非等容多腔微型摆式发动机的带回热混合动力循环特性分析

张志广^{*}, 夏晨, 黄国平, 申力夫, 徐义凯

南京航空航天大学能源与动力学院, 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016

^{*} E-mail: shdzzg@163.com

收稿日期: 2018-01-30; 接受日期: 2018-06-25; 网络版发表日期: 2018-09-06

国家重点基础研究发展计划(编号: 2014CB239602)资助项目

摘要 常规微型摆式发动机效率低下、功率不足, 针对这一缺陷, 提出一种适于微型摆式发动机的可回热新型混合动力循环, 研究表明, 其热力特性能够显著改善发动机性能. 首先改进摆式发动机为非等容多腔结构, 在混合动力循环作用下, 发动机与螺旋式回热器实现了理论联合运转, 通过回收排气余热和抑制热泄漏两个途径提升整机效率. 发动机稳态工作过程仿真结果表明, 以不带回热的新型混合动力循环运行的微型摆式发动机, 其热力性能较单一循环发动机具有明显优势; 考虑泄漏效应后, 混合循环由两个独立的四冲循环与两个独立的二冲循环构成, 且发生泄漏的两相邻腔室必属不同循环, 二者热力特性具有明显差异. 应用该回热技术后, 微型摆式发动机性能得到了大幅提升, 其中四冲腔室热效率相对提升达45.31%, 整机效率亦相对提升了14.09%. 该数值模拟结果从原理上初步证明了该技术的可行性与先进性, 对于促进微型热机的发展具有重大现实意义.

关键词 非等容多腔结构, 微型摆式发动机, 回热, 混合动力循环, 泄漏

1 引言

化学储能电池能量密度低, 运行时间短, 其发展速度已难以满足电子产品对高性能便携式电源的发展需求^[1]. 微机电系统(MEMS)发展迅速, 应用广泛, 极大促进了基于燃料燃烧的微型热机的发展^[2,3]. 以碳氢化合物为燃料, 微型热机体积小, 重量轻, 功率密度高, 续航时间长, 尤其对于1~100 W量级电源动力系统十分适用^[4], 已成为新一代便携式电源的重点研究方向. 当前在研的微热机系统, 涵盖了微型燃气轮机^[5]、微型自

由活塞发动机^[6]、微型转子发动机^[7]、微型斯特林发动机^[8]、微型摆式内燃机^[9,10]等众多机型. 然而, 受尺度效应影响, 不可逆损失(流动泄漏、摩擦、传热等)被严重放大, 加之微尺度燃烧困难、尾气过热等因素, 效率低下、功率不足已成为制约微动力系统发展的首要难题^[11,12].

根据常规发动机原型进行尺度缩放, 是微型热机的基本研发路线. 以微型化为主要设计出发点的微型摆式内燃机(MICSE)由密歇根大学Mijit^[9]提出并成功研制出原理样机, 其中心摆臂作为唯一运动部件, 直接

引用格式: 张志广, 夏晨, 黄国平, 等. 非等容多腔微型摆式发动机的带回热混合动力循环特性分析. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 378–390
Zhang Z G, Xia C, Huang G P, et al. Analysis on the heat-recuperable hybrid cycle for micro swing engine with a non-isometric multi-chamber structure (in Chinese). Sci Sin Tech, 2019, 49: 378–390, doi: 10.1360/N092018-00032

以摆动形式对外输出电功率。较其他形式发动机, MICSE不仅中心摆臂外形轮廓简单, 运动形式单一, 而且工作腔基本为二维平面结构, 整机具有磨损小、易密封、加工方便、系统稳定性好、尤其适于微型化等一系列优势, 被认为是实现高性能便携能动力系统的 fastest 手段。随后, 密歇根大学的Gu^[13]对MICSE建立了热力学仿真模型, 初步分析了各不可逆损失对整机热力学性能的影响。上海交通大学王文等人^[14]通过建立零维模型, 给出了摩擦力对MICSE循环运行的影响规律。中国科学院工程热物理研究所周雄和孔文杰^[15]分析了点火提前角及燃烧持续时间对MICSE整机热力学性能的影响, 研究了二冲程MICSE内部流动泄漏机制及其对整机性能的影响^[16]。同时中国科学院广州能源研究所郑子辉等人^[17]利用CFD软件对二冲程MICSE燃烧室进行了流固热耦合三维数值模拟, 分析了摆臂频率、燃烧速率对腔内压力的影响。然而, 效率低下的难题依然阻碍着微型摆式发动机的发展, 多种因素造成MICSE排气余热过高、机体热泄漏过多。显然, 发展高效的热量回收技术, 同时尽量抑制结构热泄漏, 是提升微摆发动机热功转换效率的重要途径。

