

自润滑关节轴承磨损寿命模型*

张详坡, 尚建忠, 陈 循, 张春华, 汪亚顺
(国防科技大学 机电工程与自动化学院, 湖南 长沙 410073)

摘要: 自润滑关节轴承寿命的计算和预测对于提高装备的运行安全性具有重大的意义。针对自润滑关节轴承磨损寿命计算和预测的需求, 从自润滑关节轴承的磨损机理出发, 依据材料摩擦磨损理论, 采用组合磨损计算方法分别建立了自润滑推力关节轴承和向心关节轴承的磨损寿命模型。该模型综合考虑了影响自润滑关节轴承寿命的磨损机理、结构特点、工作特性以及零部件功能要求等因素, 特别是将结构参数和功能要求显式地在模型中表示, 可直接反映结构变化和功能要求对自润滑关节轴承磨损寿命的影响。计算实例和分析结果表明: 相对目前使用的自润滑关节轴承经验计算公式, 本文模型计算结果准确, 理论依据更充分, 对于特殊结构和功能的特种自润滑关节轴承适用性更好。

关键词: 关节轴承; 磨损; 寿命模型; 组合磨损

中图分类号: TH133; TH117 文献标志码: A 文章编号: 1001-2486(2013)06-0053-07

Wear-life models for self-lubricating spherical plain bearing

ZHANG Xiangpo, SHANG Jianzhong, CHEN Xun, ZHANG Chunhua, WANG Yashun

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: Wear-life forecast of self-lubricating spherical plain bearing has very great significance to the operating security of equipment. To meet the demand of wear-life calculation and forecast of self-lubricating spherical plain bearing, the wear-life models for self-lubricating thrust spherical plain bearing and self-lubricating radial spherical plain bearing were created based on the principle of joint wear calculation method and the wear mechanism of self-lubricating radial spherical plain bearing. The models proposed integrated the wear mechanism of self-lubricating radial spherical plain bearing, the friction wear laws of materials, configuration, mating characteristic of the self-lubricating spherical plain bearing, and function requirement. Especially, the configuration parameters and function requirement were more specific in the models to different types and functions of self-lubricating spherical plain bearing. Example results and analysis on the models showed that the model can calculate the wear life accurately, and it is more theoretical and has a good applicability to the special designed and applied self-lubricating spherical plain bearing compared with the experiential calculation formulas used at present.

Key words: spherical plain bearing; wear-life; life model; joint wear

自润滑关节轴承是一种特殊的滑动轴承, 一般关节轴承在运动时内、外圈相对滑动而产生摩擦, 其摩擦力较大, 需要润滑, 而自润滑关节轴承在运动时则为衬垫层与内圈或外圈相对滑动下产生摩擦, 其摩擦系数较小, 在工作过程中可以免维修和无需添加润滑剂等, 广泛应用于航空航天、武器装备领域。如美国波音公司制造的波音 737 型, 747 型, 757 型和法国生产的海豚、超黄蜂飞机的起落架、机翼、螺旋桨等关键部位的传动、操纵系统中, 自润滑关节轴承的使用率几乎达到了 100%。因此, 自润滑关节轴承寿命的计算和预测对于提高装备的运行安全性具有重大的意义。

自润滑关节轴承磨损的特点是: 磨损主要发

生在起自润滑作用的衬垫(一般粘附在外圈)上, 而内圈球面磨损极小, 可忽略。因此自润滑关节轴承的磨损寿命实际上是指自润滑衬垫磨损量达到极限的时间或总的摆动次数。影响关节轴承寿命的因素很多, 主要有载荷、摆频、摆幅、轴承尺寸、材料与制造质量、环境与润滑等^[1-4]。由于影响因素多, 而摩擦与磨损情况本身也非常复杂, 因此, 要准确计算关节轴承的磨损寿命十分困难。目前, 关节轴承磨损寿命计算主要依靠各轴承公司给出的寿命计算公式, 国外如 SKF 公司、INA 公司、NTN 公司、FLURO 公司等提出了各自轴承的寿命计算公式^[5-8]。国内杨咸启等通过分析国外关节轴承寿命计算方法, 结合国产关节轴承

* 收稿日期: 2013-04-29

基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2009ZX04014-014); 国家自然科学基金资助项目(51105367)

作者简介: 张详坡(1985—), 男, 江西鄱阳人, 博士研究生, E-mail: zhangxiangpo@nudt.edu.cn;

