

多孔介质发动机有限时间热力学分析

刘宏升, 解茂昭*, 陈石

(大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 介绍了多孔介质(PM)发动机的工作过程及其 PM 回热循环的热力学理想模型. 用有限时间热力学方法分析了 PM 回热循环的性能, 导出了考虑传热效率下循环功与效率的关系及最大功输出时的效率界限, 并给出了较详尽的数值计算结果, 讨论了与燃烧和传热相关的参数对功效特性的影响. 这对实际多孔介质发动机性能的评估和改进有重要的指导意义.

关键词: 多孔介质(PM)发动机; PM 回热循环; 有限时间热力学分析

中图分类号: TK421 **文献标志码:** A

0 引言

能源危机与环保是人类日益关注的两大焦点, 随着排放法规的愈加严格, 对发动机的排放提出了更高的要求. 研究表明, 均质压燃(HCCI)模式是实现内燃机超低 NO_x 和颗粒排放的有效途径, 成为发动机领域的研究热点, 但目前 HCCI 技术还面临着预混合气均质形成困难、全工况适应性差及自燃着火速率和燃烧速率缺乏有效控制等困难. 基于多孔介质燃烧技术的多孔介质(porous medium, PM)发动机在解决这两大问题上则具有明显的优势, 同时兼有燃烧稳定、结构紧凑、负荷调节范围广等特点, 已得到各国学者的广泛关注^[1]. Hanamura 设计了一种基于多孔介质燃烧技术的类似于 Stirling 发动机的超绝热发动机, 一维数值模拟表明该发动机在转速 100 r/min、低压缩比(2~3)下的效率可达 57.5%^[2]. Weclas 研究了高压燃油喷入 PM 体内的过程及其蒸发与混合特性, 提出了开发一种智能型发动机的构想^[3]. Durst 等多孔介质的燃烧特性做了大量试验, 分析了多孔介质孔隙率、热容量、光学厚度等特性参数对燃烧的影响, 并对一单缸风冷 DI 柴油机加以改装, 提出了一种多孔介质发动机的设计方案^[4].

有限时间热力学理论为实际工程循环的性能分析提供了有力工具. 目前, 对内燃机理论循环的有限时间热力学分析已经取得了一定进展^[5]. Kaushik 用有限时间热力学分析了考虑热容效率及热损失情况下, Ericsson 和 Stirling 热机的功

效关系^[6]. Chen 对标准 Otto 循环进行了有限时间热力学分析, 得到循环功、效率关系及最大循环功对应的效率界限^[7].

本文以 Durst 的设计为基础提出理想循环热力学模型. 用有限时间热力学分析法对多孔介质(PM)发动机内的 PM 回热循环加以分析, 导出考虑传热效率下循环功与效率的关系、最大功输出时的效率界限, 通过数值计算分析当量放热量、最高温度、预胀比等参数对功与效率特性的影响.

1 多孔介质(PM)发动机循环

1.1 PM 发动机的工作过程

多孔介质发动机包括气缸和 PM 室两部分. PM 室内装有多孔介质, 布置在气缸顶部. 通过阀门控制 PM 室的开合, 实现 PM 与气缸内工质之间的接触、分离. 工作过程如图 1 所示: 在上止点附近, 进气阀开放, 新鲜空气进入缸内, 此时 PM 室阀门保持关闭状态, PM 与气缸分离, PM 室内是已经汽化的燃油蒸气. 进气过程及随后的压缩过程与传统发动机一样. 压缩过程末期(上止点前)PM 室阀门开放, 压缩空气进入 PM 室与燃油蒸气迅速混合, 混合蒸气在 PM 室内自点火燃烧. 燃烧放出大量热量, 一部分存储在 PM 内, 一部分推动活塞做功. 在膨胀冲程末期(下止点前), PM 室阀门关闭, 随后燃油喷射到 PM 室内, PM 内已存储大量热量, 足以使燃油在 PM 室内汽化, 此时 PM 室内压力等于膨胀冲程末期缸内的压力,

汽化过程是在低压下进行的. 由于 PM 室阀门要到下一循环压缩末期才会开启, 汽化持续时间很长, 可以保证燃油完全汽化. 经过排气冲程后, 开始新一循环的进气冲程. PM 发动机每完成一次工作循环, PM 室阀门开放、关闭各一次, PM 与工质间保持周期性接触. 多孔介质在压缩末期放热, 燃烧过程吸热, 从而实现一次封闭的 PM 回热循环.