因此, 本文提出一种非等容多腔结构的微型摆式发动机, 并为其设计了带回热过程的新型混合动力循环, 使得加装回热器后的发动机能够同时有效利用排气余热和泄漏热。同时通过建立发动机稳态工作模型, 对该新型混合动力循环进行了热力学仿真分析, 获得了其典型工作特性, 据此验证了该回热技术对整机性能的改善效果。

2 带回热器的新型非等容多腔微型摆式发动机结构及其混合动力循环工作原理

摆式发动机微型化后, 整机热效率大大降低, 各种能量损失中废气余热、结构热泄漏占比重大^[18]。本文首先匹配设计出螺旋形逆流式回热器, 使之紧密包裹在微型摆式发动机周围, 进而通过改进发动机内部结构, 提出了带回热的新型混合动力循环。在该循环作用下, 发动机可利用排气余热与泄漏热提高点火燃烧前的燃气温度, 从而提升整机热效率。

2.1 带回热器的非等容多腔结构微型摆式发动机整体设计

非等容多腔结构的微型摆式发动机主体及螺旋式围绕在机体外侧的微型回热器, 构成了带回热微型摆式发动机的整机结构, 具体布置如图1所示(以三臂摆为例, 下同)。三臂摆式发动机为三腔六缸结构, 其中, 大容积的二冲程腔室(C腔)与等容积的四冲程腔室(A和B腔)并存。微型回热器内部采用螺旋逆流式流道, 外部则通过合理设计阀门结构实现与发动机本体的良好匹配。回热器运行时, 各腔热排气经发动机排气口直接进入螺旋形回热器, 沿热气流道围绕着发动机本体、曲率半径由小变大地螺旋式流出, 最终由热气出口进入大气; 而需加热的各四冲程腔内的压缩预混气, 则首先经由预混气入口沿轴线方向的引气管汇入总管道, 然后通过压缩预混气总入口进入螺旋形回热器, 沿冷气流道、曲率半径由大变小地螺旋式流动, 其间经

图1 (网络版彩图)带回热器的非等容多腔微型摆式发动机整体结构示意图

与高温尾气充分逆流换热后, 最终经回热器预混气出口重返腔内. 与此同时, 由于发动机机体周向外侧被回热器紧密贴合, 整机热泄漏得以抑制. 该回热器的具体作用机制如图2所示.

带回热的微型摆式发动机采用一体化设计, 回热器径向厚度控制在摆臂半径的 $1/5 \sim 1/6$, 整机结构紧凑, 既可充分回收尾气余热的同时, 又可有效利用结构泄漏热.

2.2 带回热的混合动力循环工作原理

微型摆式发动机匹配回热器后, 以混合动力循环实现联合工作, 即发动机本体中既有以四冲程循环工作的腔室, 又有以二冲程循环工作的腔室, 且必存在一个二冲程腔室作为动力腔, 该腔周向角度要略大于其余腔室. 带回热的混合循环概括如下: 各等容工作腔内的预混气在压缩冲程结束后, 被挤入螺旋式回热器经充分回热升温后, 在动力腔的作用下重返腔内, 从而进行下一步的燃烧膨胀冲程; 而包括动力腔在内的发动机所有腔室内的热尾气均可被排入回热器, 待其能量被回收后直接排出大气.

如图3所示的三臂摆式发动机本体, 其A, B腔为四冲程腔室, C腔为二冲程腔室, 且各腔角大小存在关系:

