

存在热漏的内燃机与斯特林联合循环的 有限时间的热力学研究

聂建军,杜发荣,高 峰

(北京航空航天大学 汽车工程系,北京 100083)

摘要:在分布式电站系统的应用研究中,根据总能系统和能量梯级利用的原则,基于有限时间热力学理论,建立了考虑热阻和热漏的内可逆内燃机循环与斯特林循环联合动力装置的热力学模型,导出了以压缩比、温度比等循环参数表示的联合循环功率和效率表达式。同时由数值计算分析了热漏等循环参数对循环性能的影响,以及循环功率与效率间的关系。所得结果对联合循环动力装置性能研究具有很重要的实际指导意义,同时对联合循环有限时间热力学理论做了进一步的扩充。

关键词:动力机械工程;有限时间热力学;能量梯级利用;联合循环;内燃机;斯特林;热漏

中图分类号:TK123 **文献标识码:**A **文章编号:**1671-5497(2007)03-0518-06

Finite time thermodynamics of real combined power cycle operating between internal combustion engine and Stirling engine with heat leak

Nie Jian-jun, Du Fa-rong, Gao Feng

(Department of Automotive Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: In the applied research of the distributed power station system, according to the principles of the total energy system and the cascade utilization of energy, a thermodynamic model of the endo-reversible combined power cycle with the heat leak and the irreversible heat transfer process operating between the internal combustion engine and the Stirling engine was investigated based on the theory of the finite time thermodynamics. The expressions about power output and thermal efficiency were derived, which were denoted by the compression ratio and temperature ratio and other parameters. The relations between power output and efficiency and the effect of heat leak and other parameters on the performance of the combined cycle were analyzed by detailed numerical examples. The obtained results enlarge the scope of the theory of the finite time thermodynamics and provide a basis for the performance study of the practical combined power cycle.

Key words: power machinery and engineering; finite time thermodynamics; cascade utilization of energy; combined cycle; internal combustion engine; Stirling; heat leak

收稿日期:2006-06-21.

基金项目:北京市燃气采暖重点实验室基金资助项目(kf200407).

作者简介:聂建军(1971-),男,工程师,博士研究生. 研究方向:能源动力装置系统节能,排放和现代设计方法.

E-mail:jjnie311@ae.buaa.edu.cn

0 引言

自 Curzon-Ahlborn^[1]导出卡诺热机 CA 效率后,有限时间热力学在热机性能分析与优化方面取得了一系列进展^[2,3]。Mozurkewich^[4]、Hoffman^[5]等用最优控制理论优化了 Otto 和 Diesel 循环的活塞运动规律,Klein^[6]讨论了 Otto 和 Diesel 循环需要不同压缩比的原因,同时得出了两种循环最大输出功率时的热效率,Orlov^[7]等考虑工质与环境有限速率传热及化学反应造成非零熵产两种不可逆性,分析了内燃机功率和效率界限,姚寿广^[8]对存在热阻和内不可逆因素的内燃机混合加热循环进行了有限时间热力学分析,得到了不同情况下功率和效率间的关系及循环的性能界限,陈林根^[9]等导出了存在摩擦和传热损失时 Diesel 和 Otto 循环的功率效率特性,Qin 等^[10]则给出了一类不可逆往复热机的普适优化性能和特性。另外,有限时间热力学也是研究联合动力循环性能的有力工具,但目前联合循环有限时间热力学研究均是针对卡诺热机进行的,仍处于理论发展阶段。文献[11-14]所研究的联合动力循环即是以串联卡诺热机为对象的,并且除文献[14]外均没有考虑热漏的影响。作者在前期工作的基础上,根据“能量梯级利用”原则以内燃机混合加热循环和斯特林循环联合动力装置为对象进行了有限时间热力学性能研究,并进一步考虑了热漏的影响,更具理论价值和实际意义。