陈循(通信作者), 男, 教授, 博士生导师, E-mail: chenxun@nudt.edu.cn

寿命试验,发布了关节轴承寿命计算的标准 JB/T 8565-1997^[9]。表 1 中列出了当前广泛使用的关节轴承寿命计算公式。上述关节轴承计算公式,均是建立在经验公式和本公司产品试验数据之上,仅适用于标准型号产品,对于在航空航天中应用越来越多的特殊结构和复杂工作条件的特种自润滑关节轴承不再适用,难以满足高可靠性高性能关节轴承寿命预测的需要。因此基于材料摩擦

磨损规律和自润滑关节轴承本身结构和载荷特性,研究适用性更好的自润滑关节轴承磨损寿命模型具有重要的意义。

本文采用组合磨损计算方法^[10-12],从自润滑关节轴承模式机理和材料摩擦磨损规律出发,综合考虑自润滑关节轴承的结构和工作特点,建立自润滑关节轴承磨损寿命模型,为准确计算和预测自润滑关节轴承的磨损寿命提供有力方法。

表 1 关节轴承寿命计算公式

Tab.1 Wear-life calculation formulas

来源	寿命计算公式	参数说明
SKF	钢对 PTFE 织物: $G_h = b_1 b_2 b_4 \frac{K_p}{p^n v} \quad (\text{h})$	b_1 : 载荷方向因子; b_2 : 温度因子; b_3 : 滑动因子; b_4 : 速度因子; n : 指数; p : 接触压力; v : 平均滑动速度; K_M : 材料常量;
	钢对 PTFE 复合物: $G_h = b_1 b_2 b_3 \frac{K_M}{pv} \quad (\text{h})$	K_p : 接触压力常量
INA	钢对 PTFE 复合物: $L = 14 f_2 f_v \frac{sf}{v} \quad (\text{摆次})$ $L_w = f_s f_{Hz} L \quad (\text{摆次})$	f_2 : 温度因子; f_3 : 载荷类型因子; f_{Hz} : 负载因子; f : 摆频, 次/min; f_v : 速度因子; s : 滑动距离; L : 恒定载荷下的寿命; L_w : 交变载荷下寿命;
	FLURO $G_h \approx 3 f_L f_T f_C f_N \left(\frac{C/F}{v_m} \right) \quad (\text{h})$	f_L : 载荷方向因子; f_T : 温度因子; f_C : 滑动因子; f_N : 重润滑因子; v_m : 平均滑动速度; C/F : 载荷比例
JB/T8565 - 1997	$L = \alpha_K \alpha_T \alpha_P \alpha_V \alpha_Z \frac{K_M C_d}{vP} \quad (\text{摆次})$	α_K : 载荷特性因子; α_T : 温度因子; α_V : 滑动速度因子; α_P : 载荷因子; v : 滑动速度; K_M : 摩擦副材料系数; C_d : 额定动载荷; P : 当量动载荷;

1 自润滑关节轴承磨损寿命模型

自润滑关节轴承工作时,轴承内圈和衬垫组成摩擦副,符合组合磨损计算的特征。组合磨损^[10](又叫连接件磨损^[11],接点磨损^[12],以下称组合磨损)计算方法是一种相互滑动摩擦副的磨损计算方法,由苏联普罗尼科夫提出^[10]。其基本思想是以材料的摩擦磨损理论为基础,综合考虑摩擦副的外形,根据机械零件工作性能确定相互配合表面所允许的位置变化量(即极限磨损量)来计算零件的磨损寿命。其一个重要特点是,如果相互磨损的两个零部件只能沿着一定的方向趋近,则在这个可能的趋近方向上测得的两零部件磨损之和应为常数,并且等于整个摩擦副的磨损量,即不管零件磨损面的形状如何,结合表面始终完全接触。

典型的关节轴承磨损过程包括磨合磨损期、

稳定磨损期和剧烈磨损期。对于正常工作的关节轴承,磨合磨损期和剧烈磨损期都非常短,因此关节轴承的磨损寿命主要是稳定磨损时间,此时磨损量与磨损时间之间呈线性关系,也即认为磨损速度为常数^[10-12]。通过对自润滑关节轴承的磨损试验研究认为,自润滑关节轴承的磨损形式主要是磨粒磨损和粘结磨损^[13-15]。对于磨粒磨损和粘结磨损,Archard 等从其磨损机理分析得出材料的磨损速度与摩擦面接触压力和滑动速度存在以下的关系^[16]:

$$\gamma = kpv \quad (1)$$

其中, γ 为磨损速度(单位: mm/s), k 是尺寸磨损系数(Dimensional Wear Coefficient, 单位: mm^2/N), 表示在给定的磨损条件下,摩擦副在单位压力作用下,摩擦行程为单位长度时的线磨损量,由摩擦副的材料特性和工作条件决定。 p 为摩擦面接触压力(单位: N/mm^2)和滑动速度(单位: mm/s)。