$$\theta_A = \theta_B < \theta_C \quad (1)$$

假定某时刻, 各气缸工作状态分别为: A1, 吸气; A2, 排气; B1, 膨胀; B2, 压缩; C1, 膨胀排气; C2, 吸气

图2 (网络版彩图)螺旋形回热器作用机制示意图

图3 (网络版彩图)某时刻发动机各腔室工作状态示意图

压缩, 如图4所示, 给出带回热的三腔摆式发动机混合动力循环原理如下: 以四冲程工作的气缸B2为例, 在压缩冲程末期, 压缩预混气入口阀门打开, 腔内压缩气体被摆臂挤入回热器; 待摆臂达到极限位置, 压缩预混气入口阀门关闭, 出口阀门打开, 此时, 二冲程缸C2点火做功, 驱动摆臂回摆, 回热器内温度上升的压缩预混气被重新抽回到B2, 在火花塞作用下开始燃烧做功冲程. 而待B2缸做功结束排气冲程开始后, 其缸壁上的热排气入口阀门打开, 高温尾气即被排入回热器; 排气冲程结束后阀门关闭. 同理, 对于二冲程缸C2, 在压缩冲程结束后, 其压缩预混气不参与回热过程, 而直接经膨胀做功后, 待摆臂一旦扫过排气口, 热排气便进入回热器提供高能热气. 带回热的混合动力循环具体运行过程见表1. 由于在任意时刻, 均存在高温燃气驱动摆臂做功, 发动机得以稳定运行.

新型混合动力循环不仅可利用排气余热来提高压缩预混气点火前的温度, 而且与原摆式发动机结构相比, 有效解决了加装回热器后带来的发动机运行问题.

3 适于微摆发动机的带回热混合动力循环特性研究

3.1 微摆发动机稳定工作状态热力学仿真模型

微型摆式发动机以混合动力循环稳定工作时, 6个气缸均处于不同的冲程状态. 应用开口热力系统控制方程, 基于动量、能量、质量守恒可对各气缸建立统一的零维仿真模型^[13].

图 4 (网络版彩图)缓冲式回热原理示意图

表 1 带回热的微型摆式发动机混合工作循环

气缸	每循环下发动机各工作过程									
	过程1		过程2		过程3		过程4		过程1	
A1	吸气		压缩	进回热器	出回热器	膨胀	排气		吸气	
A2	排气		吸气		压缩	进回热器	出回热器	膨胀	排气	
B1	出回热器	膨胀	排气		吸气		压缩	进回热器	出回热器	膨胀
B2	压缩	进回热器	出回热器	膨胀	排气		吸气		压缩	进回热器
C1	膨胀排气		吸气压缩		膨胀排气		吸气压缩		膨胀排气	
C2	吸气压缩		膨胀排气		吸气压缩		膨胀排气		吸气压缩	

摆臂角加速度控制方程:

$$\ddot{\theta} = \frac{(p_{A1} - p_{A2} + p_{B1} - p_{B2} + p_{C1} - p_{C2}) \cdot A_s L_R - K \cdot \dot{\theta}}{J}, \quad (2a)$$

式中, J 为等效转动惯量; A_s , L_R 为压力等效作用面积和半径; K 为阻力矩系数.

控制体内工质热力参数变化控制方程:

$$\dot{T} = \frac{RT}{C_v} \left[\dot{x}_b \left(\frac{R_b - R_u}{R} + \frac{h_u - h_b}{RT} \right) + \frac{\dot{m}}{m} - \frac{\dot{V}}{V} \right] + \frac{1}{m C_v} \left[\sum_i \dot{m}_i (h_i - h) - \dot{Q}_w \right], \quad (2b)$$

$$\dot{p} = p \left[\dot{x}_b \frac{R_b - R_u}{R} + \frac{\dot{T}}{T} + \frac{\dot{m}}{m} - \frac{\dot{V}}{V} \right], \quad (2c)$$

式中, 下标 u 和 b 分别表示新鲜气体和已燃气体; m_i 和 h_i

分别表示流入或流出控制体工质的质量和比焓; x_b 为已燃工质质量系数, x_u 为新鲜充量系数, 且有 $x_b+x_u=1$.

腔内混合气质量控制方程:

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{ex} + \dot{m}_l, \tag{2d}$$

式中, $\dot{m}_{in}$ 为由进气口进入气缸的工质质量, $\dot{m}_{ex}$ 为由排气口逸出气缸的工质质量, 均采用准一维等熵流计算^[19]; $\dot{m}_l$ 表示由相邻气缸泄漏导致的工质质量变化, 基于本课题组前期研究成果, 单缸泄漏流质量流量计算公式参见文献^[20].

最终借助韦伯函数^[21], 建立考虑泄漏效应的燃烧放热模型, 从而得到完备的发动机稳态仿真模型, 获得混合动力循环下微型摆式发动机热力性能. 显然, 与热机工作过程相一致, 该热力学仿真模型为自适应模型, 不同的初始参数对应不同的稳定工作状态. 摆式发动机几何参数及仿真初始参数见表2.

