

表面涂敷聚四氟乙烯固体润滑薄膜的混合式陶瓷球轴承与全钢轴承性能对比分析

李秀娟, 王黎钦, 古 乐, 齐毓霖

(哈尔滨工业大学 机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 以受轴向载荷的三点接触球轴承为研究对象, 采用 Heathcote 轴承滚动滑动理论, 计算了轴承球与套圈之间的表面滑动, 并根据固体表面受力变形, 计算了固体薄膜润滑情况下轴承球与滚道间的牵引力, 对比分析了混合式陶瓷球轴承和全钢轴承在高速下产生的热量、表面剪应力、旋滚比以及接触角等重要轴承性能参数。结果表明: 在 PTFE 固体薄膜润滑下, 陶瓷球轴承在 40 000 r/min、3 000 N 载荷下所产生的热量仅为钢轴承的 62.6%, 旋滚比为钢轴承的 18%。试验结果对特殊工况下陶瓷球轴承的设计和应用具有参考价值。

关键词: 球轴承; 全钢轴承; 陶瓷球轴承; 表面滑动; 牵引力; 固体润滑

中图分类号: TH133.33

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2003)02-0149-05

混合式陶瓷球轴承是现代高速轴承发展的重要方向, 其具有高速下温升低、抗疲劳性能好以及抗污染性能强等优点^[1], 已广泛应用于航空发动机及高速主轴轴承等领域, 并已在其他高速、重载、高温和转移膜润滑等条件下成功应用^[2~4]。文献[1]分析了单纯受径向载荷轴承在脂润滑及转速低于 20 000 r/min 条件的性能。本文通过计算给出了在 PTFE 固体薄膜润滑下, 混合式陶瓷轴承和钢轴承在转速 20 000~40 000 r/min 范围内的轴承参数对比, 从理论上说明了钢轴承失效的趋势, 并指出混合式陶瓷轴承比钢轴承更适用于高速重载固体润滑工况。

1 用拟静力学方法分析滚动轴承

所研究的轴承型号为 6305, 轴承外径 $\phi 2$ mm, 内径 $\phi 5$ mm, 11 个球的直径为 9.525 mm, 轴承沟曲率系数 0.52, 初始接触角 22.5° ; 轴向载荷 3 000 N。轴承外圈静止, 内圈旋转。采用套圈控制假设, 按拟静力学法计算出轴承的套圈和球接触椭圆的长轴和短轴长度 $2a$ 和 $2b$ 。滚动体与内圈和外圈的接触角, 接触椭圆上的集中接触载荷、旋滚比以及球相对于内圈的角速度等参数。有关材料参数见表 1。图 1 给出了计算得到的接触角和旋滚比随着速度变化的关系曲线, 其中接触角主要影响轴承的高速运转平稳性能。

从图 1(a) 可见, 在高速工况下陶瓷球的运转平稳性优于钢轴承。旋滚比是高速轴承设计的 1 个重要参数, 其同摩擦生热密切相关; 通常旋滚比愈大, 则摩擦

表 1 陶瓷和 M 50 钢材料参数

Table 1 Material properties of ceramic and M 50 steel

Material Properties	Si ₃ N ₄	M 50
Density/ $10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	3.2	7.8
Poisson's Ratio	0.26	0.28
Elastic Modulus/GPa	320	207

发热越严重。从图 1(b) 可见, 混合式陶瓷球轴承在高速下的旋滚比远小于钢轴承。据此可以推测, 混合式陶瓷球轴承比钢轴承更适用于高速工况。

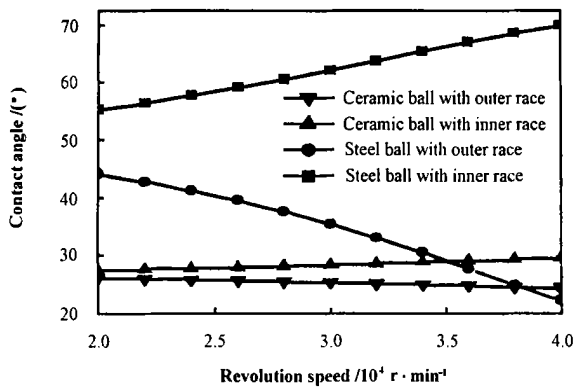
2 轴承的滚动滑动计算

Heathcote 提出, 在球和滚道接触处存在相对滑动^[5]。如图 2(a) 所示, 在 F 线两侧滑动速度方向相反 (由箭头标出), 通常情况下 F - F 间距离为接触区长轴的 0.35 倍^[1]。因滚动产生的摩擦是滚动轴承摩擦的主要部分^[6], 所以在计算时仅考虑球滚动所产生的滑动。将套圈与轴承球的接触面沿接触椭圆的长轴 x 方向分解成等距的条形区域。轴承球与套圈在其接触处沿图 2(a) 中 x 轴的剖面 [见图 2(b)] 发生变形, r_1

