

DOI:10.16356/j.1005-2615.2018.04.005

传热对微型摆式发动机性能的影响机制分析

余海 张晋 史波

(南京航空航天大学能源与动力学院,南京,210016)

摘要:建立了微型摆式发动机(Micro internal combustion swing engine, MICSE)的计算模型,揭示了传热及其尺度效应对微型摆式发动机性能的影响机制。结果表明:壳体仅在一个较薄的热缓存层内与工质气体进行周期性热交换。在进气过程中,热缓存层对气体的传热会提高气体温度,从而降低进气质量和压缩比;在做功过程中,气体对热缓存层的传热减少做功,这两方面都会降低系统热效率。尺寸越小,进气气体在热缓存层传热下的温升越大,相对进气质量和压缩比越低;做功过程中的气体向热缓存层的传热量占燃气总化学能的比值越高。因此尺寸越小,传热效应增强,热效率越低。

关键词:微型摆式发动机;传热;尺度效应;热缓存层

中图分类号:TP391 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2615(2018)04-0459-06

Influence of Heat Transfer on Performance of Micro Internal Combustion Swing Engine

YU Hai, ZHANG Jin, SHI Bo

(College of Power and Energy Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract: A computational model of a micro internal combustion swing engine (MICSE) is established. The mechanism of the heat transfer and its scale effect on the system performance are analyzed. The results show that the heat exchange between the gas and the solid wall occurs in a thin thermal buffer layer close to the contact area. In the intake process, the hot thermal buffer layer heats the intake gas, thereby reducing the intake air mass, resulting in a compression ratio drop. While in the power process, the heat transfer from the gas to the thermal buffer layer reduces the work output. Hence the thermal efficiency declines. The smaller the engine scale is, the gas temperature in the intake stroke increases for the influence of the thermal buffer layer, the less the dimensionless inlet air mass and the compression ratio will be. While in the power process, the ratio of the thermal transferred from the gas to thermal buffer layer to the fuel chemical energy increases with the reduction of engine scale. Therefore, the heat transfer enhances and the thermal efficiency drops with the reduction of the engine scale.

Key words: micro internal combustion swing engine; heat transfer; scale effect; thermal buffer layer

20 世纪末,美国麻省理工学院^[1]首次将 MEMS 技术引入发动机领域,随后微型燃气涡轮机^[2]、微型转子发动机^[3]、微自由活塞发动机^[4]、微型摆式发动机^[5-7]相继被提出。研究认为热量散失

是造成微小型发动机效率低下的主要原因之一。以 Fu 等^[8]设计的微型汪克尔发动机为例,当用氢气作为燃料并在转速为 9 300 r/min 的工况下运转时,该热机的效率不到 0.5%,怀疑是热量散失

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2014CB239603)资助项目。

收稿日期:2018-02-27; **修订日期:**2018-04-12

通信作者:史波,男,博士,副教授, E-mail: boshi@nuaa.edu.cn。

引用格式:余海,张晋,史波. 传热对微型摆式发动机性能的影响机制分析[J]. 南京航空航天大学学报,2018,50(4): 459-464. YU Hai, ZHANG Jin, SHI Bo. Influence of heat transfer on performance of micro internal combustion swing engine[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2018, 50(4): 459-464.

和泄漏影响了微型发动机的运行。Menon 等^[9-10]通过研究几种类型微型发动机,得出了除了不完全燃烧之外,传热损失是微型内燃机主要损失的结论。Franco 等^[11]通过研究微型二冲程内燃机,得出散热损失量占其样机化学能一半左右的结论。