3.2 混合动力循环下发动机热力特性分析

计入泄漏效应的影响, 微型摆式发动机以不带回热的混合动力循环(表3)稳定运行时, 根据其受力状况, 可划分为两类典型工作状态. 根据表3, 同时结合图3可知, 对于一个完整混合循环, 工作过程1和3为一个工作状态, 工作过程2和4为一个工作状态; 而每一个混合循环, 又包括了两个独立的四冲程循环、两个独立的二冲程循环, 即两个相邻气缸应分别工作于两个独立热力循环. 以A1(1)表示A1腔室正处于过程1阶段, 则A1(1)-A1(2)-A1(3)-A1(4)和A2(1)-A2(2)-A2(3)-A2(4)分别为两个独立四冲程循环, B1与A1循环相同, B2与A2循环相同; C1(1)-C1(2)和C2(1)-C2(2)为两个独立二冲程循环, C1(3)-C1(4)与C1(1)-C1(2)同循环, C2(3)-C2

表 2 混合动力循环仿真参数

发动机参数	取值
燃料	氢气
氧化剂	空气
当量比	0.8
摆臂半径 (m)	0.02
摆臂中心铰链半径 (m)	0.009
摆臂宽度 (m)	0.01
摆臂厚度角 (°)	10
四冲程腔室周向腔体角度 θ_A, θ_B (°)	105
二冲程腔室周向腔体角度 θ_C (°)	110
二冲进气压强 (atm)	1.3
二冲程排气口角度 (°)	8
外部阻力矩系数	0.001
燃烧持续时间 (ms)	1.5
燃烧特征参数 ^[9,30]	$\alpha=6, z=2$
单边泄漏间隙 (μm)	20

(4)与C2(1)-C2(2)同循环. 与表3中工作过程相一致, 对发动机各腔室分别应用零维仿真模型, 可得到上述4个独立热力循环特性, 评估混合动力循环下发动机整机性能.

3.2.1 非等容多腔微型摆式发动机的混合动力循环过程分析

以A1和A2气缸为研究对象分析发动机四冲程循环热力特性, 以C1和C2气缸为研究对象分析二冲程循环热力特性, 下文将在无泄漏工况与泄漏工况下展开详细对比说明.

(1) 无泄漏条件下混合动力循环过程分析

表 3 微型摆式发动机混合循环工作过程

气缸	一个循环下发动机各工作过程				
	工作状态1	工作状态2	工作状态1	工作状态2	工作状态1
	过程1	过程2	过程3	过程4	过程1
A1	吸气	压缩	膨胀	排气	吸气
A2	排气	吸气	压缩	膨胀	排气
B1	膨胀	排气	吸气	压缩	膨胀
B2	压缩	膨胀	排气	吸气	压缩
C1	膨胀排气	吸气压缩	膨胀排气	吸气压缩	膨胀排气
C2	吸气压缩	膨胀排气	吸气压缩	膨胀排气	吸气压缩

不考虑泄漏效应的影响, 混合循环微型摆式发动机各个气缸相互独立, 在稳定工作状态下其中心摆臂的受力作用情形只有一个, 此时, 工作状态1和2(表3)完全相同, 即一个完整混合循环仅由一个独立四冲程循环与一个独立二冲程循环构成, 气缸A1, A2, B1, B2以同一个四冲程循环工作, 气缸C1, C2以同一个二冲程循环工作, 图5和6分别给出了各单次循环热力参数变化(缸内工质压力、温度、质量流量)规律曲线. 与常规循环一致, 对于四冲程气缸, 吸气、压缩、膨胀、排气构成了其基本热力过程(图5); 对于二冲程气缸, 进气压缩、膨胀排气构成了其基本热力循环过程(图6). 四冲程循环与二冲程循环依次有序配合, 保证混合循环发动机整机高效运转.

分析发动机 P - V 图(图5和6)可知, 对于混合循环微型摆式发动机, 虽然四冲程循环的进排气过程消耗了一定的泵气损失功, 但四冲程循环与二冲程循环均具有较高的有效膨胀输出功, 且二者均趋近于Otto循环, 理论上应该具有足够高的热效率. 然而, 与改进前的单一循环摆式发动机相同, 混合循环下发动机排气温度依然很高(四冲程循环高达1900 K、二冲程循环高达2200 K),

大量热能被浪费, 从而严重限制了整机热效率的提升, 因此采用新型回热技术回收利用高温尾气能量, 是提升整机热效率的必要手段.