1 联合动力循环的理论模型及分析

考虑由内可逆内燃机混合加热循环与斯特林循环组成无中间热源的联合动力循环,如图 1 所示。其中 1-2-3-4-5-6-1 为内燃机混合加热循环,7-8-9-10 为斯特林循环,设二者热力学循环周期相同。高、低温热源温度分别为 T_H 、 T_L ,斯特林循环的工作温度分别为 T_{h2} 、 T_{L2} 。以等效平均吸热温度 T_{h1} 的可逆等温吸热过程代替内燃机循环的定容、定压加热过程;定容放热过程中温度高于 T_{h2} 的那部分热量可以被斯特林循环工质吸收,以等效平均放热温度 T_{L1} 的可逆等温放热过程代替两个循环间的热交换过程;而温度低于 T_{h2} 的热量只能直接传递给低温热源 T_L ,以等效平均放热温度 T'_{L1} 的可逆等温放热过程代替这部分热量传递给低温热源的过程,且有: $T_H > T_{h1} > T_{L1} > T_{h2} > T'_{L1} > T_{L2} > T_L$, 在高温热源 T_H 和

低温热源 T_L 之间存在传热系数为 k_L 的热漏 q_L ,则图 1 的联合循环 T-S 图可简化为图 2 所示。

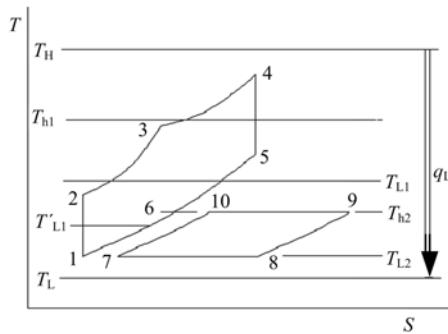


图 1 联合循环 T-S 图

Fig. 1 T-S of the combined cycle

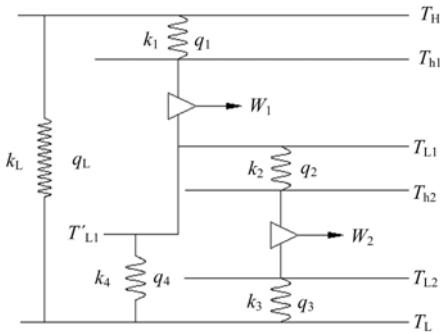


图 2 联合循环示意图

Fig. 2 Sketch map of the combined cycle

令 $T_{h2} = T_6 = xT_5$, 其中, $1/(\lambda\rho^k) < x < 1$, λ 为内燃机混合加热循环压力升高比, ρ 为预胀比, k 为绝热指数。设工质与热源间的传热服从牛顿线性传热定律,则根据有限时间热力学建立联合循环模型如下

$$\begin{cases} q_1 = k_1(T_H - T_{h1})t_1 \\ q_2 = k_2(T_{L1} - T_{h2})t_2 \\ q_3 = k_3(T_{L2} - T_L)t_3 \\ q_4 = k_4(T'_{L1} - T_L)t_4 \\ q_L = k_L(T_H - T_L)\tau \end{cases} \quad (1)$$

式中: q_1 为内燃机循环工质从高温热源吸取的热量; q_2 为两个循环的换热量; q_3 、 q_4 分别为斯特林循环与内燃机循环工质直接向低温热源放出的热量; k_1 、 t_1 分别为内燃机循环工质吸热过程中的传热系数和时间; k_2 、 t_2 分别为两循环之间的换热系数与时间; k_3 、 t_3 分别为斯特林循环工质向环境放热的传热系数与时间; k_4 、 t_4 分别为内燃机循环工质向环境放热的传热系数和时间; $(t_2 + t_4)$ 为内燃机循环工质的总放热时间; τ 为联合循环周期。令 $t_1 = a\tau$, $t_2 = b\tau$, $t_3 = c\tau$, $t_4 = d\tau$, 其中 a, b, c, d 均

为小于1的常数。

根据内可逆非定常流热机热力学理论和有关文献,设内燃机瞬时绝热压缩、膨胀过程总时间为 t_5 ,斯特林两个定容过程的总时间为 t_6 ,则有

$$\tau = t_1 + t_2 + t_4 + t_5 = t_2 + t_3 + t_6$$

由热力学第二定律熵增原理以及内可逆内燃机循环定容、定压加热过程和等效温度假定有

$$q_1 = T_{h1}(S_4 - S_2) = T_{h1}C_V \ln(\lambda\rho^k) \quad (2)$$

$$q_1 = C_V T_1 (\lambda - 1) \epsilon^{k-1} + C_P T_1 \lambda (\rho - 1) \epsilon^{k-1} \quad (3)$$