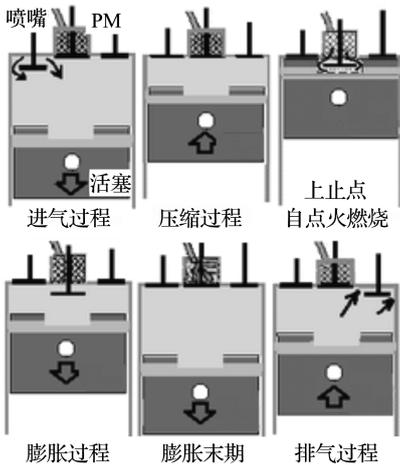


图 1 多孔介质发动机工作过程

Fig. 1 Working process of the PM-engine

1.2 理想循环热力学模型

通过以下假设建立 PM 回热循环的热力学理想模型: (1) 假设 PM 热容相对气体很大, 二者换热过程中, PM 温度不变; (2) 忽略缸壁、PM 室侧壁及活塞等部件的换热损失, 无回热时, 压缩、膨胀过程视为绝热过程; (3) 忽略 PM 室内孔隙体积的影响, 即 PM 室阀门的开、关不影响气缸的总容积; (4) 认为 PM 内的换热过程在瞬间内完成. 基于以上假设建立多孔介质发动机内的 PM 回热循环过程如图 2 中循环 1—2—3—3'—4—1. 其中 1—2 是绝热压缩过程, 与传统发动机的压缩过程一样; 压缩末期 PM 与压缩空气接触, 开始回热过程, 由于 PM 内的换热可在瞬间完成, 回热过程在上止点附近迅速完成, 可看成定容过程 (2—3), 回

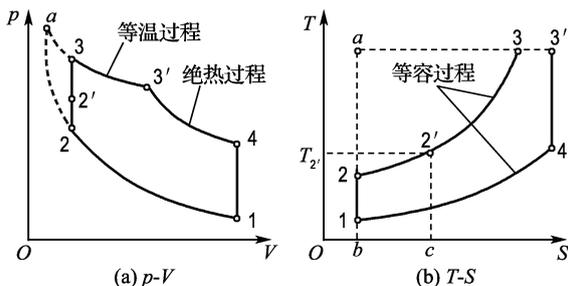


图 2 PM 回热循环的 p - V 和 T - S

Fig. 2 p - V and T - S diagrams of PM heat regeneration cycle

热后空气温度与 PM 温度相同; 上止点附近混合蒸气在 PM 室内自点火燃烧, 燃烧放热一部分加热工质, 另一部分加载到 PM 内, 由于 PM 热容很大, 存储大量热量, 可保持燃烧过程温度近似不变, 燃烧过程 3—3' 视为定温吸热过程; 3'—4 是绝热膨胀过程; 4—1 是定容放热过程.

以上理想模型中, 假定 PM 热容远大于气体, 且 PM 内的换热过程在瞬间内完成, 故不考虑 PM 与压缩空气间的换热量, 认为混合气温度在瞬间内达到 PM 温度, 而 PM 温度不变化, 因此在回热过程中不出现燃烧现象. 若考虑回热时间, 则图 2 中的回热过程并不能定容达到 3 点, 因为 PM 室阀门开放后, 可燃混合气迅速形成, 并通过吸收 PM 内存储的热量温度急剧升高, 当混合气温度达到着火点温度 (T_2') 时就会发生燃烧, 混合气温度继续升高直到与 PM 温度相同为止. 此过程活塞仍处于上止点附近, 燃烧初期可看成是定容燃烧过程. 因此定容回热过程为 2—2'; 燃烧过程分为两部分: 2'—3 定容吸热过程、3—3' 等温吸热过程 (为便于比较认为 3 点位置不变), 其他过程与理想循环相同. 图 2 中面积 $S_{2-2'-c-b-2}$ 反映多孔介质回热热量 Q_{rh} . 设多孔介质在燃烧过程中吸收的热量为 Q_{ab} , 燃油汽化过程吸收的热量为 Q_{vap} , 稳定运行时 $Q_{ab} = Q_{vap} + Q_{rh}$. 循环过程如图 2 中循环 1—2—2'—3—3'—4—1, 与不考虑回热时间的 PM 回热循环过程相同.