(2) 泄漏条件下混合动力循环过程分析

考虑泄漏效应的影响, 对于混合循环微型摆式发动机, 若两个相邻气缸所处的循环阶段不同, 则两者间泄漏量不同, 此时发动机摆臂的受力状态就会不同, 对应于混合循环的两个典型工作状态, 从而产生两个热力循环过程. 参见表3可知, 对于工作状态1(如过程1)下的四冲程循环, 进气腔与排气腔相邻、膨胀腔与压缩腔相邻; 对于工作状态2(如过程2)下的四冲程循环, 压缩腔与吸气腔相邻、排气腔与膨胀腔相邻. 计入泄漏后, 二者相应的腔室间泄漏量及摆臂受力状态明显不同, 而二冲程循环则完全受四冲程循环的状态支配, 因此该混合循环由两个独立的四冲程循环与两个独立的二冲程循环构成, 分别对应发动机的两个相邻四冲程气缸与两个相邻二冲程气缸. 现以A1, A2, C1, C2气缸的仿真结果分别给出四冲程单次循环热力参数(缸内工质压力、温度、质量流量、 P - V 图)变化规律曲线, 如图7~10所示. 根据现今机械加工能力, 发动机性能仿真

图5 (网络版彩图)不计泄漏时四冲程腔单次循环热力性能曲线. (a) 压力变化曲线; (b) 温度变化曲线; (c) 缸内工质质量变化曲线; (d) P - V 图

图6 (网络版彩图)不计泄漏时二冲程腔单次循环热力性能曲线. (a) 压力变化曲线; (b) 温度变化曲线; (c) 缸内工质质量变化曲线; (d) P - V 图

采用了 $20\text{ }\mu\text{m}$ 单侧泄漏间隙, 可有效计入泄漏影响.

对比分析计入泄漏前后发动机热力参数变化曲线可知, 泄漏的本质更多地体现在同一腔室内工质压力的自平衡处理上. 根据图7~10, 同时结合表3, 具体分析如下.

对于四冲程循环, 在过程1, A1吸气、A2排气, A2内高温高压尾气向A1缸泄漏, 导致A1新鲜燃气充气量减小. 因在吸气冲程末段工质温度提高, 增大了压缩困难, A1的压缩比受到制约. 在过程2, A1压缩、A2吸气, 在压缩冲程末段, A1内增压新鲜燃气会向A2缸泄漏, 一方面使得A1内有效燃气量进一步减小, 另一方面则同样限制了A2的充气能力. 在过程3, A1膨胀、A2压缩, 膨胀初期的A1内高温高压燃气会向A2缸泄漏, 使得A1内真正做功燃气被大幅削减, 严重削弱了发动机做功能力; A2则由于高压高温燃气的注入, 压缩阻力被增大, 压缩比降低. 而压缩末期的A2内高压燃气再次向A1缸泄漏, 同样降低了A2内的有效燃气量, 增大了A1的尾气量. 在过程4, A1排气、A2膨胀, A2内高压高温燃气会持续向A1腔泄漏, 一方面进一步降低了A2

内的有效燃气量, 另一方面又增大了A1缸的排气困难, 使得排气冲程末段工质温度提高, 进一步影响到接下来的吸气量. 此外, 观察各腔燃烧阶段压力变化曲线不难发现, 泄漏使得燃烧滞后效应更加明显, 这从一定程度上反映了发动机热效率的减小. 分析各腔室 P - V 图可知, 在相同的体积变化下, 计入泄漏后压力升高幅度下降, 因此更加偏离Otto循环, 不利于整机效率的提升.

同理, 对于二冲循环, 分析过程相同, 不再赘述.

由以上分析可知, 泄漏不可逆效应会影响到发动机热力循环的各个阶段, 不仅使得腔内工质质量变化趋势发生重大变化, 而且各热力参数在数量上也会明显改变. A1, B1, C1由于压缩比大, 其各参数在泄漏前后变化更显著, 泄漏的影响更严重. 综合分析表明, 计入泄漏后, 各腔室新鲜燃气充气能力下降, 压缩困难增大, 压缩比降低, 新鲜燃气质量持续减小, 这一系列效应不仅导致发动机各循环的峰值压力下降, 膨胀做功能力减小, 而且热功转换效率降低, 耗油率上升, 整机热力性能被严重削弱.

