

DOI: 10.7652/xjtuxb201303012

自由活塞内燃发电机活塞环摩擦特性研究

许大涛, 冯慧华, 袁晨恒, 左正兴

(北京理工大学机械与车辆学院, 100081, 北京)

摘要: 为验证自由活塞内燃发电机摩擦损失小的潜在优势,建立了活塞环混合润滑模型。通过数值求解,分别获得了同缸径的曲轴式内燃机和自由活塞内燃发电机的活塞环与缸套间的油膜厚度、摩擦力和摩擦功率。对比分析表明,两者的活塞环油膜厚度相近,平均摩擦功率近似相等。自由活塞的活塞环摩擦力峰值较大,持续时间较短。如果考虑凸轮、曲轴等其他部件的摩擦损耗,则在总机械摩擦损失方面,自由活塞内燃发电机相比曲轴式内燃机具有显著优势。

关键词: 自由活塞内燃发电机;活塞环;摩擦损失;数值仿真

中图分类号: TK441 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)03-0064-05

Friction Behaviour of Piston Ring for Free-Piston Engine Generator

XU Datao, FENG Huihua, YUAN Chenheng, ZUO Zhengxing

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: In order to validate the potential advantage of low friction loss for free-piston engine generators, a hybrid lubrication model of the piston ring was established. The thickness of oil film, friction force and friction loss power in both crankshaft engines and free-piston engine generators with the same cylinder diameter were obtained through the numerical simulation. The comparison analysis indicates that their oil film thickness is close with the similar average power of friction losses. The peak friction force of the free-piston ring is greater than that in crankshaft but its duration is shorter. In terms of the total friction loss, the free-piston engine generator will have a significant advantage if the losses of other components such as the cam and crankshaft in crankshaft engines are considered.

Keywords: free-piston engine generator; piston ring; friction loss; numerical simulation

自由活塞内燃发电机通过换能负载直接将活塞的直线运动能量转换为目标形式能,在电驱动动力和液压驱动领域具有广阔的应用前景^[1]。将直线电机作为自由活塞内燃机的负载换能器便构成了自由活塞发电机,在电动汽车领域具有众多潜在优势,例如功率密度大、能量转换效率高和可变压缩比运行等,这些优势已经或正在被逐一验证和应用^[2-5]。

自由活塞内燃发电机与曲轴式内燃机存在显著差异。自由活塞内燃发电机的加速度在上、下止点

出现了尖峰,峰值为曲轴式内燃机的2倍多^[6],这会导致活塞环润滑条件恶化,甚至带来较大的摩擦损失。活塞的无侧向摆动也会对活塞环润滑产生影响。以往研究普遍采用简化的经验模型来模拟活塞受到的摩擦力,未能完全获得精确的摩擦损失^[2-5],所以深入研究自由活塞摩擦特性,对验证潜在的摩擦损失、提高机械效率等具有重要意义。

自由活塞发电机的活塞运动规律已经由前期研究获得^[2-4],本文以此为基础,借鉴曲轴式内燃机活

收稿日期: 2012-08-26。 作者简介: 许大涛(1988—),男,硕士生;冯慧华(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51006010);高等学校学科创新引智计划资助项目(B12022)。

网络出版时间: 2013-01-18

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130118.1449.002.html>

塞环摩擦的研究方法,利用活塞环受力和微凸体接触方程建立了数值模型,以获得自由活塞摩擦情况,并通过对曲轴式内燃机相关结果,分析、验证了相应的性能特点。

1 润滑摩擦数学描述

自由活塞内燃发电机基本结构如图1所示。纵观整个结构,自由活塞与缸套之间的摩擦损耗是唯一的摩擦损耗源。一般来说,活塞受到的摩擦力主要来自两部分,一是活塞环与缸套之间的摩擦力,二是活塞裙部与缸套之间的摩擦力。由于自由活塞不受曲柄连杆机构的约束,即在气缸内往复运动过程中活塞几乎不受到侧向力,因此裙部受到的摩擦力极小,活塞环与缸套之间的摩擦力占主导。借鉴传统曲轴式内燃机活塞环润滑研究的基本方法,本文建立了润滑摩擦模型^[7-11]。