选用压缩过程和加热过程中状态参数的比值来确定循环各点参数. 令压缩比 $\epsilon = V_1/V_2 = V_4/V_3$; 预压比 (压力升高比) $\lambda = p_3/p_2$; 预胀比 (等温体积膨胀比) $\rho = V_{3'}/V_3$. 如已知循环的初始参数 (p_1, T_1), 又确定了 ϵ, λ 和 ρ , 则发动机 PM 回热循环完全确定.

温度关系: $T_2 = T_1 \epsilon^{k-1}$; $T_3 = \lambda \epsilon^{k-1} T_1$; $T_{3'} = T_3$; $T_4 = \lambda \rho^{k-1} T_1 = T_3 (\rho/\epsilon)^{k-1}$; 以单位质量气体为分析对象, 设定容比热容 c_v 为定值. 则循环净功

$$W = W_{2-3} + W_{3-3'} + W_{4-1} = c_v(T_3 - T_2) + RT_3 \ln(V_{3'}/V_3) + c_v(T_1 - T_4)$$

加热量

$$Q_{in} = Q_{2-3} + Q_{3-3'} = c_v(T_3 - T_2) + RT_3 \ln(V_{3'}/V_3)$$

分别将温度关系代入上两式可得理想情况下 PM 回热循环的循环功和效率的表达式:

$$W = c_v \{ (1 - \epsilon^{k-1}) T_1 + [(k-1) \ln \rho - (\rho/\epsilon)^{k-1} + 1] T_3 \} \quad (1)$$

$$Q_{in} = c_v [T_3 + (k-1) T_3 \ln \rho - T_1 \epsilon^{k-1}] \quad (2)$$

循环效率

$$\eta = 1 - \frac{T_3(\rho/\epsilon)^{k-1} - T_1}{T_3 - T_1\epsilon^{k-1} + (k-1)T_3 \ln \rho} \quad (3)$$

2 有限时间热力学循环分析

在理想情况下,循环中无热损失, Q_{in} 来自燃料燃烧的热量. 实际中,气缸壁对外界的传热是不能忽略的. 为了分析问题简便,将各种因素对燃烧的影响集中反映在燃烧过程的当量放热量 α 上;将压缩燃烧、膨胀过程中气缸与外界的热交换以及多孔介质燃烧室的换热损失等全部集中于燃烧过程. 假定经由气缸壁的热损失与气体和缸壁温差平均值成正比,且设壁温为常数,则 PM 回热循环在燃

烧过程中传给单位气体工质的热量又可写为^[7]

$$Q_{in} = \alpha - \beta(T_2 + T_3) \quad (4)$$

式中 α, β 分别为与燃烧和传热相关的常数.

由式(2)和(4)可得

$$T_3 = \frac{\alpha + T_1\epsilon^{k-1}(c_v - \beta)}{\beta + c_v + c_v(k-1) \ln \rho} \quad (5)$$

将式(5)分别代入到式(1)、(2)和(3)中,可求单位质量工质的吸热量 Q_{in} 、循环功 W 和循环效率 η :

$$Q_{in} = \alpha - \beta \left[T_1\epsilon^{k-1} + \frac{\alpha + T_1\epsilon^{k-1}(c_v - \beta)}{\beta + c_v + c_v(k-1) \ln \rho} \right] \quad (6)$$

$$W = c_v \left\{ (1 - \epsilon^{k-1})T_1 + \frac{\left[(k-1) \ln \rho - \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^{k-1} + 1 \right] [\alpha + T_1\epsilon^{k-1}(c_v - \beta)]}{\beta + c_v + c_v(k-1) \ln \rho} \right\} \quad (7)$$

$$\eta = \frac{c_v \left\{ (1 - \epsilon^{k-1})T_1 + \frac{\left[(k-1) \ln \rho - \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^{k-1} + 1 \right] [\alpha + T_1\epsilon^{k-1}(c_v - \beta)]}{\beta + c_v + c_v(k-1) \ln \rho} \right\}}{\alpha - \beta \left[T_1\epsilon^{k-1} + \frac{\alpha + T_1\epsilon^{k-1}(c_v - \beta)}{\beta + c_v + c_v(k-1) \ln \rho} \right]} \quad (8)$$

式(7)、(8)包含了两种极限情况的结果:

(1) 当 $\rho = 1$ 时,循环为 Otto 循环,将 $\rho = 1$ 代入式(5)、(7)、(8) 可得

$$T_3 = \frac{\alpha + T_1\epsilon^{k-1}(c_v - \beta)}{\beta + c_v} \quad (9)$$

$$W = c_v \left\{ T_1(1 - \epsilon^{k-1}) + \frac{(1 - \epsilon^{1-k})[\alpha + T_1\epsilon^{k-1}(c_v - \beta)]}{c_v + \beta} \right\} \quad (10)$$

$$\eta = 1 - \frac{\alpha\epsilon^{1-k} - 2T_1\beta_1}{\alpha - 2T_1\beta_1\epsilon^{k-1}} \quad (11)$$

式(9)、(10)、(11) 与文献[7] 结论相符.