$$q_2 = T_{L1}(S_5 - S_6) = T_{L1}C_V \ln(1/x) \quad (4)$$

$$q_4 = T'_{L1}(S_6 - S_1) = T'_{L1}C_V \ln(x\lambda\rho^k) \quad (5)$$

另外,由于内燃机循环高温部分放热量应等于斯特林循环的吸热量,则有

$$q_2 = R_s T_{h2} \ln \epsilon_s \quad (6)$$

式中: R_s 为斯特林循环工质的气体常数; ϵ_s 为斯特林循环的压缩比。

由式(2)、(3)得内燃机循环等效平均吸热温度为

$$T_{h1} = T_1 [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \epsilon^{k-1} / \ln(\lambda\rho^k) \quad (7)$$

由式(1)和(2)有

$$T_{h1} = \frac{k_1 a \tau T_H}{k_1 a \tau + C_V \ln(\lambda\rho^k)} \quad (8)$$

由式(1)和(5)有

$$T'_{L1} = \frac{k_4 d \tau T_L}{k_4 d \tau - C_V \ln(x\lambda\rho^k)} \quad (9)$$

由式(1)和(4)有

$$\frac{T_{L1}}{T_{h2}} = \frac{k_2 b \tau}{k_2 b \tau - C_V \ln(1/x)} \quad (10)$$

$$P = k_1 a \left[T_H - T_1 \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{\ln(\lambda\rho^k)} \epsilon^{k-1} \right] \\ \left\{ 1 - \frac{k_4 d T_L \ln(x\lambda\rho^k)}{[k_1 a \ln(x\lambda\rho^k) + k_4 d \ln(\lambda\rho^k)] T_1 \epsilon^{k-1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{\ln(\lambda\rho^k)} + k_1 a T_H \ln(x\lambda\rho^k)} + \right. \\ \left. \frac{k_2 b T_{L2} \ln x}{[k_2 b \ln(\lambda\rho^k) - k_1 a \ln x] T_1 \epsilon^{k-1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{\ln(\lambda\rho^k)} - k_1 a T_H \ln x} \right\} \quad (15)$$

$$\eta = 1 - \frac{k_4 d T_L \ln(x\lambda\rho^k)}{[k_1 a \ln(x\lambda\rho^k) + k_4 d \ln(\lambda\rho^k)] T_1 \epsilon^{k-1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{\ln(\lambda\rho^k)} - k_1 a \ln(x\lambda\rho^k) T_H} + \\ \frac{k_2 b T_{L2} \ln x}{[k_2 b \ln(\lambda\rho^k) - k_1 a \ln x] T_1 \epsilon^{k-1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{\ln(\lambda\rho^k)} + k_1 a T_H \ln x} \quad (16)$$

(2)当考虑热漏时($k_L \neq 0$)

受热阻、热漏影响的联合动力循环,每循环高温热源放出和低温热源吸收的总热量分别为

由式(4)和(6)得

$$\frac{T_{L1}}{T_{h2}} = \frac{R_s \ln \epsilon_s}{C_V \ln(1/x)} \quad (11)$$

联立式(10)、(11)得

$$\ln x = - \frac{k_2 b \tau R_s \ln \epsilon_s}{C_V (k_2 b \tau + R_s \ln \epsilon_s)} \quad (12)$$

(1)不考虑热漏时($k_L = 0$)

由式(7)~(9)、(11)整理可得仅考虑热阻时内可逆联合循环动力装置输出功率与效率分别为

$$P = \frac{q_1 - q_3 - q_4}{\tau} = \frac{q_1 - (T_{L2}/T_{h2}) q_2 - q_4}{\tau} = \\ (T_H - T_{h1}) k_1 a - (T'_{L1} - T_L) k_4 d - \\ (T_{L2}/T_{h2})(T_{L1} - T_{h2}) k_2 b = k_1 a [T_H - T_{h1}] \\ \left\{ 1 - \frac{k_4 d}{k_1 a} \frac{\ln(x\lambda\rho^k)}{\ln(\lambda\rho^k)} \frac{T_L [k_1 a \tau + C_V \ln(\lambda\rho^k)]}{T_H [k_4 d \tau - C_V \ln(x\lambda\rho^k)]} + \right. \\ \left. \frac{k_2 b}{k_1 a} \frac{\ln x T_{L2} [k_1 a \tau + C_V \ln(\lambda\rho^k)]}{\ln(\lambda\rho^k) T_H [k_2 b \tau + C_V \ln x]} \right\} \quad (13)$$

