

文章编号:1000-582X(2005)02-0005-03

Power MEMS 气体动压径向轴承承载能力的分析*

王 婧,张 力,徐宗俊
(重庆大学 机械工程学院,重庆 400030)

摘 要:在微尺度条件下,为了实现超高能量密度的目标,Power MEMS 通常要求其轴承转速达到 10^6 r/min 数量级以上,于是提出了微尺度超高转速气体动力润滑轴承的研究。论述了气体动力润滑轴承的微尺度结构特征,提出了 Power MEMS 气体动压径向轴承承载能力的验算方法,分析了微尺度条件下气体动压径向轴承结构参数对轴承承载能力的影响。

关键词:Power MEMS; 气体动力润滑轴承; 承载能力

中图分类号:TP391.72

文献标识码:A

由于航空航天、通信、生物医学、国防等领域对超高能量密度微型能源动力系统的紧迫要求,国际上 Power MEMS(超高能量密度微型机电系统)的研究相当活跃,其中,微型涡轮发动机,因其在 MAV、UAVs、可携带能源、未来战争等领域的巨大应用前景,以及具有 10~50 倍于当今最好的 LiSO_2 电池系统的能量密度的特征,所进行的相关研究相当引人注目^[1-4]。在细尺度和诸如微型涡轮发动机的 240 krpm 极高转速的条件下,运用常规的滚动轴承和滑动轴承显然是不可能的。可能的选择是采用气体动压轴承,也称气体动力润滑轴承^[5]。由于气体动力润滑轴承无需其它介质的润滑,摩擦阻力小且可以取得极高的转速,因而具有应用于 Power MEMS 的潜力。有鉴于此,提出了 Power MEMS 气体动压径向轴承承载能力的验算方法,分析了微尺度条件下气体动压径向轴承结构参数对轴承承载能力的影响。

此,气体轴承的工作长度短、间隙大、转速高,与传统气体轴承的结构参数相差较大^[5]。典型的 Power MEMS 气体轴承的结构设计可参见图 1^[6],其主要结构特征参数如表 1 所示。

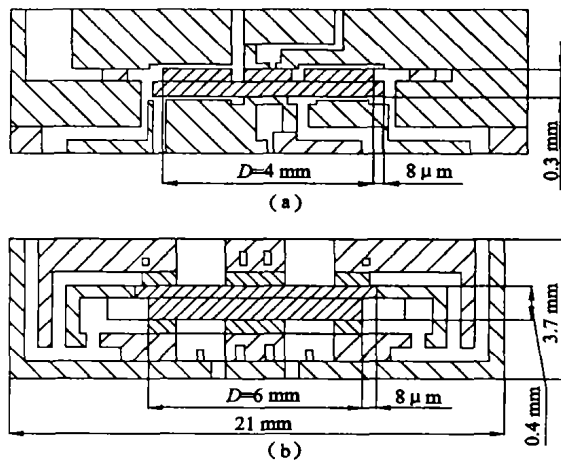


图 1 微型涡轮发动机气体动压轴承

表 1 Power MEMS 气体动压径向轴承的主要参数

无量纲特征数	表达式	量值
马赫数 M	$M = R\omega/a$	1.48
长径比 λ	L/D	0.075
相对间距 Ψ	$\Psi = e/R$	0.005
雷诺数 Re	$Re = R\omega e/\nu$	371
惯性数 X	$X = \Psi Re$	1.86
压缩数 Λ	$\Lambda = \frac{6\eta\omega}{p_a} \left(\frac{D}{2c}\right)^2$	9.56

1 Power MEMS 气体动压径向轴承结构特征

Power MEMS 的结构设计受到 MEMS 制造技术的约束,其中最重要的因素是蚀刻加工深度的限制。目前,MEMS 蚀刻加工的极限深度可以达到 300~500 μm ,形成的蚀刻槽的深宽比约为 30:1~50:1^[4]。据此,蚀刻加工深度极限限制了 Power MEMS 气体轴承的长度 L ,而蚀刻槽的深宽比则规定了气体轴承间隙 c ;为了减少气体轴承间隙与轴承半径之比,Power MEMS 气体轴承通常要尽可能地采用较大的直径;因

