到所分析过程的最佳性能指标. 内燃机理论循环的有限时间热力学分析现阶段主要以理论研究为主, 在有限时间热力学蓬勃发展的背景下虽然也得到一定的发展, 但发表的论文不过几十篇, 下面就此项研究主流加以分析.

2.1 内燃机复合加热循环

实际发动机的工作过程是很复杂的, 燃烧过程既不是等容的也不是等压的, 为了更深刻的揭示发动机工作过程的内在规律, 循环模型应更接近实际的发动机工作过程. 因而提出了复合加热循环, 其特点是工质从高温热源的吸热过程是经过等容和等压两个过程来完成的. 文献^[7]1988 年在国内首先将有限时间热力学的理论应用于内燃机理论循环的研究, 应用内可逆模型(所谓的内可逆模型指的是在整个循环中, 工质本身进行的循环是可逆的, 但工质与高低温热源间的传热是不可逆的, 也即只考虑热阻这种不可逆性)和牛顿传热模型, 首次导出了内燃机热效率和输出功率之间, 在考虑热阻情况下的解析关系式以及与内燃机循环参数之间的解析关系式:

$$P = a\alpha(T_H - T_{CP}) \left(1 - \frac{bT_L}{(a+b)T_{CP} - aT_H}\right), \quad \eta = 1 - \frac{bT_L}{(a+b)T_{CP} - aT_H}$$

$$P - \eta \text{ 关系式为: } P = \frac{ab\alpha}{a+b} \left(T_H - \frac{T_L}{1-\eta}\right) \eta$$

$$\text{上面诸式中: } T_{CP} = T_1 \cdot \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{\ln(\lambda^k)} \cdot \varepsilon^{k-1}$$

其中 a 和 b 小于 1 的正常数, α 为吸热交换系数, T_1 为压缩始点温度, λ 为压力升高比, ρ 为予膨胀比, K 为比热比, ε 为压缩比, P 为循环的功率, η 为循环的热效率, 其它参数意义同上.

文献^[8]进一步全面分析了发动机在输入热量一定的约束条件下, 发动机参数 $\lambda, \rho, \varepsilon, T_1$, 以及发动机燃烧时间、排气时间、最高燃烧温度对发动机热效率和输出功率的影响变化. 也分析了发动机输入热量和转速对发动机输出功率和热效率的影响变化, 计算分析结果与发动机实际工况基本一致, 但由于模型中仅考虑热阻, 发动机 $P - \eta$ 曲线与发动机实际工况差别较大.

文献^[9]对上述热力模型进行了改进, 在进一步考虑了发动机热漏的因素时, 导出了发动机热效率 η 与输出功率 P 的表达式:

$$(a+b)(1-\eta)p^2 + \{[ab\alpha T_H - \alpha(a+b)(T_H - T_L)]\eta - ab\alpha(T_H - T_L)\} \eta P + \alpha(T_H - T_L)^2 [(a+b)\alpha + ab\alpha] \eta^2 = 0$$

其中 α 为考虑发动机热漏时的热传导系数, 其它参数意义同上. 计算表明发动机的 $P - \eta$ 曲线为扭叶型曲线, 与发动机 $P - \eta$ 实测曲线基本相符.

文献^[10]从理论上分析了两恒温热源间传热不可逆并包含内部不可逆效应的循环分析, 得出:

$$\eta_m = 1 - (IT_L/T_H)^{0.5}; P_{max} = \frac{ab\alpha\beta}{a\alpha + b\beta}(\sqrt{T_H} - \sqrt{IT_L})^2;$$

其中 α, β 为高低温热源的热传导系数, I 为不可逆因子, 其它参数意义同上。

该文还对建立了有限热源模型即高温热源热容量有限、低温热源为恒温时不可逆循环的分析, 得出: $p = C \Delta T \eta / t$, 其中 C 为高温热源热容量为定值; $\Delta T = T_{H_1} - T_{H_2}$, 表示高温热源在向工质加热过程中的温度变化差; t 为循环的时间。此文的假设基础值得推敲, 特别是高温热源有限热容模型, 得出的功率和效率曲线是直线型的, 与实际情况不符。