在微型摆式发动机的研发过程中面临同样问题^[12-13]。基于微型旋转摆式发动机,徐建华等^[12]通过零维模型得出了传热和泄漏是影响微型摆式发动机的两个重要因素,传热比绝热工况的热功转化效率下降 20.7%。基于微型三臂式摆式发动机,周雄^[13]研究了散热、泄漏和摩擦损失对其样机的影响,得出了散热是最大损失的结论,而常规尺度发动机的问题远没有这么严重。但是,目前这些文献只是得出了热量散失会对微型发动机产生很大影响的结论,鲜有文献分析其影响机制以及尺度效应。因此难以得知传热对微型发动机具体热功转换特性的影响并加以有效热防护。

基于此,本文以微型摆式发动机为样机建立计算模型,研究传热对发动机的热功转化过程的影响,以期获得接近真实工况下微型发动机的传热损失影响特性,探索影响机制,阐明尺度效应,为现有的微型发动机进一步微小型化提供理论指导。

1 微型摆式发动机系统仿真方法

1.1 物理模型

本文所研究的自由摆式发动机如图 1 所示。基准尺寸下,气缸腔内整体直径 45.7 mm,气缸厚度 15 mm,腔体角度 120°。 λ 在本文中定义为尺寸因子。发动机放大和缩小基于基准尺寸和尺寸因子 λ 。腔体选材为 304 不锈钢。发动机的几何尺寸及运行参数见表 1。

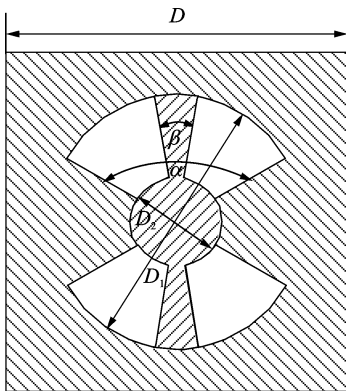


图 1 摆式发动机模型

Fig. 1 Prototype model of internal combustion swing engine

此系统为四冲程热力循环,任意时刻各个腔都处于互不相同的行程。当摆臂完成一次摆动时,4 个腔室分别对应于膨胀做功、压缩、进气和排气等

4 个冲程。摆式发动机属于自由活塞式发动机,其摆动停止角度(压缩比与之直接相关)可变。采用异丁烷作为燃料,空气作为氧化剂,当量比 ϕ 设置为 0.8。

表 1 摆式发动机的基础参数

Tab. 1 Basic parameters of internal combustion swing engine

Parameter	Value
Diameter of engine D/mm	$61 \cdot \lambda$
Diameter of chamber D_1/mm	$45.7 \cdot \lambda$
Diameter of wheel hub D_2/mm	$16 \cdot \lambda$
Depth of chamber D_3/mm	$15 \cdot \lambda$
Angle of big chamber $\alpha/(\text{°})$	120
Angle of swing arm $\beta/(\text{°})$	20
Equivalence ratio ϕ	0.8
Port inlet/outlet diameter d/mm	$3 \cdot \lambda$

1.2 腔内工质基本方程

工质的数学模型有气体状态方程、质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程和组分质量守恒方程,其守恒通用形式为

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho v\phi) = \nabla(\zeta_{\phi}\nabla\phi) + S \quad (1)$$

式中: ϕ 为通用变量; ζ_{ϕ} 为广义扩散系数; S 为广义源项; ρ 为混合物密度; v 为速度。

控制体积内温度和压力导数表达式^[5]为

$$\dot{T} = \frac{R_g T}{c_v} \left[\dot{x}_b \left(\frac{h_u - h_b}{R_g T} + \frac{R_{g,b} - R_{g,u}}{R_g} \right) + \frac{\dot{m}}{m} - \frac{\dot{V}}{V} \right] + \frac{1}{mc_v} \left[\sum_i \dot{m}_i (h_i - h) - \dot{Q}_w \right] \quad (2)$$

$$\dot{p} = p \left[\dot{x}_b \frac{(R_{g,b} - R_{g,u})}{R_g} + \frac{\dot{T}}{T} + \frac{\dot{m}}{m} - \frac{\dot{V}}{V} \right] \quad (3)$$