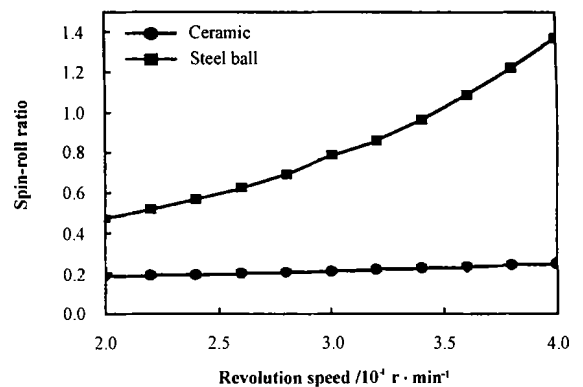
基金项目: 哈尔滨工业大学跨学科交叉性研究基金资助项目 (HIT-MD2000-10)。

收稿日期: 2002-04-04; 修回日期: 2002-07-15/联系人王黎钦, e-mail: cere@hope.hit.edu.cn

作者简介: 李秀娟, 女, 1974 年生, 博士研究生, 目前主要从事润滑理论及轴承技术方面的研究。



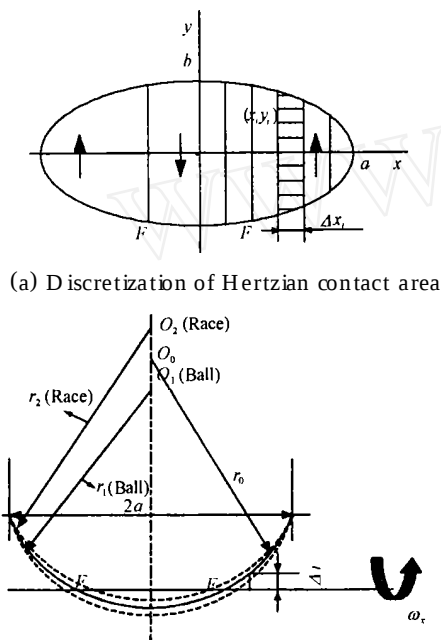
(a) Contact angle



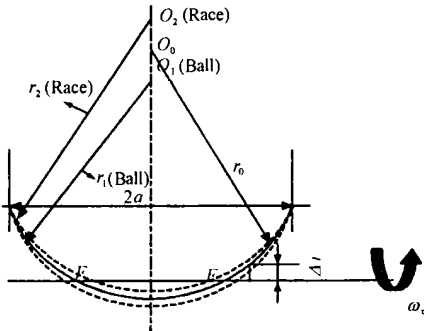
(b) Spin-roll ratio

Fig 1 Contact angle and spin-roll ratio changes with rotational speed

图 1 接触角和旋滚比随转速的变化情况



(a) Discretization of Hertzian contact area



(b) Contact distortion of ball with race

Fig 2 Sliding velocity and distortion in Hertzian contact zone

图 2 接触区滑动速度和变形

和 r_2 分别为滚动体和套圈断面未受载荷作用的圆弧半径尺寸, 均以虚线表示, r_0 为受载后的等效接触半径, 以沿 x 轴的剖面上的滑动速度为各条形区域的滑动速度。椭圆表面第 i 个条形区域的滑动速度为:

$$v_i = \Delta_i \times \omega \quad (1)$$

式中: ω 为球相对于内圈或外圈的转动角速度, Δ_i 为第 i 个条形区域到瞬时转动轴的距离

$$\Delta_i = (r_0^2 - x_i^2)^{\frac{1}{2}} - [r_0^2 - (0.35a)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