2.2 Otto 循环

对于强制点火发动机的理想循环, 可近似抽象为 Otto 循环, 其特点是工质在定容过程中从高温热源吸热, 也在定容过程中向低温热源放热。文献^[11]中, 根据燃烧的特性建立了 Otto 循环的内可逆模型, 并得出了优化的输出功和此时的热效率表达式: 当循环的最高温度 T_3 为常数且 $FA \ll 1$, $\eta_m = \eta_{CA}$, $(W_{net})_{opt} = m_a C_v (\sqrt{T_3} - \sqrt{T_1})^2$; 其中 $FA = m_f / m_a$, m_f, m_a 分别为燃料和空气的质量, C_v 为定容比热。 T_1, T_3 分别为压缩始点温度和燃烧终点温度。分析还得出压缩比是最高循环温度的增函数, 并且不受空燃比的影响。给定一系列的温度极限, 输出功率可以通过简单调整压缩比得到优化。

F. Dngulo- Brown 和 T. D. Navarrete- Gonzalez 等在文献^[12]中在上述的内可逆模型的基础上再考虑 Otto 循环的摩擦损失的不可逆性建立了 Otto 循环内不可逆模型。把摩擦损失假定为以下形式:

$$P_{\mu} = -b(r-1)^2, b = \frac{\mu X_2^2}{(\Delta t_{12})^2}$$

X_2 为最小容积时的活塞位置; μ 是把循环的所有损失考虑在内的摩擦系数, 也即此项包含了发动机的所有损失; Δt_{12} 表示作功冲程的时间; r 为压缩比。并根据燃烧的化学反应平衡方程式和循环的 $P-V$ 图得出功率和效率的表达式及其之间的关系式:

$$P = \frac{C_{V_1}(T_3 - T_2) - C_{V_2}(T_4 - T_5)}{\tau} - 2b \frac{C_{V_2}}{C_{V_1}}(r-1)^2; \eta = \frac{P\tau}{C_{V_1}(T_3 - T_2)}$$

C_{V_1} 表示反应混合物和反应产物混合物的定容比热的平均值; C_{V_2} 表示反应产物混合物在状态 4 和 5 的定容比热的平均值。本文还提供了计算以上参数值的方法。可以看出功率 P 和效率 η 都是过量空气系数和压缩比的函数。最后经数值计算得到各个曲线, 功率和效率曲线也是与实际比较相符的扭叶型曲线。

Lingen Chen 等在文献^[13]中考虑了高温燃气和汽缸壁之间的传热这一不可逆损失, 并假定此损失同工作介质和缸壁的平均温度成比例, 且气缸壁温度是一常值。假定每个质量单元的工质吸收的热量为 $Q_{23} = \alpha - \beta(T_2 + T_3)$, 其中 α, β 是与热传递和燃烧有关的常数, 再根据 $T-S$ 图, 计算得出最大输出功率时的热效率和压缩比: $\eta_m = 1 - (2\beta T_1 / \alpha)^{1/2}$; $r_m = [\alpha / 2\beta T_1]^{1/(2K-2)}$

其中 T_1, T_2 为压缩始点和终点温度, 其它参数意义同上。功率和效率的关系式为:

$$P = m\alpha C_v [1 - 2\beta T_1 / (1 - \eta)] \eta / (C_v + \beta)$$

可以看出输出功率对效率曲线是 α, β, T_1 的函数。这对实际 Otto 发动机的性能改善有一定的指导意义。

2.3 Diesel 循环

对于柴油机这种更广泛用于轮船、军用车辆、汽车等的动力装置, 燃料的混合方式和燃烧方式方面与汽油机有显著的不同, 可以认为其燃烧过程是在接近等压过程下完成的。D. A. Blank 等在文献^[14]中建立了 Diesel 循环的内可逆模型, 循环的燃烧过程产生一个热量输入率为 Q_{23} , 与燃烧有关的工质变化被忽略, 且燃烧结束的温度 T_3 依赖于由燃烧产生热量输入率 Q_{23} 。根据 $T-S$ 图和燃烧的化学平衡特性, 得出输出功仅为予膨胀比 r_L 的函数, 并据此推出当 $FA \ll 1$ 且 T_3 为常数的最大输出功时的予膨胀比及热效率。

$$(\dot{w}_{net}) = \dot{m}_a \{ C_p T_3 [1 - (rL)_{opt}^{-1}] - C_v T_1 [(rL)_{opt}^K - 1] \};$$

$$\eta_{opt} = 1 - \frac{1 - (T_3/T_1)^{-K/(K+1)}}{k(T_3/T_1)^{1/(K+1)} - 1} (rL)_{opt} = (T_3/T_1)^{1/(1+K)};$$

其中 \dot{m}_a 为循环的平均空气质量流率, $FA = \dot{m}_f / \dot{m}_a$ 为燃空比; \dot{m}_f 为燃油的质量流率; c_p 为定压比热, C_1, C_2, C_3 为系数, 其它参数意义同上. 在本文中提供了计算方法. 可见通过调整予膨胀比和压缩比可以优化输出功率. 优化的予膨胀比和压缩比都是最高循环温度的增函数, 且不受空燃比的影响.