式中: \dot{x}_b 为已燃质量系数率; \dot{Q}_w 为燃气与腔壁的热流量率; c_v 为气体定容比热容; T, m, V, h 和 R_g 分别为气体的温度、质量、体积、比焓和气体常数;其中下标 u 和 b 分别表示新鲜和已燃气体。

内燃机的进气/排气过程的驱动力为摆臂摆动时造成的腔室与进气歧管/排气歧管的压差,以实现气体的吸入与排放^[6],表达式为

$$\dot{m}_{\text{in/ex}} = \frac{c_d A p_0}{\sqrt{R_g T_0}} \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_0} \right) \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4)$$

$$\frac{p_s}{p_0} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\dot{m}_{\text{in/ex}} = \frac{c_d A p_0}{\sqrt{R_g T_0}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{p_s}{p_0} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5)$$

式中: c_d 为流量系数; A 为进排气口截面积; γ 为气体比热比。进气过程中: p_s 为腔内的气体压力, p_0 和 T_0 分别为进气歧管的压力和温度,且 p_0 设置为 101 325 Pa, T_0 设置为 300 K。排气过程中: p_0

和 T_0 分别为腔内气体压力和温度, p_s 为排气口背压且设置为 101 325 Pa。

燃烧模型采用 Gu 的 MICSE 已采用的燃烧模型^[6]

$$\dot{x}_b = x_{a0} a(m+1) \frac{t^m}{\tau_b^{m+1}} \exp\left(-a\left(\frac{t}{\tau_b}\right)^{m+1}\right) \quad (6)$$

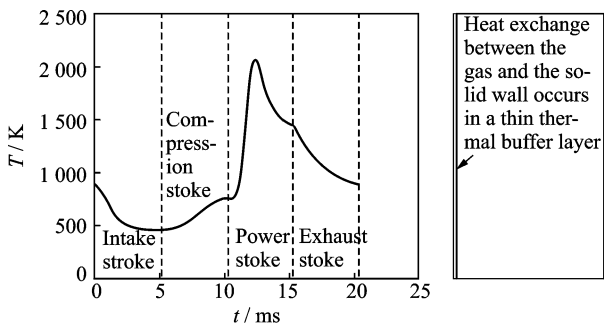
式中: t 为时间参数; a 和 m 为燃烧的特征参数; τ_b 为燃烧时间。本文基准尺寸的样机和工程热物理研究所的摆式发动机尺寸接近, 运动相似, 因此基准尺寸的燃烧条件按其经验值取 $a = 5$, $b = 3$, $\tau_b = 2.5 \text{ ms}$ ^[14]。由 Gu^[6] 知, 燃烧时间与尺寸成正比, 燃烧时间 τ_b 对不同尺寸系统的影响效果一致。因此各尺寸的总燃烧时间等比例缩小。

为研究传热对发动机热功转换过程的影响, 暂不考虑机体的泄漏和摩擦, 此外各尺寸因子的摆式发动机的负载和进排气口尺寸均等比例变化。

2 微型摆式发动机传热模型

图 2(a) 为气体温度在一个稳定运行循环中的波动曲线, 温度 T 先从一个较高的初始温度开始, 随着时间 t 的变化, 由于上个冲程残余的高温气体与进气阶段的低温新鲜燃气混合, 腔内气体温度在进气过程中下降, 然后在压缩过程小幅上升, 接着在燃烧过程快速上升直至峰值, 然后降到初始温度值, 完成温度变化周期。由于循环周期时间较短, 腔室气体温度的波动对机体温度场的影响仅限于腔室壁面较浅的表层内(见图 2(b)), 即热缓存层, 在一个稳定运行循环中, 热缓存层内的温度呈周期性变化。气体与热缓存层换热过程如下: 当一定量的低温新鲜气体进入腔体内时, 热缓存层给气体加热; 当气体温度在压缩过程中高于腔体温度时, 气体给热缓存层加热。