图 3 给出了由以上方法计算得到的轴承球与内

圈表面的滑动速度随转速的变化沿 x 轴方向的分布

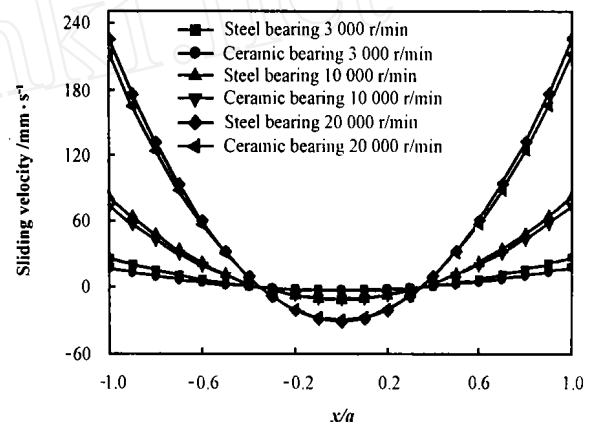


Fig 3 Sliding velocity between ball and inner race vs. rotational speed

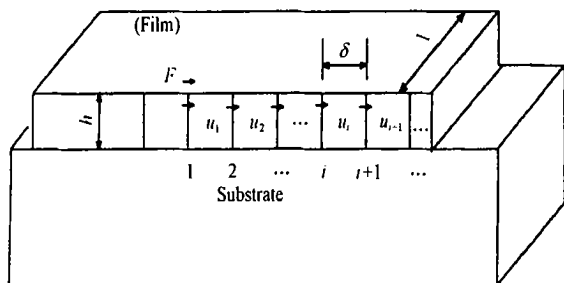
图 3 轴承球与内圈间的表面滑动随转速的变化情况

曲线可见, 随着转速增高, 轴承球与套圈间的滑动速度急剧增加

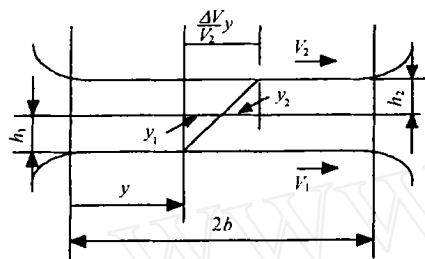
3 轴承的牵引力计算

由于固体润滑膜的存在, 轴承表面的牵引力与由接触载荷和摩擦系数的乘积所得值不同。赫兹接触椭圆面上的牵引力是因接触位置不同而变化的牵引力的总和。假设套圈、滚动体以及固体润滑膜发生的变形均为弹性变形, 可以用有限单元应变能量法, 基于表面变形与切向力之间的关系求解牵引力^[7]。为此将图 2(a) 所示的条形区域 x 沿 y 轴方向划分成若干小单元。首先求解球和套圈的表面变形。根据文献[8]给出的计算半无限体上切向力所产生的变形的办法, 可以计算得到表面切向力作用下, 球和套圈接触表面

沿切向力方向的变形; 显然, 由于陶瓷和钢的弹性模量不同, 计算得到的相同作用力下的球和套圈表面的变形不同。然后求润滑膜的变形。假设 PTFE 固体润滑膜厚度在整个接触区不变, 则根据最小势能原理可求得 PTFE 固体润滑膜的变形 u_i 。图 4(a) 示出了单



(a) Traction deflection in the film



(b) Traction displacement

Fig 4 Traction deflections in the film and traction displacement

图4 牵引力引起的润滑膜的变形和表面牵引力引起的位移

元 i 因受剪力而引起的应变能和受拉(或压)引起的应变能, 其值分别为:

$$U_{\pi} = \frac{1}{2} G \left(\frac{u_i}{h} \right)^2 (h l \delta) \text{ 和 } U_{ci} = \frac{E l \delta h}{6} \left(\frac{u_{i+1} - u_i}{\delta} \right)^2;$$

故 i 单元的应变能为 $U_i = U_{\pi} + U_{ci}$ 。牵引载荷在作用点产生的势能为 $\Omega = -F \delta u_i$ 。

条形区域总势能为 V [7]:

$$V = 2 \sum_{i=1}^n U_i + \Omega \quad (3)$$

由最小势能原理:

$$\frac{\partial V}{\partial u_i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (4)$$

可以求出润滑膜的变形, 最后通过切向力和变形之间的关系求解球与套圈间的牵引力[见图 4(b)]。假设在接触条形区内的变形为弹性变形, 相对滑动速度引起的相对位移可表示为:

$$y_1 + y_2 = \frac{\Delta v}{v} \Delta v \quad (5)$$

式中: Δv 为图 4(b) 所示的表面相对滑动速度; v 为表面速度。由剪力引起的变形为:

$$y_1 + y_2 = [A_1 + A_2] \{F\} \quad (6)$$

式中: A_1 为套圈或球表面变形矩阵, 其中球和套圈的表面变形可用元素求解法求解, A_2 为润滑膜变形, 其中的元素采用润滑膜的变形算法得到; $\{F\}$ 为表面牵引力。由式(5)和(6)可以得到:

$$\frac{\Delta v}{v} \{y\} = [A_1 + A_2] \{F\} \quad (7)$$

将所求得的牵引力与正压力和摩擦系数的乘积相比较, 假设在图 2(a) 中坐标 (x_i, y_j) 点上的压力为 p_{ij} , μ 为摩擦系数。根据牵引力不会超过正压力与摩擦系数乘积的原则, 如果 $F_{ij} < (\mu \times p_{ij})$, 牵引力取 F_{ij} , 否则牵引力取 $\mu \times p_{ij}$ 。