* 收稿日期:2004-10-08

基金项目:国家教育部留学回国人员科研启动基金(2002247);重庆市应用基础研究计划(7967);重庆大学基础及应用基础研究基金(200227)

作者简介:王婧(1982-),女,山西长治人,重庆大学硕士研究生,主要从事机械制造技术领域的研究。

2 动压径向轴承承载能力估算的基本原理

在细尺度条件下,轴承的制造受结构尺寸和微型制造技术的限制,所以首先考虑使用最简单的气体动力轴承,即全周动压气体轴承,其基本结构如图 2 所示。

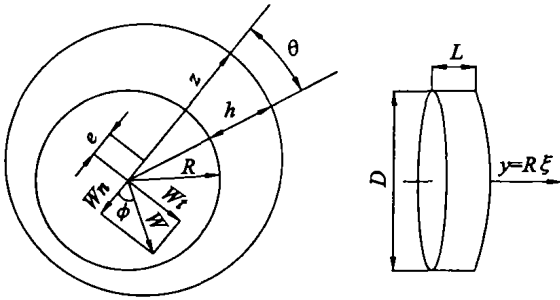


图 2 气体动压径向轴承

基本原理方程(无量纲形式)为:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \bar{P} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(H^3 \bar{P} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \xi} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{P}H) + \sigma \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{P}H) \quad (1)$$

边界条件为:

$$\begin{cases} \xi = \pm L/D, \bar{P} = 1 \\ \bar{P}(\theta + 2\pi, \xi, \tau) = \bar{P}(\theta, \xi, \tau) \\ \left. \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right|_{\theta+2\pi, \xi} = \left. \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right|_{\theta, \xi} \\ \bar{P}(\theta, \xi, \tau) \Big|_{\tau=0} = \bar{P}(\theta, \xi) \end{cases} \quad (2)$$

稳态工况下,时间微商项消失,即 H, ξ, \bar{P} 与时间无关,此时式(1)简化为:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \bar{P} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(H^3 \bar{P} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \xi} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{P}H) \quad (3)$$

准稳态工况下,即有压膜效应存在,则式(1)可化为:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \bar{P} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(H^3 \bar{P} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \xi} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{P}H) + \bar{P} \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (4)$$

式中: $\Lambda = \frac{6\eta\omega}{p_a} \left(\frac{D}{2c} \right)^2$ $H = \frac{h}{c}$ $\xi = \frac{Z}{R}$ $\sigma = \frac{12\mu\nu}{p_a} \left(\frac{D}{2c} \right)^2$ $\bar{P} = \frac{p}{p_a}$ $\tau = \nu t$ θ 为角度坐标。

给出全周动压气体轴承承载能力的估算结果:

在不可压缩有限的条件下,承载能力

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} = K\varepsilon \quad (5)$$

式中: $K = \lambda F_0 \left(1 - \frac{1}{\lambda} \text{th} \lambda \right)$ $F_0 = p_a S/2$ $S = \pi DL$

$\lambda = L/D$ 。

3 Power MEMS 气体动压径向轴承承载能力的验算

利用上述原理对图 1 两个气体动压径向轴承模型的承载能力进行验算。

考虑图 1(a) 所示的动压径向轴承,参数条件为:轴承长度 $L = 300 \mu\text{m}$, 转子直径 $D = 4 \text{ mm}$, 偏心量 $e = 10 \mu\text{m}$, 转速 $n = 2.4^6 \text{ rpm}$, 设备可以吸收空气 $m = 0.15 \text{ g/s}$, 产生功率 $P = 20 \text{ W}$ 。

因为大量微型轴承的数据模型显示转子在偏心率为 0.8—0.9 以上是稳定的^[6], 这里取偏心率 $\varepsilon = 0.8$ 。

c 为平均半径间隙, 由 $\varepsilon = c/e$, 则 $c = 8 \mu\text{m}$;