图 7 (网络版彩图)计入泄漏时A1腔单次循环热力性能曲线. (a) 压力变化曲线; (b) 温度变化曲线; (c) 缸内工质质量变化曲线; (d) P - V 图

图 8 (网络版彩图)计入泄漏时A2腔单次循环热力性能曲线. (a) 压力变化曲线; (b) 温度变化曲线; (c) 缸内工质质量变化曲线; (d) P - V 图

图 9 (网络版彩图)计入泄漏时C1腔单次循环热力性能曲线. (a) 压力变化曲线; (b) 温度变化曲线; (c) 缸内工质质量变化曲线; (d) P - V 图

图 10 (网络版彩图)计入泄漏时C2腔单次循环热力性能曲线. (a) 压力变化曲线; (b) 温度变化曲线; (c) 缸内工质质量变化曲线; (d) P - V 图

3.2.2 混合动力循环热力性能分析

计入泄漏效应前后, 混合循环微型摆式发动机各循环及整机热力性能详见表4. 分析发现, 即使单侧泄漏间隙仅20 μm , 整机功率、热效率也会急剧下降, 降幅高达1/3.

为验证混合循环下整机热力性能优势, 在保证各腔室容积角(即单缸充量能力)与混合循环发动机相同的前提下, 设计两个单一循环的摆式发动机, 代号分别为M1和M2. M1为二臂摆四冲程循环发动机, 具有两个腔室, 每个腔室容积角105°; M2为二冲程循环发动机, 只有一个二冲程腔室, 腔室容积角110°; M1和M2的其余仿真条件均与混合循环发动机保持相同. 表5给出了发动机M1和M2的稳态热力性能仿真结果, 与之相比, 微型摆式发动机以混合动力循环运行时, 四冲程循环与二冲程循环相互作用, 二者优势同时得到了发挥. 依靠二冲程循环的额外辅助动力, 四冲程腔室的压缩比得到一定程度的提高, 热效率增大; 同理, 二冲程循环的压缩比提高的更多, 其热效率提升更大. 在二者协同作用下, 发动机工作频率提高, 整机功率亦大幅提升.

3.3 带回热的混合动力循环性能分析

由混合循环下微型摆式发动机热力特性分析可知, 混合循环虽然在效率、功率上具有重大优势, 但发动机排气温度依然过高. 因此, 结合本文提出的余热回收技术, 构成新型混合动力循环, 在预混燃气压缩冲程完成后点火开始前予以充分预热, 进一步提升整机热效率.

对于带回热的混合动力循环, 仅有四冲程腔室可利用整机所有尾气余热来加热压缩后的预混燃气, 因此下文以A1和A2两腔对应的 T - s 图给出了提升混合循环热效率的回热原理, 如图11所示. 各腔 T - s 图中的阴影面积, 即表示腔内工质经由回热器回收利用的尾气余热, 即意味着采用该回热技术后可有效节约的消耗燃气放热量; 图中 T_1 , T_2 , T_3 , T_4 代表各拐点温度, T'_2 为燃气回热后的燃烧前温度. 需要说明的是, 与活塞式内燃机的 T - s 图作法相同, 图11中的各腔进排气过程曲线是一条人为添加曲线.

应用回热技术后, 混合动力循环发动机热效率计算如下:

$$\eta = \frac{W}{Q - Q_{A1} - Q_{A2}}, \quad (3)$$

式中, W 为单次混合循环下发动机的对外输出总功; Q 为发动机所耗用全部燃料的理论放热量; Q_{A1} 和 Q_{A2} 分别为A1与A2气缸有效回收的热量.

A1和A2两腔的回热量计算方法相同, 以A1为例:

$$Q_{A1} = \int_{s_2}^{s'_2} mTds, \quad (4)$$

式中, s_2 和 s'_2 分别为拐点温度 T_2 、回热点温度 T'_2 对应的熵值; m 和 T 则分别代表燃烧过程中腔内的工质质量、温度.

而回热器的回热效率(回热度)又可表示为

$$\sigma = \frac{T'_2 - T_2}{T_4 - T_2}. \quad (5)$$

混合动力循环微型摆式发动机采用回热技术后,

表4 混合循环微型摆式发动机热力性能

工况	频率 (Hz)	压缩比		功率 (W)			效率 (%)		
		四冲	二冲	四冲	二冲	整机	四冲	二冲	整机
不计泄漏	148	5.31	5.31	196.09	121.61	317.70	19.96	10.15	14.57
计入泄漏	135	3.85	3.51	126	69.35	195.35	16.13	5.82	9.91

表5 单一循环发动机的热力性能

腔室	频率 (Hz)	压缩比	功率 (W)	效率 (%)
四冲	97	3.55	82.87	15.27
二冲	103	2.01	46.20	4.0

图 11 (网络版彩图)以各腔 T - s 图表示的混合循环回热原理. (a) A1腔对应单次循环 T - s 图; (b) A2腔对应的单次循环 T - s 图

整机所有腔室的热排气均被用于预热四冲程腔室的低温燃气, 回热器内热气流量足够大.