不同转速下轴承表面的剪切应力(单位面积上的牵引力)如图 5 所示。可见, 随着转速的提高, 接触面

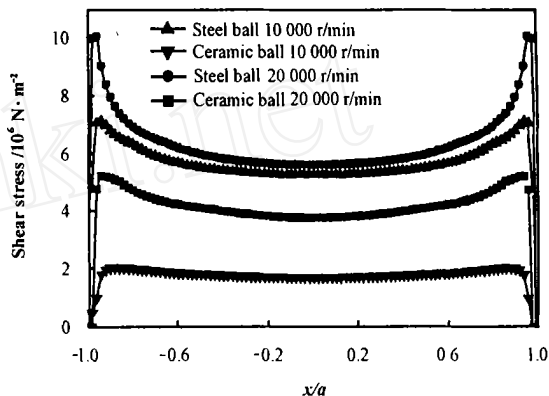


Fig 5 Surface shear stress vs rotational speed

图5 表面剪应力随转速的变化

的剪应力增大, 陶瓷球表面的剪应力比钢球表面的低。这同文献[7]报道的结果大致相同。

4 产生的热量和摩擦力矩

根据接触面上牵引力所作的功可以求出轴承接触区产生的热量。设每 1 个单元上的牵引力为 F_{ij} , 该条形区域上的滑动速度为 v_i , 则该单元产生的热量为 $v_i \times F_{ij}$, 轴承接触区产生的热量为接触区内全部条形区产生的热量之和:

$$Q = \sum \sum v_i F_{ij} \quad (8)$$

由于能量守恒, 通过产生的能量和轴的转速之间的关系可以求出内圈的转矩:

$$T = Q / \omega \quad (9)$$

式中: ω 为轴的转动角速度。

假定轴的角速度处于 20 000~40 000 r/min 范围内(同液氮 LN₂ 和液氢 LH₂ 环境下高速重载轴承相适应), 相应的轴承温升和摩擦扭矩随转速变化的关系曲线如图 6 所示。可以看出, 陶瓷球轴承和钢轴

承的热量和摩擦扭矩均随着转速的升高而升高,且钢轴承的热量上升速度比混合式陶瓷轴承的快 从图 3

和图 5 可以看出,转速越高,轴承表面产生的滑动速度越大,作用在球表面的剪应力越大,轴承产生的热

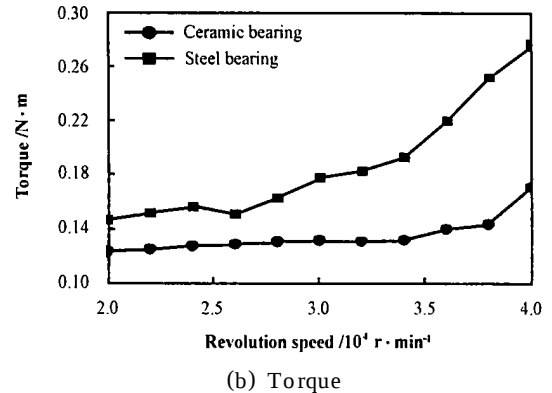
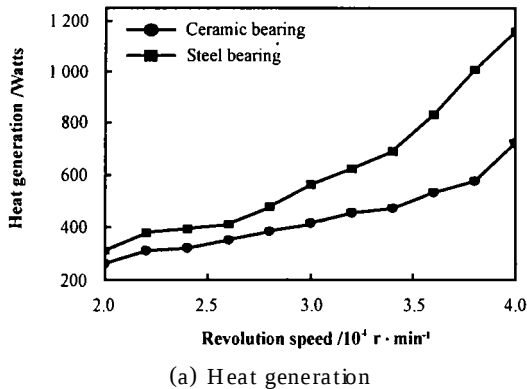