$$\eta = \frac{q_1 - q_3 - q_4}{q_1} = 1 - \frac{(T_{L2}/T_{h2}) q_2 + q_4}{q_1} = \\ 1 - \frac{(T_{L2}/T_{h2})(T_{L1} - T_{h2}) k_2 b \tau + (T'_{L1} - T_L) k_4 b \tau}{(T_H - T_{h1}) k_1 a \tau} = \\ 1 - \frac{k_4 d}{k_1 a} \frac{\ln(x\lambda\rho^k)}{\ln(\lambda\rho^k)} \frac{T_L [k_1 a \tau + C_V \ln(\lambda\rho^k)]}{T_H [k_4 d \tau - C_V \ln(x\lambda\rho^k)]} + \\ \frac{k_2 b}{k_1 a} \frac{\ln x T_{L2} [k_1 a \tau + C_V \ln(\lambda\rho^k)]}{\ln(\lambda\rho^k) T_H [k_2 b \tau + C_V \ln x]} \quad (14)$$

由式(7)、(8)导出循环周期表达式并代入式(13)、(14),可以得到用循环参数表示的仅考虑热阻的联合循环动力装置的输出功率和效率,由于循环周期确定后,温度比 x 主要由斯特林循环压缩比确定,见式(12),为简便仍用 x 表示,则

$$q_H = q_1 + q_L \quad (17)$$

$$q_C = q_3 + q_4 + q_L \quad (18)$$

从而输出功率和效率分别为

$$P_L = \frac{q_H - q_C}{\tau} = \frac{q_1 - q_3 - q_4}{\tau} = P \quad (19)$$

$$\eta_L = \frac{q_H - q_C}{q_H} = \frac{q_1 - q_3 - q_4}{q_1 + q_L} \quad (20)$$

令无量纲输出功率为

$$P^* = P/(k_1 a T_L)$$

从(13)、(14)、(19)、(20)四式可以看出,如果高温热源为无限热源,高温循环工质吸热量不变,同时存在热漏和热阻时,联合循环输出功率不变,仍等于仅考虑热阻时内可逆联合循环的输出功率,但需要高温热源提供更多的热量,联合循环效率发生改变;如果高温热源为有限热源,提供的总热量不变时,热漏的存在不仅使联合循环的效率降低,同时也降低联合循环的功率。在此仅考虑无限热源的情况,按照上述同样方法可导出以循环参数表示的同时考虑热漏时的联合循环热效率为

$$\eta_L = \frac{\eta \{ (T_H - T_1 [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \epsilon^{k-1}) k_1 a}{\{ (T_H - T_1 [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \epsilon^{k-1}) k_1 a + k_L (T_H - T_L) \ln(\lambda \rho^k)} \quad (21)$$

2 数值研究

为定性、定量研究联合循环的性能,选择计算工况:内燃机压缩比 $\epsilon = 18$,输出功率为 14.7 kW,转速为 1800 r/min,循环参数 $\lambda = 1.98$, $\rho = 1.07$, $T_1 = 320$ K, $T_H = 2320$ K, $T_L = 300$ K, $C_V = 757$ J/(kg·K);斯特林循环压缩比 $\epsilon_s = 2$,循环工质氦气气体常数 $R_s = 2077$ J/(kg·K), $T_{L2} = 350$ K;令 $k_1 = k_2$, $k_3 = k_4$, $k_3/k_1 = 1.4$, $a = 0.036$, $b = d = 0.158$ 。

图 3 表示联合循环无量纲功率 P^* 与效率 η_L 之间的变化关系曲线;图 4—7 分别为效率 η_L 随内燃机循环工质平均吸热温度 T_{hi} 、预胀比 ρ 、压力升高比 λ 、温度比 x 的变化规律曲线,曲线 1~8 分别对应热漏系数 k_L 等于 0、0.1、0.5、1.2、3、4、5 W/K;图 8 为联合循环效率 η_L 随热漏变化的关系曲线。