根据第三类边界的一维无穷大平板热传导^[15],



(a) Curve of gas temperature T changing with time t in a stable cycle (b) Schematic of cavity

图 2 尺寸因子为 1 时, 一个周期温度变化曲线及气体温度作用在腔体的热缓存区域简图

Fig. 2 Gas temperature changing with time and thermal buffer layer of gas temperature on cavity (Size factor=1)

距离壁面距离 l 处的量纲为一的过剩温度 $(t(x, \tau) - t_0)/(t_\infty - t_0)$ 可表示为

$$\frac{t(x, \tau) - t_0}{t_\infty - t_0} = \operatorname{erf}\left(\frac{l}{2\sqrt{a\tau}}\right) - \exp\left(\frac{hl}{k} + \frac{h^2 a \tau}{k^2}\right) \cdot \operatorname{erfc}\left[\frac{l}{2\sqrt{a\tau}} + \frac{h\sqrt{a\tau}}{k}\right] \quad (7)$$

式中: k 为热导率; a 为热扩散率; τ 为时间; h 为对流换热系数。如果定义量纲为一的过剩温度的变化大于 5% 的区域为热缓存层, 则当 $(t(x, \tau) - t_0)/(t_\infty - t_0) = 0.95$ 时, l 即为热缓存层厚度。将各尺寸的运行周期 τ , 热扩散率 a , $k = 21.5 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ (304 不锈钢导热系数经验值) 和 $h = 200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (微小型热机对流换热系数经验值) 代入式(7)可得热缓存层厚度 l , 结果如表 2 所示。

因为一般情况下摆臂的厚度最薄, 因此用摆臂当量厚度 D^* 表示腔体的厚度, 表达式为

$$D^* = \frac{\theta}{360} \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2) / 4}{(D_1 - D_2) / 2} \quad (8)$$

式中: θ , D_1 , D_2 分别为摆臂夹角、气缸直径和铰链直径, 前 3 项的数值都在表 1 给出, 将数值代入式(7)得 $D^* = 5.38\lambda \text{ mm}$, 计算结果如表 2 所示。

表 2 各尺寸因子下热缓存层厚度与摆臂当量厚度

Tab. 2 Thickness of thermal buffer layer and equivalent thickness of swing with different size factors

尺寸因子 λ	燃烧时间/ms	热缓存层厚度/mm	摆臂当量厚度/mm	热缓存层厚度与摆臂当量厚度之比
0.1	2.12	0.32	0.538	0.606
0.5	10.6	0.72	2.690	0.268
1.0	21.20	1.00	5.380	0.186
5.0	106.00	2.30	26.900	0.086

由表 2 可以看出, 在基准尺寸下, 热缓存层的厚度仅为摆臂当量厚度的 0.186 倍, 因此, 在循环周期中, 各气缸之间并不会出现互相热泄漏的现象。但是, 当发动机尺寸很小时, 如在基准尺寸缩小 10 倍, 则气缸之间的热泄漏不可忽略。

3 结果与讨论

3.1 传热对摆式发动机的影响

为比较传热对摆式发动机热功转换特性的影响, 定义了 3 种运行工况。其中理想工况是指工质气体与固壁间完全绝热, 无热交换。隔热工况为气体与固壁之间存在热交换, 但在机体外表面加装隔热层, 故机体与环境无热交换。传热工况是指气体与固壁之间存在热交换, 且强制散热以维持外表面温度为 800 K, 这种工况最接近于实际运行。