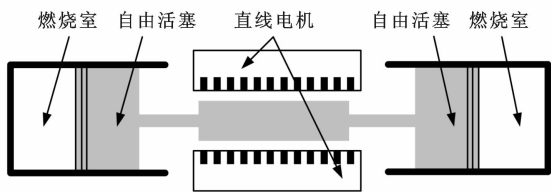


图1 自由活塞内燃发电机结构

1.1 活塞环受力

根据活塞、活塞环与缸套之间的结构关系,活塞环的受力示意如图2所示。活塞环径向受力主要是作用在活塞环背面上的气体压力 F_g 、活塞环张力 F_c 、流体承载压力 F_e 和微凸体支承压力 F_a 。

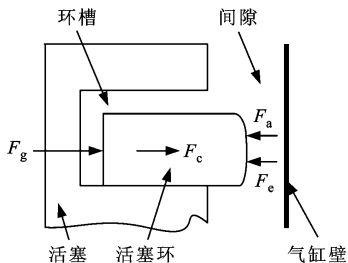


图2 活塞环受力示意图

描述活塞环径向受力的方程为

$$ma = F_g + F_c + F_e + F_a \quad (1)$$

式中: m 为活塞环质量; a 为活塞环的径向加速度。

1.2 活塞环与缸套间的润滑模型

考虑到表面粗糙度对润滑状态的影响,采用文献^[7]提出的平均雷诺方程对活塞环-缸套的润滑进

行表述,即

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_i h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6u \left(\phi_i \frac{\partial h}{\partial x} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \right) + 12\phi_i \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

式中: ϕ_x 为压力流量因子在 x 方向的分量; h 为油膜厚度; p 为平均流体压力; u 为活塞速度; σ 为活塞环接触表面粗糙度方均根值; ϕ_i 为名义接触因子; ϕ_s 为剪切流量因子; t 为时间。

1.3 微凸体接触模型

活塞工作时气缸套-活塞环的润滑为混合润滑,此时油膜非常薄,两表面微凸体会接触。利用微凸体模型可以较为精确地描述活塞环-缸套的微凸体接触行为及其对活塞环润滑的影响^[8-10]。假设微凸体高度符合 Gauss 分布,则在弹性变形下微凸体承载力

$$F'_a = \frac{16}{15} 2^{1/2} \pi (\eta \sigma \beta)^2 E \left(\frac{\sigma}{\beta} \right)^{1/2} A F_{5/2}(\lambda) \quad (3)$$

$$A_e = \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 A F_2(\lambda) \quad (4)$$

式中: A_e 为实际接触面积; η 为微凸体密度; β 为微凸体峰顶曲率半径; E 为综合弹性模量; $F_{5/2}$ 和 F_2 为 F_n 函数,关于 F_n 函数参考文献^[11]。

在弹性变形下,微凸体承载力面积

$$A_f = \frac{F'_a}{A_e} = \left(\frac{\sigma}{\beta} \right)^{1/2} \frac{16}{15\pi} 2^{1/2} E \frac{F_{5/2}}{F_2} \quad (5)$$

微凸体接触产生的剪应力

$$\tau_w = \tau_0 + f A_f \quad (6)$$

式中: τ_0 为微凸体剪切强度; f 为边界摩擦系数。

微凸体接触产生的摩擦力

$$F_w = \iint \tau_w dy dx \quad (7)$$

1.4 摩擦力和摩擦损失功率

活塞环-缸套在混合润滑时的摩擦力由两部分组成,一为流体摩擦力,二为微凸体摩擦力。混合润滑情况下,流体黏性剪应力 τ_L 由流体表面的剪应力 τ_1 和在流动方向上微凸体产生的冲击剪应力 τ_2 组成^[10-11],于是有

$$\tau_L = \tau_1 + \tau_2 \quad (8)$$

$$\tau_1 = \frac{\mu u}{h} (\phi_f + \phi_{fs}) + \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (9)$$

$$\tau_2 = (\phi_{fp} - H) \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{2\mu u}{h} \phi_{fs} \quad (10)$$

式中: ϕ_f 、 ϕ_{fs} 和 ϕ_{fp} 分别为根据3种经验公式取值的平均剪应力因子; μ 为油膜有效黏度; H 为接触表面名义高度。

因此,在以 τ_1 和 τ_2 对应的 c_1 和 c_2 为边界条件的润滑区域范围内,由积分可得流体摩擦力

$$F_L = \iint \tau_L dy dx$$

(11)

活塞环所受到的总摩擦力

$$F = F_w + F_L$$

(12)

摩擦损失功

$$W_f = SF$$

(13)

式中: S 为活塞行程。

摩擦损失功率 P 和效率 η 分别为

$$P = uF$$

(14)

$$\eta = W_i/W$$

(15)