由图 3 可知,热漏系数等于 0 时,即仅存在热阻的内可逆联合循环,功率和效率之间的关系曲线为抛物线,最大功率时循环效率等于 CA 效率,最大效率等于卡诺循环效率,这些特征与文献[12]中的有关结论一致,从而证明了本文方法的正确性。热漏系数不为 0 时,联合循环功率与效率间的关系成为回原点的扭叶型曲线,且随着热

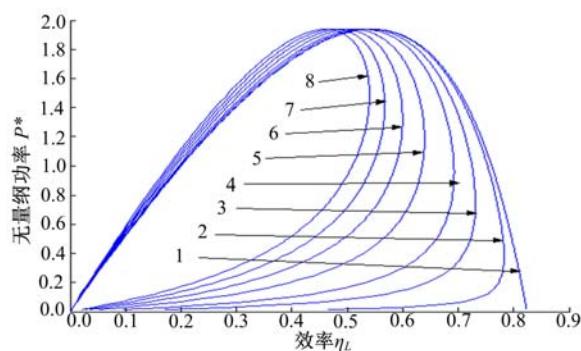


图 3 功率 P^* 与效率 η_L 的关系曲线

Fig. 3 Relationship of P^* vs. η_L

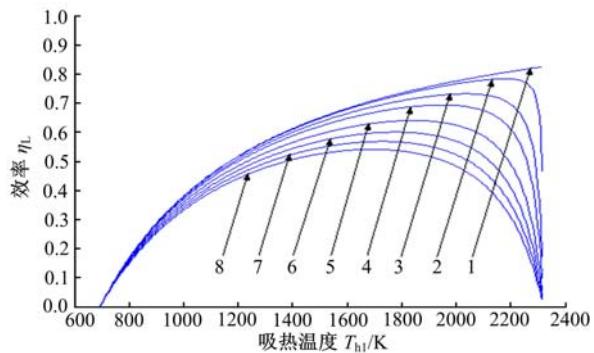


图 4 效率 η_L 随温度 T_{hi} 的变化曲线

Fig. 4 Relationship of η_L vs. T_{hi}

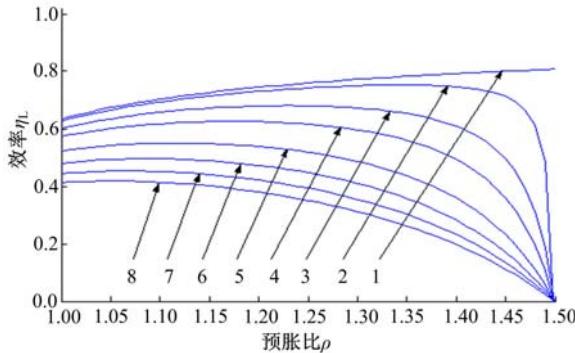
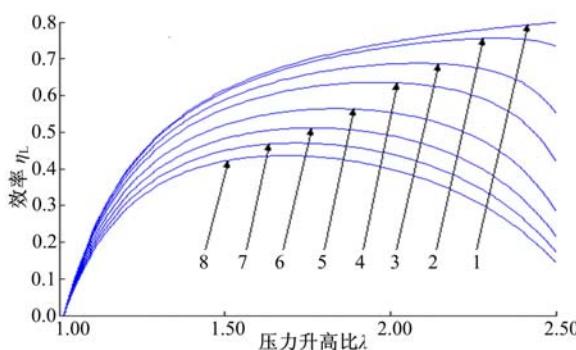
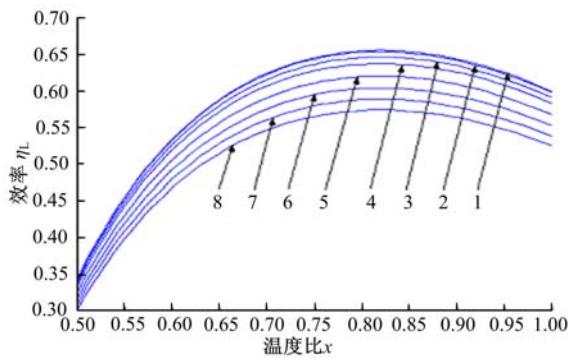
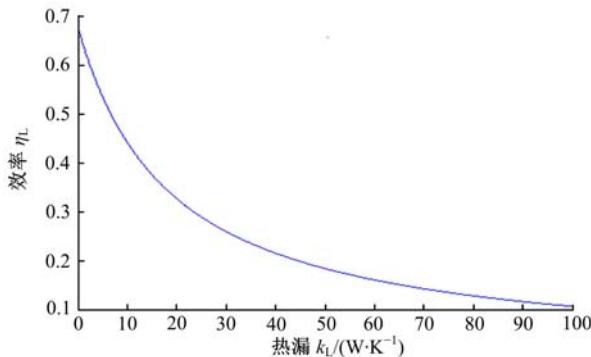