文献^[15]中研究了摩擦对空气标准 Diesel 循环功率和效率特性的影响. 假定温度是线性变化的, 把循环的所有损失均考虑入摩擦损失, 摩擦功率的表达式同文献^[12]的类似. 得出功率 P 和效率 η 的关系式:

$$P = (C_p - C_v F) / (k_1 + k_2 F) - b(r - 1)^2, \eta = 1 - F/k - (k_1 + k_2 F)(r - 1)^2 b / C_p; \text{ 其中 } b = \mu x_2^2 / (\Delta t_{12})^2, \text{ 参数意义同上所述; } k_1, k_2 \text{ 为正常数; } F \text{ 是与压缩比有关的参数; 其它参数意义同上. 虽然本文得到的 } p - \eta \text{ 曲线为扭叶型, 但文中数值算例中所取的参数数值与实际偏离太大, 从而使得其说服力下降.}$$

文献^[16, 17]中基于空气标准循环考虑了摩擦损失、热漏和不完全燃烧等主要损失项, 然后用最优控制理论优化了 Otto 和 Diesel 机的活塞运动规律, 来计算产生最大输出功率的活塞轨迹, 由于改进了运动状况, 在完全相同的损失源下优化后的热机功率和效率均比传统方案高出 10% 以上.

S. S. Klein 在文献^[18]中从有限时间热力学的角度讨论了 Otto 和 Diesel 循环需要不同的压缩比的原因, 也得出 Otto 和 Diesel 循环的最大输出功率时的热效率分别为:

$$\eta_m = \eta_{CA} \text{ 和 } \eta_m = 1 - \frac{(r^{k-1} - 1)}{k(r^{(k^2-1)/k} - r^{k-1})}; \text{ 对应的压缩比分别为: } r_{max} = (T_1/T_3)^{\frac{-1}{2k-2}}, r_{max} = (T_1/T_3)^{\frac{k}{1+k^2}}. \text{ 式中参数意义同上. 给定参数值, Diesel 循环比 Otto 循环的压缩比高, 由于输出功率主要取决于压缩比, 所以本文的要点也是选择适当的压缩比, 以使循环功率达到最大值.}$$

Vladimir N. Orlov 等在文献^[19]通过考虑工质同环境的有限热交换率及由于化学反应造成的非零熵产这两种不可逆性分析内燃机的功率和效率的极限. 为得出更为准确的功率和效率的上界限, 更进一步估算了由于化学反应而产生的平均内部熵产. 具体通过利用能量平衡、熵平衡及质量守恒式得出不可逆条件下的功率和效率的极限:

$$\bar{p}_{max}(\bar{\sigma}) = -\bar{f}_h + T_0 \gamma \frac{\bar{f} - \bar{\sigma}}{f_s - \bar{\sigma} + \gamma}; \eta_{max}(0) = 1 + T_0 \frac{s_{out} - s_{inl}}{h_{inl} + h_{out} f_s + \gamma}; \text{ 其中 } \eta = \bar{P} / (-\bar{f}_h); \bar{P} \text{ 表示内燃机循环的平均功率; } \bar{\sigma} \text{ 表示内燃机循环系统的平均内部熵产; } \bar{f}_h = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau (J_{out}(t) h_{out} - J_{inl}(t) h_{inl}) dt, J_{out}(t), J_{inl}(t) \text{ 分别表示系统输出和输入质量流, } h_{out}, h_{inl} \text{ 分别表示输出和输入的比焓, } \tau \text{ 表示每循环的时间; } T_0 \text{ 表示环境的边界层温度, 设为常数; } \gamma = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau \int_{A(t)} \alpha(\xi) da dt, A(t) \text{ 表示缸体和活塞的内边界层的表面积, } \alpha(\xi) \text{ 表示汽缸或活塞的内部表面同环境传热的热传导系数, } \xi \text{ 表示 Cartesian 系统中的点的坐标矢量 } (\xi_1, \xi_2, \xi_3); \bar{f}_s = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau (J_{out}(t) s_{out} - J_{inl}(t) s_{inl}) dt, s_{out}, s_{inl} \text{ 分别表示输出和输入的比熵, } \tau \text{ 表示每循环的时间. 并得出, 为产生最大功率必从环境中吸热, 冷却系统在某种意义上减少了最大功率值. 热效率在某些参数范围内主要依赖于加热系统. 随环境温度 } T_0 \text{ 的增大, 内燃机的熵产对功率输出的负面影响增大, 这在选择的发动机配置时能起到重要的作用.}$$