式中: W 为自由活塞内燃发电机输出的总功率。

2 数值求解流程

数值求解流程如图 3 所示。假定任意时刻的活塞环油膜厚度为 h_0 , 输入计算初值(活塞初始位移、速度和缸内气体压力等参数), 通过用差分法求解平均雷诺方程便可得到油膜压力分布。通过计算微凸体接触力, 根据综合受力情况便可推算获得油膜厚度。

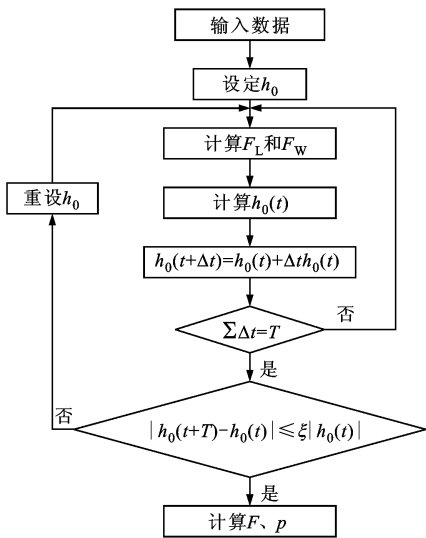


图 3 数值求解流程

3 计算结果及分析

利用上述关于缸套与活塞环摩擦过程的动力学模型, 对自由活塞内燃发电机和同缸径的单缸曲轴式二行程内燃机进行了对比分析。由于缸径较小, 活塞中仅有一道活塞环, 主要结构与运行参数如表 1 所示。自由活塞内燃发电机行程变化范围为 22~32 mm, 压缩比变化范围为 5.5~10, 功率变化范围为 350~800 W。

3.1 油膜厚度

在一个周期内的油膜厚度随时间的变化如图 4 所示。油膜厚度随时间(活塞位置)而发生明显变化, 上止点时刻的油膜最薄。其主要原因是: 在上止点区域, 缸壁温度最高, 润滑油黏度最小, 活塞到达上止点位置时活塞环和气缸的轴向相对运动速度为 0, 流体润滑的动压效应最差, 活塞环与缸套之间很难建立有效的润滑油膜。

表 1 结构与运行参数

参数	自由活塞 内燃发电机	曲轴式 内燃机
缸径/mm	34	34
活塞行程/mm	26	26
压缩比	8	8
活塞环质量/g	2	2
接触表面名义高度/mm	2.3	2.3
转速/ $r \cdot \min^{-1}$		1 800
频率/Hz	30	
输出功率/W	650	650

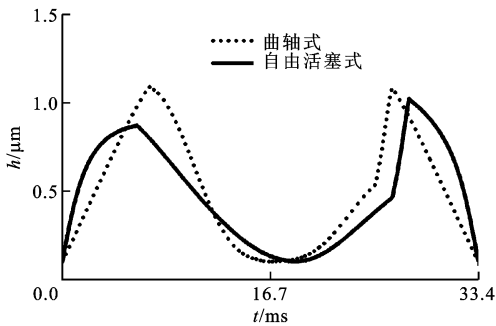


图 4 油膜厚度的时间历程

由图 4 可以发现, 自由活塞内燃发电机的油膜厚度存在两个高度不同的尖峰, 这与双对置形式的自由活塞速度变化不均衡有关。反观曲轴式内燃机油膜厚度的变化曲线发现, 这两个尖峰的高度几乎相同, 在一定程度上反映了曲轴式内燃机的活塞运动由于曲轴和飞轮的作用而相对稳定, 自由活塞到达上止点的时刻较晚, 油膜厚度达到最小值的时间被延迟。但是, 当前工况下两者的薄油膜状态(厚度小于 $0.1 \mu\text{m}$)持续时间相似且均为 7.5 ms。从油膜厚度数值来看, 在相同转速(频率)下, 自由活塞和曲轴式两者油膜厚度的数量级相同, 变化幅值相近。

3.2 活塞环摩擦力

摩擦力计算结果如图 5 所示。由图 5 可以发现: 在压缩行程中, 随着活塞向上止点运动, 缸内气

体压力逐渐升高,活塞环背部受到的气体压力逐渐增大,摩擦接触面法向压力增大,油膜厚度逐渐减小,摩擦力逐渐增大;燃烧时,缸内气体压力瞬间剧增,接触面法向压力达到最大,混合润滑状态出现,活塞环、缸套两微凸体直接接触而产生峰值摩擦力;随后,活塞自上止点反向运动进入做功行程,摩擦力方向随之改变。由于缸内燃烧温度较高,润滑条件恶化,因此反向峰值摩擦力绝对值比正向峰值大。对应图 4 油膜厚度所示,此时刻油膜厚度最小。