同时, 本课题组已对微型回热器开展了一系列CFD仿真与试验研究^[22]. 与摆式发动机相匹配后, 螺旋式回热器管道内部为细小尺度间歇换热流动, 与常规尺度换热器相比, 固壁轴向导热效应会严重削弱其换热效率; 与其他几何截面内部通道(三角形翅片式、矩形板翅式、矩形管式)的回热器相比, 采用圆形通道的直线式套管换热器、结合阻流板强化换热手段可获得更好的换热效果(73%); 采用 ϵ -NTU法对套管换热器进行优化设计, 开展了直线式套管换热器与微型摆式发动机的分体性能测试试验, 初步试验结果表明, 回热器效率基本在60%左右. 当前, 回热器分体试验改进工作仍在进行, 排除测量误差后所得换热效率最高已达70%. 以上研究成果是在发动机本体剥离、课题组对回热器单独CFD仿真与试验测试条件下获得, 而回热器与发动机本体组合在一起后, 除了高温尾气能量、机体向回热器的传热能量亦会被回热器内的冷气回收, 换热效率会得到进一步提升. 因此, 为验证回热技术对整机性能的影响, 根据前期研究成果, 本文回热效率取保守预估值70%.

应用回热技术前后, 混合循环微型摆式发动机整机性能对比见表6. 由于回热技术的引入, 高温尾气回热量被直接作用于四冲程腔室, 其热效率得到显著提升, 达45.31%; 同时发动机整机效率亦得到14.09%的有效提升. 此外, 如果考虑该回热技术对整机结构热泄漏的抑制作用, 发动机性能还将得到进一步提升.

表 6 应用回热技术后微型摆式发动机效率对比

	四冲效率(%)	整机效率(%)
回热前	16.13	9.91
回热后	23.44	11.30
相对提升	45.31	14.09

综上所述, 本文提出的适于微型摆式发动机的可回热混合动力循环, 不仅可实现发动机与回热器之间的良好匹配, 使二者顺利工作, 而且可有效改善发动机性能, 大幅提升整机功率与热效率, 提高其经济性与实用性. 该回热技术不仅可大力推动微型摆式发动机的发展, 而且对促进微能源动力系统的研发具有重大意义.

4 结论

针对微型摆式发动机效率低下、功率不足的难题, 本文提出一种适于微型摆式发动机的可回热混合动力循环, 可大幅提升整机性能. 主要结论如下:

(1) 改进摆式发动机为非等容多腔结构, 通过合理设计螺旋式回热器, 提出了带回热过程的新型混合动力循环, 可实现发动机成功运转;

(2) 考虑泄漏效应, 建立了微型摆式发动机稳态工作循环热力学仿真模型, 完成了整机混合动力循环各组分独立循环的热力过程分析, 验证了混合循环性能优势;

(3) 采用带回热的新型混合动力循环, 微型摆式发动机性能得以大幅提升, 其中四冲腔室热效率提升了 45.31%, 整机效率提升达 14.09%, 从而从理论上证明了该技术的先进性。