Fig 6 Heat generation and torque vs rotational speed

图 6 热量和摩擦转矩随转速的变化

量也越高 当转速达 40 000 r/min 时,陶瓷球轴承产生的热量为钢轴承产生热量的 62.2%,这主要是因为陶瓷球的密度仅为钢球密度的 40%,随着转速的提高,陶瓷球所产生的离心力比钢球产生的离心力低 在给定的转速条件下,钢球作用在外圈的离心载荷通常是陶瓷球产生的离心载荷的 2 倍多 另外,钢的弹性模量比 Si_3N_4 材料的低约 40%,因此钢球与套圈接触时的接触变形和接触面更大,导致接触面上滑动速度增大,从而产生较大的表面牵引力以及表面剪切力

5 结论

a 随着转速的升高,轴承的旋滚比增大,钢轴承旋滚比的增速较快;在 40 000 r/min 转速条件下,混合式陶瓷轴承的旋滚比仅为钢轴承的 18%.

b 随着转速的升高,轴承产生的热量增大 在 3 000 N、40 000 r/min 条件下,混合式陶瓷轴承产生的热量仅为钢轴承的 62.2%,因此钢轴承更容易因温升过大而产生固体润滑膜失效、胶合或咬死

c 混合式陶瓷轴承的高速性能优于钢轴承,这同液氮(LN_2)和液氢(LH_2)环境下 2 种轴承的实际失效情况相一致

参考文献:

[1] Pete C, Don W D. Ceramic Materials in Hybrid Ball Bearings

[J]. Tribology Transactions, 1999, 42 (4): 707-714

[2] Wang L i q i n (王黎钦), Q i Y u l i n (齐毓霖). Tribo-characteristics of Hybrid Ceramic Ball Bearing in liquid N itrogen (混合式陶瓷球轴承在液氮中的摩擦性能研究)[J]. Tribology (摩擦学学报), 1999, 19(2): 121-125

[3] Yu D e y a n g (于德洋), W a n g X i a o p i n g (汪晓萍). A Primary Analysis on the Failure of the Solid Lubrication of a Precision Angle-contact Ball Bearing (精密角接触球轴承的固体润滑失效分析)[J]. Tribology (摩擦学学报), 1995, 15(4): 317-320

[4] G u L (古乐), W a n g L Q (王黎钦), L i X J (李秀娟), et al Research status of cryogenic solid lubrication (超低温环境固体润滑研究的发展现状)[J]. Tribology (摩擦学学报), 2002, 22(4): 314-320

[5] Harold A Rothbatt. Mechanical Design and Systems Handbook [M]. California: Kingsport Press, 1985

[6] Eschmann (爱特曼), Hanbargen (哈博根), Weigand (韦格特). Handbook of Design and Application of Ball and Roller Bearings (滚动轴承设计与应用手册) [M]. Translated by L U Jiawen (刘家文译). Wuhan (武汉): Huazhong Institute of Technology Press (华中工学院出版社), 1985

[7] Dareing D W. Traction Coefficient for Coated Bearing Lubricated With Teflon Transfer Films [J]. Journal of Tribology, 1991, 113: 344-348

[8] Johnson K L. Contact Mechanics [M]. London: Cambridge University Press, 1985

Comparison of Performance of Hybrid Ceramic Ball Bearing and All-Steel Bearing Coated with Polytetrafluoroethylene Solid Lubricant Film

L I Xiu-juan, WANG L i-qin, GU le, Q I Yu-lin

(School of M echatronics Engineering, H arbin Institute of Technology, H arbin 150001, China)

Abstract: The surface sliding velocity between the bearing ball and raceway was calculated by making use of Heathcote's theory on lubrication of rolling bearings. The traction force between the ball and guide-loop of the bearings coated with polytetrafluoroethylene (PTFE) solid lubricant film was determined by taking into account the load-deflection relationship of a solid surface. Moreover, the heat generation, spin-roll ratio, and contact angle of the PTFE-coated hybrid ceramic ball bearing and PTFE-coated all-steel ball bearing at high speed were comparatively investigated. As the results, the coated hybrid ceramic ball bearing had a heat generation of only 62.6% and spin-to-roll ratio of only 18% as that of the coated all-steel bearing, at a rotational speed of 40000 r/min and axial load of 3000 N. Thus the coated ceramic ball bearing was superior to the coated all-steel bearing in high rotational speed working condition. The results in the present work might be used to guide the design and application of hybrid ceramic ball bearing at special working condition.

Key words: ball bearing; all-steel bearing; ceramic ball bearing; surface sliding; traction force; solid lubrication

Author: L I Xiu-juan, female, born in 1974, Ph.D student, e-mail: cerc@hope.hit.edu.cn