图 5 效率 η_L 随预胀比 ρ 的变化曲线

Fig. 5 Relationship of η_L vs. ρ

漏系数的增大,曲线围成的面积减小,相同功率时的循环效率范围变窄。由于热漏的存在,当联合动力装置效率小于最大功率点效率(CA 效率)时,功率和效率都将下降;当功率小于最大效率点功率时,功率和效率也将下降,因此曲线的负斜率部分才是最佳工作区域。

由图 4 可知,高温热源温度不变,热漏系数为 0 时,随着内燃机循环平均吸热温度的增加,工质做功能力增强,热效率迅速单调上升。当热漏系数不为 0 时,随平均吸热温度的增加,工质做功能

图 6 η_L 随压力升高比 λ 的变化曲线Fig. 6 Relationship of η_L vs. λ 图 7 效率 η_L 随温度比 x 的变化曲线Fig. 7 Relationship of η_L vs. x 图 8 效率 η_L 随热漏 k_L 的变化曲线Fig. 8 Relationship of η_L vs. k_L

力的增强占主导时，联合循环效率逐渐增加；当平均吸热温度提高到一定程度，工质吸热量占热源总供热量的比例下降占主导时，联合循环效率随平均吸热温度的上升反而处于下降趋势，效率变化不再是单调上升的曲线，而呈抛物线变化。

图 5 和图 6 分别为联合循环效率与预胀比 ρ 和压力升高比 λ 的关系曲线，在不考虑热漏时，联合循环的效率都是单调上升曲线；当热漏不为 0 时，联合循环效率与二者按先增后降的曲线规律变化。这是由于二者影响着内燃机循环的平均吸

热温度，二者的增加均可以提高内燃机循环的平均吸热温度，使工质的做功能力增强，联合循环效率增加；而平均吸热温度提高到一定程度时，工质和热源的温差减小，又由于热漏的存在，使工质吸热量占热源总供热量的比例下降，因此联合循环效率在上升到一定程度后随二者的增加而下降。

由图 7 表示的曲线可以看出，联合循环动力装置的效率随斯特林循环工作温度 T_{L2} 与内燃机循环放热初始温度 T_5 之比 x 的增大逐渐增大，并且对应于某一 x 值联合循环效率达到最大，之后又逐渐减小。当内燃机循环热力参数不变时，随着温度比 x 的逐渐增大，斯特林循环的吸热温度 T_{L2} 提高，效率增加，从而吸收内燃机排气余热而做功的能力增加，使联合循环效率逐渐增加。但是，随着温度比 x 的进一步提高，斯特林循环吸热温度 T_{L2} 接近内燃机排气初始温度 T_5 ，斯特林循环工质能吸收的内燃机排气余热量将减少，当斯特林循环效率的增加不足以抵消由于吸收余热量的减少时，联合循环效率将下降。当斯特林循环工作温度 T_{L2} 增加到内燃机排气初始温度 T_5 时，由于此时斯特林循环难以回收排气余热，联合循环效率将接近于内燃机单一循环的效率。

根据图 8 并结合效率随其他参数的变化曲线，在相同平均吸热温度 T_{hl} 下，内燃机循环工质从高温热源吸收的用于做功的热量 q_1 不变时，随热漏系数 k_L 的增大，高温热源需要提供的总热量 q_H 增加，工质吸热量 q_1 占热源提供总热量 q_H 的比例减小，因此联合循环效率随热漏 k_L 的增加迅速单调下降。

3 结 论

(1) 实际热机有限时间热力学模型是理解和优化热机性能的重要工具之一。本文在考虑有限时间传热不可逆和热漏情况下，建立了内燃机混合加热循环和斯特林循环联合动力装置的有限时间热力学模型，导出了用热力循环参数表示的输出功率和热效率表达式，且通过数值方法定量研究了联合循环输出功率和效率间的变化关系以及效率随高温循环工质平均吸热温度和热漏系数等的变化规律，克服了经典热力学只能对发动机理论循环进行热效率和做功能力分析的局限性，有关结论更具指导意义。