参考文献

- 1 Kaisare N S, Vlachos D G. A review on microcombustion: Fundamentals, devices and applications. *Prog Energy Combust Sci*, 2012, 38: 321–359
- 2 Epstein A H, Jacobson S A. An informal survey of power MEMS. In: The International Symposium on Micro-Mechanical Engineering, 2003, 12: 513–519
- 3 Fernandez-Pello A C. Micropower generation using combustion: Issues and approaches. *Proc Combust Institute*, 2002, 29: 883–899
- 4 Walther D C, Ahn J. Advances and challenges in the development of power-generation systems at small scales. *Prog Energy Combust Sci*, 2011, 37: 583–610
- 5 Savoulides N, Jacobson S A, Li H Q, et al. Fabrication and testing of a high-speed microscale turbocharger. *J Microelectromech Syst*, 2008, 17: 1270–1282
- 6 Bai J, Wang Q, He Z, et al. Study on methane HCCI combustion process of micro free-piston power device. *Appl Thermal Eng*, 2014, 73: 1066–1075
- 7 Fu K, Aaron J K, Fabian C M, et al. Design and experimental results of small-scale rotary engines. In: Proceedings of ASME international mechanical engineering congress and exposition. New York, 2001
- 8 Fukui T, Shiraishi T, Murakami T, et al. Study on high specific power micro-stirling engine. *JSME Int J Ser B Fluids Thermal Eng*, 1999, 42: 776–782
- 9 Mijit K. Design, analysis, and experimentation of a micro internal combustion swing engine. Dissertation for Doctoral Degree. Michigan: University of Michigan, 2000
- 10 Dahm W, Ni J, Mijit K, et al. Micro internal combustion swing engine (MICSE) for portable power generation systems. In: 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Ann Arbor, 2002
- 11 Chou S K, Yang W M, Chua K J, et al. Development of micro power generators—A review. *Appl Energy*, 2011, 88: 1–16
- 12 过增元. 国际传热研究前沿微细尺度传热. *力学进展*, 2000, 1: 1–6
- 13 Gu Y X. Gasdynamic modeling and parametric study of mesoscale internal combustion swing engine/generator systems. Dissertation for Doctoral Degree. Michigan: University of Michigan, 2006
- 14 王文, 朱红海, 乔显力, 等. 摩擦对微型摆式发动机工作性能的影响模拟. *工程热物理学报*, 2006, 6: 926–928
- 15 周雄, 孔文俊. 燃烧特征参数对MICSE性能及热力过程的影响. *工程热物理学报*, 2015, 5: 1125–1129
- 16 Zhou X, Zhang Z, Kong W, et al. Investigations of leakage mechanisms and its influences on a micro swing engine considering rarefaction effects. *Appl Thermal Eng*, 2016, 106: 674–680
- 17 郑子辉, 汪小慈, 蒋利桥, 等. 二冲程微摆发动机的三维数值模拟. *新能源进展*, 2016, 4: 88–93
- 18 孙功旺. 微型摆式能源动力系统的能效分析. 硕士学位论文. 南京: 南京航空航天大学, 2016
- 19 王谦, 陈博, 陈泽. 基于Matlab的微型发动机燃烧过程仿真建模. *江苏大学学报(自然科学版)*, 2010, 31: 179–183
- 20 周桐, 夏晨, 黄国平, 等. 泄漏对微型旋转摆式发动机的影响分析. *工程热物理学报*, 2016, 37: 2517–2525
- 21 罗伟欢, 熊锐. 分段韦伯函数拟合HCCI燃烧放热规律的研究. *小型内燃机与摩托车*, 2008, 3: 15–18
- 22 徐义凯. 微型间歇式回热器流动及换热特性研究. 硕士学位论文. 南京: 南京航空航天大学, 2016

Analysis on the heat-recuperable hybrid cycle for micro swing engine with a non-isometric multi-chamber structure

ZHANG ZhiGuang, XIA Chen, HUANG GuoPing, SHEN LiFu & XU YiKai

Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System, College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China

With low efficiency and insufficient power, the conventional micro swing engine has not been available for portable power source. Therefore a novel hybrid thermodynamic cycle with heat recuperation ability, which is suitable for the micro swing engine, is proposed to overcome the above defects, whose thermodynamic characteristics are investigated in details, indicating a great improvement for the engine performance. Firstly, the micro swing engine is modified to be a three-arm engine with a non-isometric multi-chamber structure. Driven by the hybrid cycle, the engine body and a specially designed spiral recuperator work together successfully in theory. Thus, the entire efficiency is increased by heat recovery from hot exhaust and restriction of structural heat leakage. In consideration of flow leakage effect, simulation models of the steady working process of the engine in hybrid cycle are established. Numerical results reveal that, thermal performance of the hybrid cycle has an obvious advantage over the single thermal cycle. Moreover, the hybrid cycle is composed of two single four-stroke cycles and two two-stroke cycles. The two adjacent cylinders, between whom the flow leakage happens, are with different cycles, and hence distinct thermal performances. Finally, with the application of this heat recovery process, the efficiency of the four-stroke cylinders is improved relatively by 45.31% and the total engine efficiency is increased by 14.09%. Effectiveness and practicability of the hybrid cycle with heat recuperation are demonstrated theoretically, which is of great significance for the progress in micro heat engine field.

non-isometric multi-chamber structure, micro swing engine, heat recuperation, hybrid thermodynamic cycle, flow leakage

doi: [10.1360/N092018-00032](https://doi.org/10.1360/N092018-00032)