在进气过程中, 固壁的热缓存层对气体的传热会导致其温度的上升。如用进气气体的传热温升

表示热缓存层的传热对进气气体温度的定量影响, 则进气气体在传热下的温升 T_{in} 为

$$T_{in} = \frac{Q_m}{m_{in} c_p} \quad (9)$$

式中: Q_m 为一个周期中, 热缓存层对进气气体的加热量; m_{in} 为一个周期的进气质量; c_p 为定压比热容。

如图 3 所示, 热缓存层对气体的传热会提高进气气体的温度。理想工况下由于绝热, 对进气没有加热作用。在传热工况下, 热缓存层对进气气体加热, 引起进气温度的上升。在隔热工况下, 因为机体不对外散热, 内壁面温度很高, 热缓存层对进气过程加热更加剧烈。因此, 理想工况、传热工况和隔热工况的进气气体的传热温升逐步上升。由于进气气体的传热温升越大, 进气腔室的温度和压力越高, 腔室与进气歧管的压差越小, 不利于进气, 进气质量越少, 因此理想工况下的进气质量 > 传热工况下的进气质量 > 隔热工况下的进气质量, 如图 4 所示。

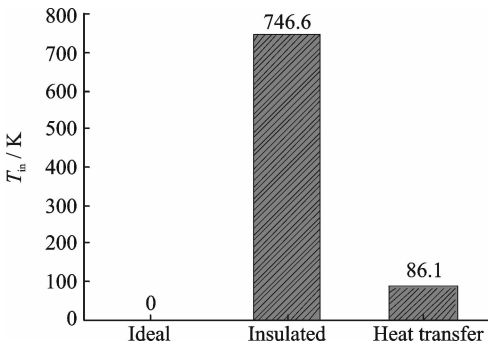


图 3 不同工况下, 热缓存层对进气气体传热温升 T_{in} 的影响

Fig. 3 Effects of thermal buffer layer on gas temperature T_{in} in a intake stroke in different working conditions

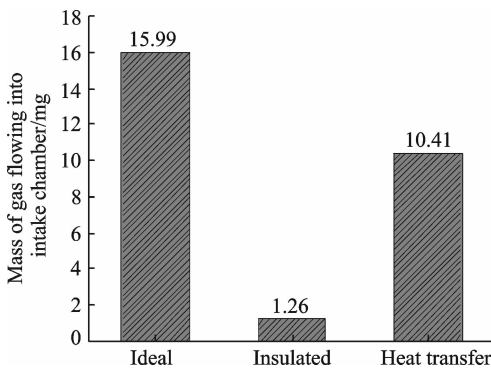


图 4 不同工况下, 热缓存层对流入进气腔室气体质量的影响

Fig. 4 Effects of thermal buffer layer on gas mass flowing into intake chamber in different working conditions

摆式发动机属于自由活塞式发动机, 进气质量越少, 气体推动摆臂向前运转的幅度越少, 即可变容积越少, 因此理想工况下循环图中围成的面积 > 传热工况下循环图中围成的面积 > 隔热工况下循环图中围成的面积, 如图 5 所示。压缩比为示功图中右止点容积与左止点容积之比, 据此可得理想工况下的压缩比 > 传热工况下的压缩比 > 隔热工况下的压缩比。由于热效率与压缩比直接相关, 因此热缓存层对进气气体的传热会降低指示功(围的面积)和热效率。当机体与环境隔热时, 其影响更加明显。

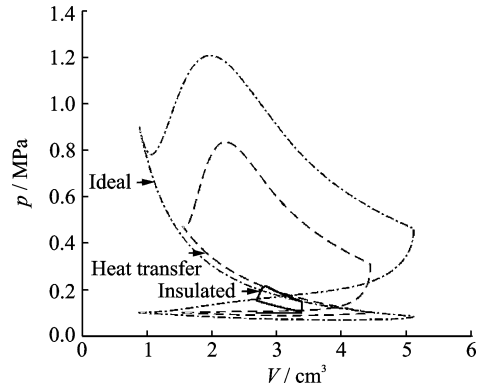


图 5 不同工况下, 热缓存层对热力学循环图的影响

Fig. 5 Effects of thermal buffer layer on thermal cycle in different working conditions