空气密度 $\rho = 1.293 \text{ kg/m}^3$, 由 $q = m/\rho$, 则平均理论流量 $q = 1.16 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$;

环境压力为 p_a , 由 $p_a q = P$, 则 $p_a = 1.724 \times 10^5 \text{ Pa}$;

径向轴承的工作性能与压缩数和偏心率有关, 其中压缩数为:

$$\Lambda = \frac{6\eta\omega}{p_a} \left(\frac{D}{2c} \right)^2 \quad (6)$$

式中: 空气粘度 $\eta = 17.5 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 转子转速 $\omega = 2\pi n$, 得到压缩数 $\Lambda = 9.56$ 。

图 1 所示的轴承模型为超高速运转。在润滑气体不可压缩的假设下计算出的轴承承载力 W , 是考虑可压缩计算结果的 $\sqrt{1 + \Lambda^2}$ 倍^[7], 故在超高速运转条件下, 轴承润滑气体的可压缩性不可忽略, 但在气体轴承的计算中, 常采用由简单到复杂, 由特殊到一般的计算程序, 可以收到事半功倍的效果。所以这里采用先计算不可压缩润滑工况, 再推广到可压缩工况的方法。

$$K = \Lambda F_0 \left(1 - \frac{1}{\lambda} \text{th} \lambda \right) \quad (7)$$

式中: $\lambda = L/D = 0.075$ $\text{th} \lambda = (e^\lambda - e^{-\lambda}) / (e^\lambda + e^{-\lambda})$

$$S = \pi DL = 3.768 \times 10^{-6} \text{ m}^2;$$

$$F_0 = p_a S/2 = 3.25 \times 10^{-1} \text{ N};$$

$$K = 9.32 \times 10^{-3} \text{ N};$$

$$W' = K\varepsilon = 7.46 \times 10^{-3} \text{ N};$$

再考虑可压缩性, 由:

$$W = \frac{W'}{\sqrt{1 + \Lambda^2}} \quad \text{则 } W = 7.28 \times 10^{-4} \text{ N};$$

无量纲的承载能力:

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a LD} \quad \text{则 } = 3.52 \times 10^{-3};$$

如图 3 和图 4 所示, 为引用雷曼迪的计算结果估算的摩擦参数 f_μ 和偏心角 ϕ 对 $\Lambda/6$ 的变化曲线^[7]。

上述的计算结果已知 $\Lambda/6 = 1.59$, $\varepsilon = 0.8$, 由图 3 和图 4 分别可以得到 $f_\mu \approx 1.8$, $\phi \approx 8^\circ$ 。

如图 1(b) 所示的动压径向轴承, 其参数条件为: 轴承宽度 $L = 400 \mu\text{m}$, 转子直径 $D = 6 \text{ mm}$, 偏心量 $e = 10 \mu\text{m}$, 转速 $n = 1.2^6 \text{ rpm}$, 设备可以吸收空气质量 $m = 0.36 \text{ g/s}$, 产生功率 $P = 17 \text{ W}$ 。