3 有限时间热力学理论在内燃机循环分析中的应用和发展

内燃机理论循环的有限时间热力学分析是用热力学和传热学及流体力学相结合的方法, 用来分析内

燃机装置的性能优化问题, 侧重于发现新的现象, 探索新规律, 建立新方法. 迄今为止, 其理论远远不够完善, 但由前述文献的研究成果表明, 此领域将会得到进一步拓宽和延伸, 其影响力将会越来越大, 将成为分析内燃机循环的有力工具. 今后的发展将会是采用内可逆模型为基础以突出分析其主要不可逆性, 建立其设计和运行优化理论, 实现内可逆性泛化; 在此基础上建立更加符合实际过程的复杂模型, 分析其各种不可逆性对内燃机实际性能的综合影响, 并优化内燃机的性能, 从而建立更为完善的理论体系.

当前对于内燃机理论循环有限时间热力学的研究, 作者认为应着重于:

1) 进一步探索热阻模型(传热规律)对内燃机理论循环的影响: 内燃机燃烧过程是一个十分复杂带有化学反应的高温燃烧过程, 最高温度高达 2000K 以上. 随着缸内气流的高速运动伴有热辐射、对流换热, 热传导等各种传热形式的存在, 因此以简单的牛顿传热规律建立的热阻模型还不能更真实的反应内燃机缸内的燃烧过程. 需根据实验资料, 改进原有模型.

2) 热源模型对内燃机理论循环的影响: 内燃机燃烧过程中温度是始终变化的, 将内燃机理论循环作为有限热容(变温)热源研究是比较接近实际的, 但限于模型的简化, 一般将其作为恒温热源加以研究, 由于偏离实际过程, 从而带来较大误差. 在有限热容条件下, 应着重探索给定热量下, 内燃机的性能和性能优化以及在最大输出功率条件下的热效率和在一定传热规律下的热源温度变化规律等.

3) 内不可逆性对内燃机理论循环的影响: 在内燃机循环中, 必须考虑内不可逆对内燃机性能的影响. 目前的研究在内可逆模型的基础上引入内不可逆因子^[20]. 这种处理方式的优点是模型统一、简单, 但在内不可逆因子的定量计算上还有一定的困难, 对不可逆因子文献^[21, 22, 23, 24]有不同的见解. 文献^[25]提出了内不可逆因子的定量计算方法, 从而可以定量分析内不可逆性的影响, 其计算结果还有待实验的验证.

4) 内燃机工作过程的有限时间热力学研究: 有限时间热力学理论随着人们研究的深入, 其研究对象逐渐从理论循环转向实际过程的热力循环, 当前建立更真实地描述内燃机工作过程中各种不可逆因素的热力学模型, 以及定量测试各种不可逆因素对发动机性能的影响, 是将有限时间热力学进一步与工程实际相结合的关键, 文献^[26]为此做了探索性的工作.

对内燃机理论循环的有限时间热力学研究和以内燃机实际热力循环为研究对象的有限时间热力学理论的不断丰富, 必将会不断丰富有限时间热力学理论, 也为内燃机工作过程的热力学分析开辟一片新的天地.

参考文献:

- [1] Camot S. Reflections on the Motive Power of Fire[J]. Paris: Bachelier, 1824. 15~ 25
- [2] 陈林根, 孙丰瑞. 有限时间热力学理论和应用的发展现状[J]. 物理学进展, 1998. 18(4): 395~ 422.
- [3] Novikov I I. The efficiency of atomic power stations(A review)[J]. Atommaya Energiya, 1957. 3(11): 409.
- [4] Chambadal P. Les Centrales Nucleaires. Paris: Armand Colin, 1957. 41~ 48.
- [5] Curzon FL and Ahlborn B. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output[C]. Am J. Phys. 1975. 43(1): 22~ 24.
- [6] Andresen B, Berry R S, Nitzan A and Salamon P. Thermodynamics in finite time: The step- Carnot cycle[C]. Phys. Rev. A, 1977. 15(5): 2086~ 2093.
- [7] 菅珉. 内燃机理论循环的有限时间热力学分析[C]. 中国工程热物理学会第六届年会, 1988, 10. 编号: 881061
- [8] 菅珉编著. 车用发动机热力学分析及优化. 云南科技出版社, 1997. 7.
- [9] Zi Kun. Effect of thermodynamic irreversibility of internal combustion engines on power output and thermal efficiency. (待发表).
- [10] 姚寿广. 内燃机有限时间内不可逆循环热力学分析[J]. 内燃机学报, 1994. 12(2): 156~ 163.
- [11] C Wu and D A Blank. The effects of combustion on a work- optimised endo- reversible Otto cycle[J]. Journal of the Institute of Energy, June 1992. 65(1): 86~ 89.
- [12] F. Angulo- Brown and so on. An irreversible Otto cycle Model including chemical reactions[J]. CHIH WU and Lingen Chen and Jin chan Chen, Recent Advance in Finite- time thermodynamics, Commack NY: Nova Science Publishers, 1999. 250~ 310.
- [13] Chen L, Wu C, Sun F and Cao S. Heat transfer effect on the net work output vs. efficiency characteristics for an air standard Otto cycle [J]. Energy Covers. Mgmt., 1998. 39(7): 643~ 648.