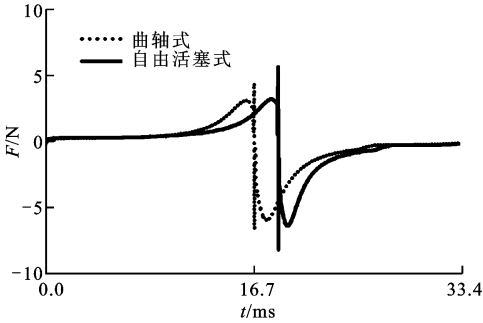


图 5 活塞环摩擦力

对比摩擦力曲线可见,自由活塞内燃发电机的摩擦力升高速度缓慢,峰值出现时间推迟,摩擦力下降率较大,这反映出自由活塞内燃发电机压缩行程用时较长,上止点活塞加速度较大,做功行程较快。自由活塞的摩擦力峰值略大的原因主要是,同缸径的自由活塞内燃发电机的气体爆发压力峰值大于曲轴式内燃机,且自由活塞在上止点位置附近停留的时间较短,短时的局部散热损失较小。

3.3 摩擦损失功率

活塞环摩擦损失功率随时间的变化如图 6 所示。自由活塞内燃发电机摩擦损失功率峰值大约是曲轴式内燃机的 1.5 倍。其原因是,前者的活塞加速度变化更剧烈,自由活塞的平均速度和摩擦力也略大于传统活塞。这也是自由活塞高速运动时,缸内气体作用力、润滑油膜厚度、活塞环摩擦力共同作用的结果。

在一个周期内,对图 6 中的功率曲线进行积分,可以获得摩擦损失功,继而得到平均摩擦损失功率和效率,如表 2 所示。与自由活塞内燃发电机相比,曲轴式内燃机的平均摩擦损失功率略大,在相同输出功率下,曲轴式内燃机的摩擦损失效率略大。如果考虑到曲轴、凸轮及其他运动部件的机械摩擦损失,那么在相同周期内,曲轴式内燃机摩擦损失效率将明显大于自由活塞内燃发电机。

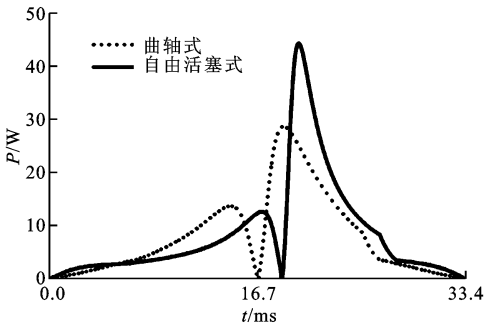


图 6 摩擦损失功率的时间历程

表 2 摩擦损失功率和效率

参数	自由活塞内燃发电机	曲轴式内燃机
W_f/J	0.267	0.282
$\bar{P}/W$	7.888	8.324
$\eta/\%$	1.21	1.28

注: $\bar{P}$ 为平均摩擦损失功率。

3.4 运行参数对摩擦损失的影响

自由活塞内燃发电机通过运行参数匹配可以控制、实现变压缩比运行。压缩比改变引起的摩擦损失功率与效率的变化如图 7 所示。由图 7 可以发现,随着压缩比的升高,摩擦损失功率逐渐增加。其原因是,压缩比升高,缸内气体压力峰值增大,摩擦力升高,摩擦损失功率增大。摩擦损失效率与功率的变化有所不同,压缩比小于 8 时效率逐渐下降,压缩比为 8 时效率最低,压缩比在于 8 时效率逐渐升高。由不同压缩比工况可以发现,压缩比较高必然引起摩擦损失功率增大,但是摩擦损失效率不一定也高。其原因是,活塞环摩擦损失功率占输出总功率的份额很小,压缩比升高,影响输出功率和摩擦损失的效果有所不同。

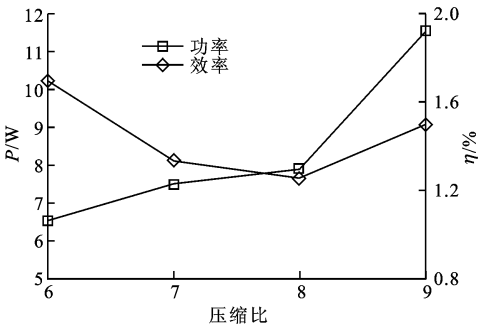


图 7 压缩比对摩擦损失功率和效率的影响

随着循环输入能量的增加,摩擦损失功率和效率呈线性增长趋势,如图8所示。因为循环输入能量增加,缸内爆发压力增大,摩擦损失增加,相应的总功率输出增量减小,所以循环输入能量的增加对摩擦损失的作用要大于对输出功率的作用。