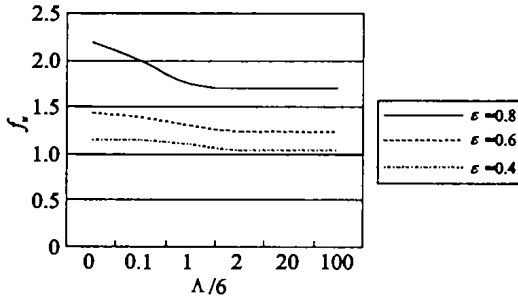


图3 摩擦参数 f_μ 对 $\Lambda/6$ 的变化曲线

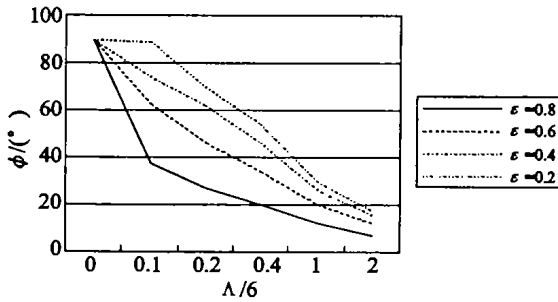


图4 偏心角 ϕ 对 $\Lambda/6$ 的变化曲线

同理取偏心率 $\epsilon = 0.8$, 氢气密度和粘度分别为 $\rho = 0.090 \text{ kg/m}^3$, $\eta = 9.5 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。采用与图 1(a) 所示轴承相同的计算方法, 可得到图 1(b) 所示轴承的压缩数 $\Lambda = 236$, $\overline{W} = 1.6 \times 10^{-5}$, $\overline{W} = 2.82 \times 10^{-2}$, 由图 3 和图 4 可以得到 $f_\mu \approx 1.7$, $\phi \approx 5^\circ$ 。

4 结 论

在承载能力的计算过程中, 由

$$\overline{W} = \frac{\Lambda F_0 \left(1 - \frac{1}{\lambda} \text{th} \lambda\right)}{\sqrt{1 + \Lambda^2}}$$

可以看出与 \overline{W} 相关的几个参数有 Λ 、 F_0 、 λ , 在微尺

度超高速条件下, 气体轴承 Λ 的值大约为常规值的 5 倍, 但是 $\Lambda \approx \sqrt{1 + \Lambda^2}$, 所以 Λ 的影响不大; 而 Power MEMS 中的气体轴承的长径比 λ 的值比常规值小的多, $\lambda \approx \text{th} \lambda$, 故 λ 的影响也不大; 因此对 \overline{W} 影响最大的是 F_0 , 根据 $F_0 = p_a S/2$, 故要想得到较大的承载能力, 可以选择提高环境压力或在微尺度要求范围内尽量增大轴承的几何尺寸。

参考文献:

- [1] EPSTEIN A H, JACOBSON S A, PROTZ J M, et al. Shirt-bottom-sized gas turbine: The Engineering Challenges of Micro High Speed Rotating Machinery [A]. Presented at the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC - 8) [C]. Honolulu, HI, March 2000.
- [2] 张力, 徐宗俊, 余成龙. 基于微型涡轮发动机实现超高能量密度 Power MEMS 的研究 [J]. 中国机械工程, 2003, 14 (15): 1 272 - 1 274.
- [3] 张力, 徐宗俊, 王英章. 微型涡轮发动机设计与制造的若干关键技术 [J]. 重庆大学学报 (自然科学版), 2003, 26 (11): 23 - 26.
- [4] KHANNA R. MEMS Fabrication Perspectives from the MIT Microengine Project [J]. Surface and Coatings Technology, 2003, 163 - 164: 273 - 280.
- [5] RIBAUD Y. Ultra Micro-turbine; the MIT Example [J]. 日本ガスタービン学会誌, 2001, 29(4): 235 - 241.
- [6] ALAN H EPSTEIN, STUART A JACOBSON, JON M PROTZ, et al. Frechette [C]. The 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC - 8), Honolulu, HI, March 2000.
- [7] 王云飞. 气体润滑理论与气体轴承设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.

Dynamic Lubrication of Micro Gas Bearings at an Ultra High Speed

WANG Jing, ZHANG Li, XU Zong-jun

(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: Micro bearings of Power MEMS are usually designed to work at an ultra high speed more than 10^6 r/min in order to improve their specific energy. So the dynamic lubrication of micro gas bearings at an ultra speed is researched. First the micro structural characteristics of micro gas-lubricated bearings are investigated, and a method to calculate the load-carrying performance of micro dynamic gas-lubricated bearings is put forward. Then the designs of two typical micro dynamic gas-lubricated bearings that are used in micro gas turbines are verified. Moreover, the parameters affecting the load-carrying performance of micro dynamic gas-lubricated bearings are analysed.

Key words: Power MEMS; dynamic gas-lubricated bearings; load-carrying performance