在做功过程中气体温度比壁面高, 因此气体向热缓存层传热。理想工况下无传热。在传热工况下, 有 35% 的能量传给了热缓存层, 而隔热工况中有 51% 的能量传给了热缓存层, 如图 6 所示。因此做功过程的气体向热缓存层的传热造成了能量的浪费, 降低了指示功在燃气化学能的占比, 即造成效率的下降。

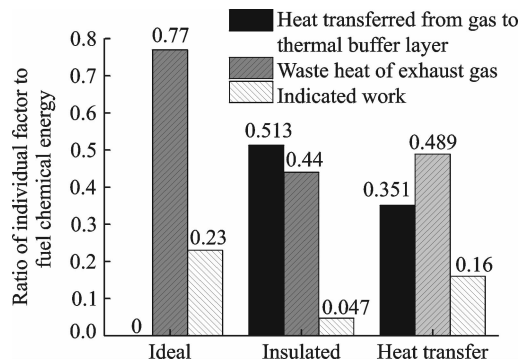


图 6 不同工况下, 热缓存层对气体向热缓存层的传热量、余热和指示功在燃气化学能中占比的影响

Fig. 6 Effects of thermal buffer layer on the ratio of heat transferred from gas to thermal buffer layer, waste heat of exhaust gas and indicated work to fuel chemical energy in different working conditions

因此可以总结热缓存层对系统影响机制:在进气过程中,热缓存层对气体的传热会提高气体温度,从而降低进气质量,进而降低指示功和压缩比;在做功过程中,气体对热缓存层的传热减少了做功;这两方面都会降低热效率。当发动机与环境隔热时,由于气体温度变化更为剧烈,热缓存层对系统的影响更加严重。

3.2 传热的尺度效应

尺寸因子 λ 越小,比表面积越大,传热增强,故进气气体的传热温升越大,如图 7 所示。

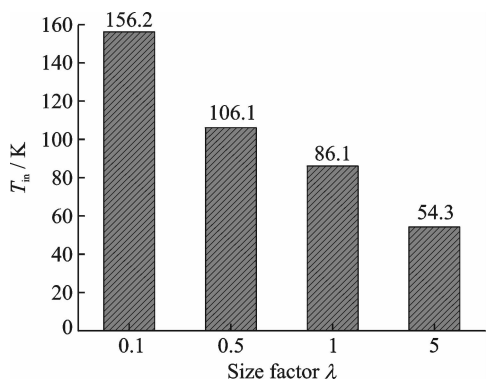


图 7 不同尺寸下,热缓存层对进气气体传热温升 T_m 的影响

Fig. 7 Effects of thermal buffer layer on gas temperature T_m in a intake stroke with different size factors

采用量纲为一的进气质量 m^* 来定量评价传热工况下热缓存层对不同尺寸系统进气质量的影响,表达式为

$$m^* = \frac{m_{in,heat\ transfer}}{m_{in,ideal}} \quad (10)$$

式中: $m_{in,heat\ transfer}$ 为传热工况下的进气量; $m_{in,ideal}$ 为理想工况下的进气量。当尺寸减小,进气腔室的温度压力越高,腔室与进气歧管的压差越小,导致了 m^* 的降低,如图 8 所示。当尺寸因子为 5 时,进气

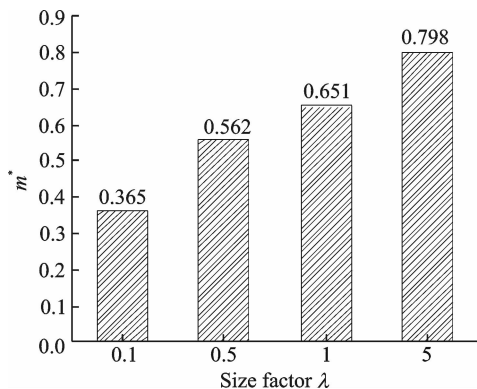


图 8 不同尺寸因子下,热缓存层对量纲为一的进气质量的影响

Fig. 8 Effects of thermal buffer layer with different size factors on dimensionless intake air mass