(2) 由于热漏的存在，联合循环功率和效率间的变化关系由抛物线转变为通过原点的扭叶型曲

线,且随着热漏的增加,循环的工作范围变窄。同时,联合循环的效率随内燃机平均吸热温度的变化也由单调上升的曲线改变为按抛物线规律变化。

(3)预胀比 ρ 、压力升高比 λ 和温度比 x 等热力学参数是联合循环功率和效率的重要影响因素。预胀比和压力升高比决定着内燃机循环工质的平均吸热温度 T_{h1} ,温度比 x 决定着斯特林循环的吸热温度 T_{h2} ,它们的改变将使联合循环的性能发生根本变化,在同时存在热漏和热阻的情况下,具有最佳值,在设计联合动力装置时需要进行优化设计。

(4)与文献[11—14]的内可逆卡诺热机联合循环分析的相应结果相比,由于本文导出的输出功率和效率表达式与实际循环热力学参数相联系,且考虑了内燃机排气余热中的温度差别,因此本文的研究结果更进了一步,可作为按照“能量梯级利用”原则设计联合循环动力装置时的设计参考,同时也表明有限时间热力学在分析联合循环方面较传统热力学更为深刻,充分展现了在工程中的应用前景。

参考文献:

- [1] Curzon F L, Ahlborn B. Efficiency of a carnot engine at maximum power output[J]. Am J Phys, 1975, 43(1): 22-24.
- [2] 陈林根,孙丰瑞. 有限时间热力学研究的一些进展[J]. 海军工程大学学报,2001,13(6):41-46,62.
Chen Lin-gen, Sun Feng-rui. Some advances in study of finite time thermodynamics[J]. Journal of Naval University of Engineering, 2001, 13(6): 41-46, 62.
- [3] 兰旭光,訾昆. 内燃机理论循环有限时间热力学理论的发展[J]. 昆明理工大学学报,2002,27(1): 89-94.
Lan Xu-guang, Zi Kun. Finite time thermodynamic theory and application of internal combustion engine: state of the arts[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology, 2002, 27(1): 89-94.
- [4] Mozurkewich M, Berry R S. Optimal paths for thermodynamic systems: the ideal otto cycle[J]. J Appl Phys, 1982, 53(1): 34-42.
- [5] Hoffman K H, Watowich J S, Berry R S. Optimal paths for thermodynamic systems: the ideal diesel cycle[J]. J Appl Phys, 1985, 58(2): 125-134.
- [6] 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.
- [7] Orlov V N, 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.
- [8] 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):157-163.
Yao Shou-guang. Finite time thermodynamic analysis of internal combustion engine irreversible cycle [J]. Trans of CSICE, 1994, 12(2): 157-163.
- [9] Chen L, Zheng T, Sun F, et al. The power and efficiency characteristics for an irreversible Otto cycle [J]. Int J of Ambient Energy, 2003, 24(4): 195-200.
- [10] Qin X, Chen L, Sun F. The universal power and efficiency characteristics for irreversible reciprocating heat engine cycles[J]. Eur J Phys, 2003, 24(4): 359-366.
- [11] Rubin. Optimal configuration of a class of irreversible heat engine[J]. Phys Rev A, 1979, 19(3): 1272-1286.
- [12] 陈金灿,严子浚. 联合动力循环的有限时间热力学分析[J]. 厦门大学学报:自然科学版,1998,27(3): 289-293.
Chen Jin-can, Yan Zi-jun. Analysis of finite time thermodynamics on combined power cycle[J]. Journal of Xiamen University(Natural Science Edition), 1998, 27(3): 289-293.
- [13] Wu C. Power performance of a cascade endoreversible cycle[J]. Energy Convers Mgmt, 1990, 30(3): 261-266.
- [14] 何济洲,夏洪. 存在热漏时联合动力装置的有限时间热力学分析[J]. 南昌大学学报:工学版,2000,22(4):96-99.
He Ji-zhou, Xia Hong. Finite time thermodynamic analysis of the united power equipment with heat leak[J]. Journal of Nanchang University (Engineering & Technology Edition), 2000, 22(4): 96-99.