(2) 若压缩比增大,当 $\lambda = 1$ 时,循环为理想 PM 回热循环(图 2 中 1-a-3'-4-1),则 $T_3 = T_2 = T_1\epsilon^{k-1}$. 将 $\epsilon = (T_3/T_1)^{1/(k-1)}$ 代入式(5)得

$$T_3 = \frac{\alpha}{2\beta + c_v(k-1) \ln \rho} \quad (12)$$

可得压缩比的极限值

$$\epsilon_0 = (T_3/T_1)^{1/(k-1)} = \left\{ \frac{\alpha}{[2\beta + c_v(k-1) \ln \rho]T_1} \right\}^{1/(k-1)} \quad (13)$$

PM 回热循环的压缩比在 1 和 ϵ_0 之间. 将式(13) 分别代入式(7)、(8) 可得理想 PM 回热循环的循环功和效率.

式(7) 中,若其他参数不变,随压缩比的增大,循环功 W 先增大后减小,存在最大值. 设循环功最大值对应的压缩比为 ϵ_{opt} ,则对式(7) 取偏导,并令 $\partial W/\partial \epsilon = 0$,可得

$$\epsilon_{opt} = \left\{ \frac{\alpha\rho^{k-1}}{T_1\beta[(k-1) \ln \rho + 2]} \right\}^{\frac{1}{2(k-1)}} \quad (14)$$

将 ϵ_{opt} 分别代入式(7)、(8) 可得循环功最大值及其对应的热效率 η_w . 由式(14) 可知最大循环功对应的压缩比随 α 的增大而增大,随 β 的增大而减小.

3 数值算例

PM 回热循环的能效特性和最大循环功对应的效率与 ρ, α, β, T_1 有关. 实际循环中 ρ 受 PM 室的体积及 PM 孔隙率的影响,取值范围在 1~2.5; T_1 的范围为 300~370 K; α 的范围为 2 500~4 500 kJ/kg; β 的范围为 0.5~1.8 kJ/(kg·K)(对应 T_3 的范围为 1 500~3 000 K). 设循环过程工质比容不发生变化,取 $c_v = 0.715 6$ kJ/(kg·K), $k = 1.4$. 在以上参数范围内,本文计算了不同参数组合下的 W - η 特性及最大循环功对应的效率曲线.

图 3、4 分别给出了 $\alpha = 3 500$ kJ/kg, $\beta = 1$ kJ/(kg·K), $T_1 = 350$ K 时不同预胀比下的功与压缩比 ϵ 的关系、效率与压缩比 ϵ 的关系. 图中 $\rho = 1.0$ 为 Otto 循环特性. 由图 3 可知:循环功随压缩比的增大先增大后减小,变化幅度很大,存在最大值;相同压缩比下,预胀比增加,循环功增大,这一变化在压缩比约大于 3 以后尤为明显;循环功最大值对应的压缩比也随预胀比的增大而增大. 图 4 表明:相同压缩比下,随预胀比的增大,循环效率降低,但变化幅度很小,即在效率降低较小的

情况下,PM 回热循环的循环功大于 Otto 循环.

图 5 给出了 $\rho=1.5, \beta=1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}), T_1=350 \text{ K}$ 时不同 α 下的 $W-\eta$ 曲线. 随 α 的增大, 循环功最大值随之增大, 最大循环功对应的效率也随之增大. 图 6 给出了 $\alpha=3500 \text{ kJ}/\text{kg}, T_1=350 \text{ K}, \rho=1.5$ 时不同 β 下的 $W-\eta$ 曲线关系. 随 β 的增大, 循环功最大值降低, 最大循环功对应的效率也随之降低. 这是因为 β 反映了缸壁的热漏损失, 即缸壁的传热效应对循环性能的影响, 随热损失的增加循环功和效率降低. 图 7 给出了 $\alpha=3500$

$\text{kJ}/\text{kg}, \beta=1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}), \rho=1.5$ 时不同 T_1 下的 $W-\eta$ 曲线关系. 各图中 $\epsilon=\epsilon_0$ 对应的曲线为给定的预胀比下理想 PM 回热循环所能达到的极限值. 由各图可知: β 对循环特性的影响最大. 图 8 给出了参数 α, β 对最大循环功对应的压缩比 ϵ_{opt} 的影响, ϵ_{opt} 随 α 增大略有增加, 但随 β 增大显著降低, 这说明热漏损失增加, 在较低压缩比下循环功就达到最大值, 即热损失越多, 最大循环功越小. 图 9、10 分别给出了 α, β, T_1 对最大功输出时效率 η_w 的影响.