- [14] D. A. BLANK and CHIU WU. The effect of combustion on power optimized endoreversible diesel cycle[J]. Energy Convers. Mgmt, 1993. 34(6): 493~ 498.
- [15] 陈林根, 林俊兴, 孙丰瑞. 摩擦对空气标准 Diesel 循环功率效率特性的影响[J]. 工程热物理学报, 1997. 18(5): 533~ 535.
- [16] M. Mozurkewich and R. S. Berry. Optimal paths for thermodynamic systems[J]. The ideal Otto cycle. J. Appl. Phys, 1982. 53: 34~ 42.
- [17] K. H. Hoffman and J. S. Watowich and R. S. Berry. Optimal paths for thermodynamic systems[J]. the ideal Diesel cycle. J. Appl. Phys. 1985. 58, 2125~ 2134.
- [18] Klein S A. An explanation for observed compression ratios in internal combustion engines[J]. Trans. ASME J. Engng. Gas Turbine Pow., 1991. 113(4): 511~ 513.
- [19] Orlov V N and Berry R S. Power and efficiency limits for internal combustion engines via methods of finite- time thermodynamics[J]. J. Appl. Phys., 1993. 74(7): 4317~ 4322.
- [20] Howe J P. The maximum power, head demand and efficiency of a heat engine operating in steady state at less than Carnot efficiency[J]. Energy, The Int. J., 1982. 7(4): 401~ 402.
- [21] 严子浚. 不可逆卡诺热机 η^{p} 最大时的 η 和 p [J]. 热能动力工程, 1989. 4(6): 1~ 6.
- [22] 严子浚. 有限时间热力学中的不可逆卡诺热机[J]. 热能动力工程, 1994. 9(6): 369~ 373.
- [23] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 一类两热源不可逆循环的有限时间热力学性能[J]. 科技通报, 1995. 11(2): 126.
- [24] 李继坤. 不可逆卡诺循环的功率效率关系[J]. 物理, 1989. 18(2): 89~ 93.
- [25] 杨玉顺, 刘仕强. 有限时间内不可逆卡诺热机的不可逆因子的研究[J]. 热能动力工程, 2000. 15(86): 107~ 109.
- [26] 兰旭光. 柴油机工作过程有限时间热力学和可用能分析[C]. [硕士论文]. 昆明: 昆明理工大学交通工程学院, 2001.
- [27] 陈丽璇, 严子浚. 有限时间热力学[J]. 自然杂志, 1990. 10(11): 825~ 829.
- [28] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 能量系统有限时间热力学的现状和展望[J]. 力学进展, 1992. 22(25): 479~ 488.
- [29] C. F. Taylor. The internal combustion engines in theory and practice. Vol. 1 (MIT Press, Cambridge, MA, 1978. 25~ 75.
- [30] 朱明善等编著. 热力学分析[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992. 25~ 35

Finite Time Thermodynamic Theory and Applications of Internal Combustion Engine: State of The Arts

LAN Xu-guang, ZI Kun

(Faculty of Communication Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650051 China)

Abstract The simple definition and development and the state of finite time thermodynamic theory of internal combustion engine and applications are described. And the emphasis is made on the performance optimization of thermodynamic processes and devices of internal combustion engine with finite time or finite size constraints. The development trend of finite time thermodynamic theory of internal combustion engine is shown.

Key words: cycle of internal combustion engine; finite time thermodynamics; endoreversible; endoirreversible; diesel cycle and otto cycle; thermodynamic performance optimization