质量 m^* 为 0.798;当尺寸因子为 0.1 时,进气质量 m^* 仅为 0.365,降幅达到 54.3%。这说明在大尺寸上,传热对发动机进气的影响作用有限,但当尺寸缩小到一定程度后,热缓存层对进气量的恶化作用很明显。

在做功过程中,尺寸因子越小,比表面积越大,传热增强,故气体对热缓存层的加热量占燃气化学能的比值越多,即能量浪费得越多,因此指示功占燃气化学能的比值逐步降低,如图 9 所示。

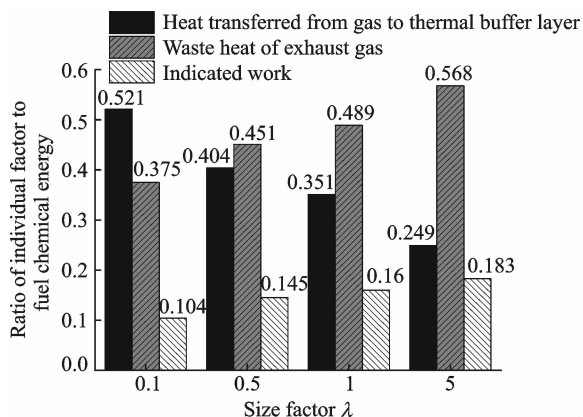


图 9 不同尺寸因子下,热缓存层对气体向热缓存层的传热量、余热和指示功在燃气化学能占比的影响

Fig. 9 Effects of thermal buffer layer with different size factors on ratio of heat transferred from gas to thermal buffer layer, waste heat of exhaust gas and indicated work to fuel chemical energy

如图 10 所示,随着尺寸的减小,摆臂在一个周期从上止点到下止点的摆角减小,单腔做功能力下降。由前文知,尺寸越小,进气质量越少,气体推动摆臂向前运转的幅度越少,压缩比越低,如图 11 所示。

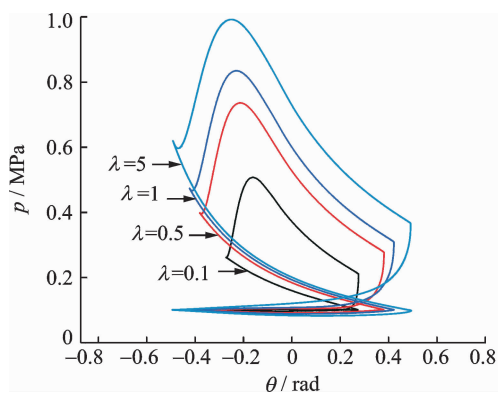


图 10 不同尺寸因子下,热缓存层对单腔一个循环的压力 p 和角度 θ 的影响曲线

Fig. 10 Effects of thermal buffer layer with different size factors on pressure p and angle θ in a chamber in a cycle

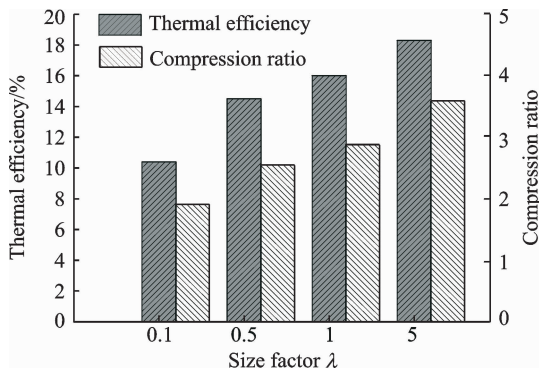


图 11 不同尺寸因子下,热缓存层对压缩比和热效率的影响

Fig. 11 Effects of thermal buffer layer with different size factors on compression ratio and thermal efficiency

4 结 论

本文建立了微型摆式发动机的热力学仿真计算模型,研究了传热以及传热的尺度效应对微型摆式发动机的影响。结论如下:

(1) 基准尺度下工质气体与壁面的周期性热交换仅限于壁面表面,但尺度缩小后可能出现气缸间的相互热泄漏。

(2) 热缓存层向进气气体的传热会降低进气质量和压缩比;气体在做功过程向热缓存层的传热,会造成能量的浪费,这都会降低热效率。当发动机与环境隔热时,热缓存层对发动机的影响更严重。

(3) 发动机的尺寸越小,传热效应越强,热效率越低。

(4) 建议在微小尺寸发动机的内壁面添加低热导率和低热容涂层材料,降低进气过程中机体向气体的传热量,同时降低做功过程中气体向机体的传热量,从而通过提高进气质量和压缩比以及减少能量损失来提高热效率。

参考文献:

[1] EPSTEIN A H. Power MEMS and microengines[C]// International Conference on Solid State Sensors and Actuators. Chicago: IEEE, 1997:753-756.

[2] EPSTEIN A H. Millimeter-scale, micro-electro-mechanical systems gas turbine engines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2004, 126(2):205-226.

[3] SPRAGUE S B, PARK S W, WALTHER D C, et al. Development and characterisation of small-scale rotary engines[J]. International Journal of Alternative Propulsion, 2007, 19(1):275-293.

[4] AICHLMAYR H T, KITTELSON D B, ZACHARIAH M R. Miniature free-piston homogeneous charge compression ignition engine-compressor concept—part I: Performance estimation and design considerations unique to small dimensions[J]. Chemical Engineering Science, 2002, 57(19):4173-4186.

[5] DAHM W, MIJIT K, MAYOR R. Micro internal combustion swing engine (MICSE) for portable power generation systems[C]//40th AIAA Aerospace Sciences Meeting. [S. l.]:AIAA, 2002.

[6] GU Y. Gasdynamic modeling and parametric study of mesoscale internal combustion swing engine/generator systems[D]. Ann Arbor:University of Michigan,2006.

[7] ZHOU X, ZHANG Z, KONG W, et al. Investigations of leakage mechanisms and its influences on a micro swing engine considering rarefaction effects [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106:674-680.

[8] FU K. Design and experimental results of small-scale rotary engines[C]// Proceedings of the 2001 ASME International Mechanical Engineering-Congress and Exposition. [S. l.]:ASME, 2001.

[9] MENON S K. The scaling of performance and losses in miniature internal combustion engines [D]. Ann Arbor:University of Michigan,2010.

[10] MENON S, CADOU C P. Scaling of miniature piston engine performance, Part 2: Energy losses[J]. Journal of Propulsion & Power, 2013, 29(4):788-799.

[11] FRANCO A, MARTORANO L. Evaluations on the heat transfer in the small two stroke engines [R]. SAE Paper 980762, 1998.

[12] 徐建华, 夏晨, 黄国平, 等. 微型旋转摆式发动机性能影响因素分析[J]. 中国科学:技术科学, 2017(6):596-604.

XU Jianhua, XIA Chen, HUANG Guoping, et al. Analysis on the performance of micro swing rotor engine[J]. Scientia Sinica: Technologica, 2017(6):596-604.

[13] 周雄. 基于三臂自由摆动式活塞发动机的微型能源动力系统理论与实验研究[D]. 北京:中国科学院工程热物理研究所, 2017.

ZHOU Xiong. Theoretical and experimental studies on a micro power generation system based on a three-arm free-piston swing engine[D]. Beijing:Institute of Engineering, Thermophysics Chinese Academy of Sciences, 2017.

[14] 周雄, 孔文俊. 燃烧特征参数对 MICSE 性能及热力过程的影响[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(5):1125-1129.

ZHOU Xiong, KONG Wenjun. Effects of combustion characteristics on the performances and thermodynamic process of MICSE[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(5):1125-1129.

[15] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京:高等教育出版社, 2006.