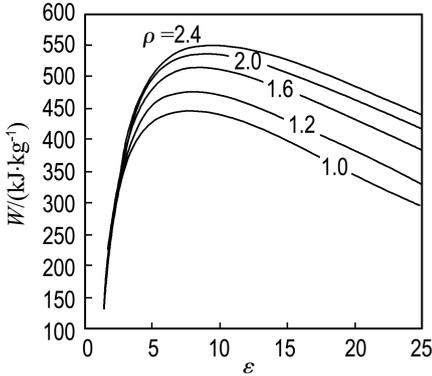


图 3 功与压缩比关系
Fig. 3 Diagrams of W and ϵ

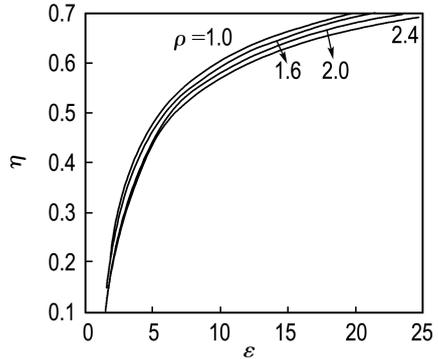


图 4 效率与压缩比关系
Fig. 4 Diagrams of η and ϵ

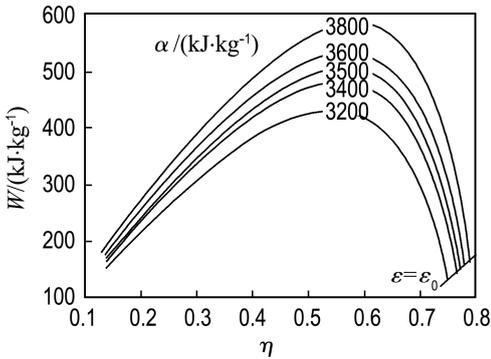


图 5 α 对功与效率特性的影响
Fig. 5 Effect of α on $W-\eta$ characteristics

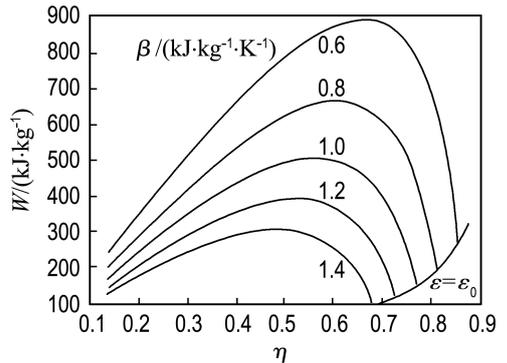


图 6 β 对功与效率特性的影响
Fig. 6 Effect of β on $W-\eta$ characteristics

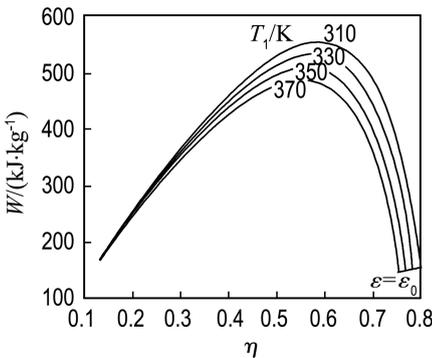


图 7 T_1 对功与效率特性的影响
Fig. 7 Effect of T_1 on $W-\eta$ characteristics

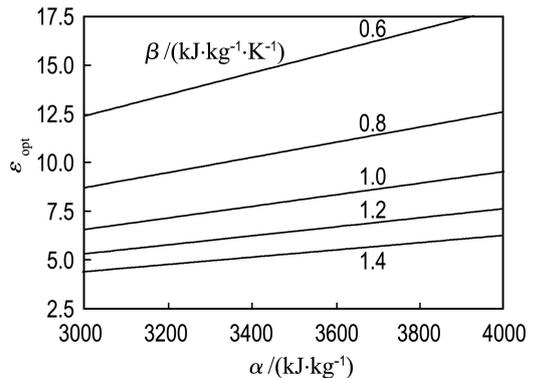
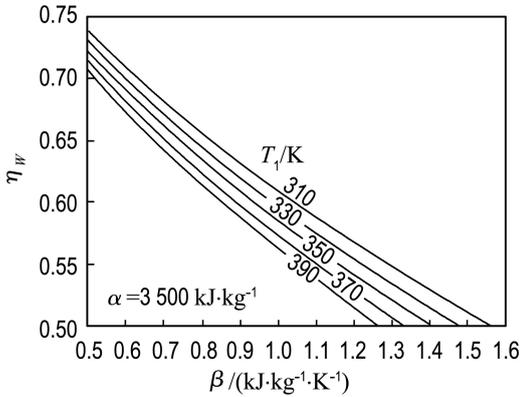
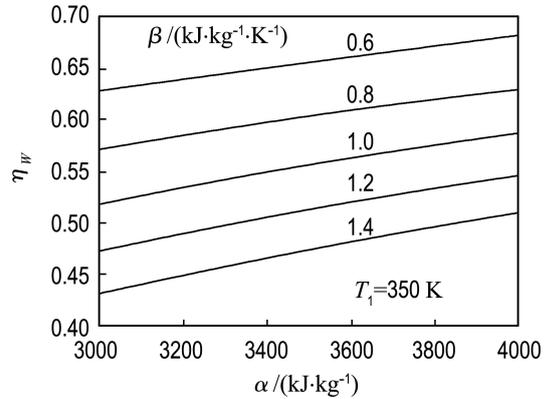


图 8 α, β 对 ϵ_{opt} 的影响
Fig. 8 Effect of α and β on ϵ_{opt}

图9 β 、 T_1 对 η_w 的影响Fig. 9 Effect of β and T_1 on η_w 图10 α 、 β 对 η_w 的影响Fig. 10 Effect of α and β on η_w

4 结 论

本文建立了考虑热损失情况下多孔介质发动机 PM 回热循环的热力学模型,导出了循环功、效率的解析表达式,并分析了最大循环功对应的压缩比和热效率;通过讨论 PM 回热循环的两种极限情况,发现当预胀比为 1 时 PM 回热循环转变成 Otto 循环。数值计算结果表明随热损失的增加循环功和效率都明显降低,而其他参数如预胀比、初始温度等对功效特性影响较小。

参 考 文 献:

- [1] 解茂昭. 一种新概念内燃机——基于多孔介质燃烧技术的超绝热发动机[J]. 热科学与技术, 2003, 2(3):189-194
- [2] HANAMURA K. A feasibility study of reciprocating-flow super-adiabatic combustion engine [J]. The Japan Society of Mechanical Engineers

International Journal, 2003, 46(4):579-585

- [3] WECLAS M. Strategy for intelligent internal combustion engine with homogeneous combustion in cylinder [J]. Sonderdruck Schriftenreihe University of Applied Sciences in Nürnberg, 2004, 26:1-14
- [4] DURST F, WECLAS M. A new type of internal combustion engine based on the porous-medium combustion technique [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2001, 215(1): 63-81
- [5] 兰旭光. 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
- [6] KAUSHIK S C. Finite time thermodynamic evaluation of irreversible Ericsson and Stirling heat engines [J]. Energy Conversion and Management, 2001, 42(3):295-312
- [7] CHEN Lin-gen. Heat transfer effects on the net work output and efficiency characteristics for an air standard Otto cycle [J]. Energy Conversion and Management, 1998, 39(7):643-648

Finite-time thermodynamic analysis of porous medium combustion engine

LIU Hong-sheng, XIE Mao-zhao*, CHEN Shi

(School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Working processes of the porous medium combustion engine, called "PM-engine", are briefly introduced and the ideal thermodynamic model of PM heat regeneration cycle is presented. Finite-time thermodynamic analysis is applied to evaluate the thermodynamic performance of the PM-engine. A relation between net work and efficiency is derived for the cycle taking into account the efficiency of heat transfer. The maximum net work output and the corresponding efficiency bound of the cycle are determined. Detailed numerical results are given, and effects of parameters relevant to engine combustion on the cycle are also discussed. The results obtained herein provide a significant guidance to the performance evaluation and improvement for practical PM-engines.

Key words: PM-engine; PM heat regeneration cycle; finite-time thermodynamic analysis