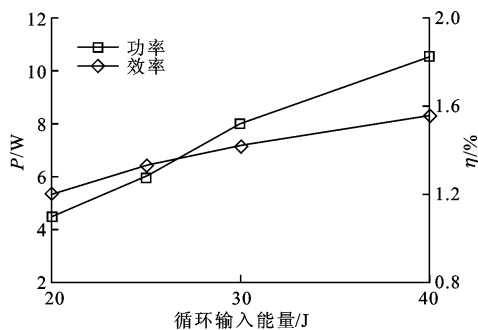


图8 循环输入能量对摩擦损失功率和效率的影响

4 计算结果校验

利用同缸径样机的活塞环摩擦力经验公式可以辅助校验上述结果。图5的数值计算获得的平均摩擦力为5.35 N,略低于文献[5]中获得的5.56 N的平均等效摩擦力,二者偏差为3.92%(自由活塞发电机缸径为36.4 mm)。图4所示的油膜厚度变化基本符合二行程内燃机的运行特征。由此认为,计算结果能够体现自由活塞内燃发电机的活塞环摩擦情况。

5 结论

基于润滑状态模型计算了自由活塞内燃发电机的活塞环摩擦力和油膜厚度,通过与曲轴式内燃机对比,结论如下。

(1)自由活塞内燃发电机与曲轴式内燃机相比,它们的活塞环与缸套间的油膜厚度近似相等,变化幅值相近,薄油膜状态保持的时间相同,且最薄油膜均出现在上止点附近。

(2)自由活塞的活塞环摩擦力峰值较大,但是整个周期内平均摩擦损失功率和效率比曲轴式的略小。综合整体摩擦耗能情况,自由活塞内燃发电机潜在的摩擦损失小的优势得以验证。

(3)压缩比的升高和循环输入能量的增加都会导致摩擦损失功率增大。随着压缩比升高,摩擦损失效率出现了先降后升的变化趋势,与循环输入能量对摩擦损失效率的影响有所不同。

参考文献:

- [1] MIKALSEN R, ROSKILLY A P. A review of free-piston engine history and applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(14/15): 2339-2352.
- [2] 肖翀, 左正兴. 自由活塞式内燃发电机动态仿真与特性分析 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(2): 46-49.
XIAO Chong, ZUO Zhengxing. Dynamic simulation and characteristic of free piston generator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(2): 46-49.
- [3] MAO J, ZUO Z, LI W. Multi-dimensional scavenging analysis of a free-piston linear alternator based on numerical simulation [J]. Applied Energy, 2011, 88(4): 1140-1152.
- [4] MAO J, ZUO Z, LIU D. Numerical simulation of a spark ignited two-stroke free-piston engine generator [J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2009, 3(18): 283-287.
- [5] ATKINSON C M, PETRUANU S, CLARK N N, et al. Numerical simulation of a two-stroke linear engine-alternator combination, SAE 990921 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1999: 1-5.
- [6] LI Q, XIAO J, HUANG Z. Simulation of a two-stroke free-piston engine for electrical power generation [J]. Energy & Fuels, 2008, 22(5): 3443-3449.
- [7] PATIR N, CHENG H. An average flow model for determining the effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication [J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1): 12-17.
- [8] WU C, ZHENG L. An average Reynolds equation for partial film lubrication with a contact factor [J]. ASME Journal of Tribology, 1989, 111(1): 188-191.
- [9] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominal flat rough surfaces [J]. Proc Inst Mech Eng: Journal of Engineering Tribology, 1971, 185: 625-629.
- [10] 刘焜, 谢友柏. 内燃机缸套-活塞环混合润滑特性及摩擦力分析 [J]. 内燃机学报, 1995, 13(3): 299-305.
LIU Kun, XIE Youbai. The study of friction and mixed lubrication of piston ring-cylinder of engine [J]. Transactions of CSICE, 1995, 13(3): 299-305.
- [11] ROHDE S M. A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication [C] // Winter Annual Meeting of ASME. New York, USA: ASME, 1980: 262-271.

(编辑 苗凌)