下面利用组合磨损计算方法和自润滑关节轴承磨损规律分别针对自润滑关节轴承(包括自润滑推力关节轴承和自润滑向心关节轴承),推导其磨损寿命计算模型。

1.1 自润滑推力关节轴承磨损寿命模型

为方便建模,根据实际工作情况,在不影响模型正确性的前提下作如下假设:

1) 自润滑推力关节轴承承受以轴向载荷为主的载荷,包括纯轴向载荷以及轴向和径向复合但以轴向载荷为主的载荷,载荷作用于轴承轴心线。

2) 自润滑推力关节轴承只做绕其轴心线的摆动,不考虑其他方向的摆动。摆动时,轴承内圈

摆动,外圈固定,摆动速度保持不变。

如图1(图中剖面为给定点 G 与旋转轴所在平面,为方便表达,将衬垫与轴承外圈作为一体,摩擦磨损表面实际上是关节轴承的内圈与衬垫), α 为 G 点径线与旋转轴心线之间夹角; R 为关节轴承的球面半径; α_1, α_2 为球面接触圆弧的上下位置坐标;对于自润滑推力关节轴承可以近似认为是外圈与内圈接触的两个极限位置,即有

$$\alpha_1 = \arcsin(D_1/2R) \quad (2)$$

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{S+T-C}{R}\right) \quad (3)$$

D_1, S, T, C 分别为轴承外圈内径、球面中心与内圈背面间的距离、轴承公称高度和轴承外圈高度。

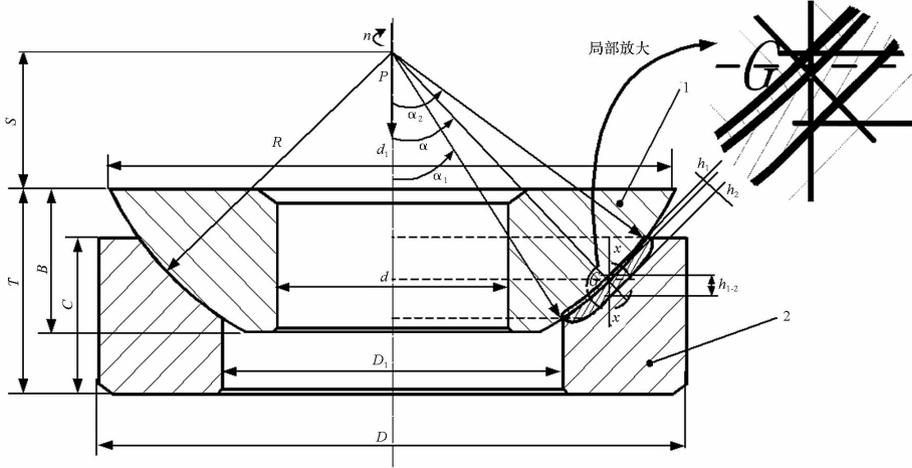


图1 自润滑推力关节轴承组合磨损计算示意图

Fig. 1 The schematic plan of geometry and joint wear calculation of self-lubricating thrust spherical plain bearing

P 为当量轴向载荷(单位: N); p 为接触压力(单位: N/mm^2); n 为轴承的转速(单位: r/s);对于符合上述假设条件自润滑推力关节轴承,由轴承工作性质可以确定轴承内外圈预先接近的方向为图示 $x-x$ 方向,根据组合磨损计算方法的接触条件,组合磨损量在 $x-x$ 方向保持不变。如图1所示,设组合磨损量为 h_{1-2} ,磨损率为 γ_{1-2} ,而内圈、外圈(实际是衬垫)的磨损沿摩擦面法线方向,磨损量分别为 h_1, h_2 ,磨损速度为 γ_1, γ_2 。

如图1, G 点的相对滑动速度为

$$v = 2\pi n R \sin\alpha \quad (4)$$

由式(1)、式(4)得到内圈和外圈上 G 点处的磨损速度分别为

$$\gamma_1 = k_1 p v = 2\pi k_1 p n R \sin\alpha \quad (5)$$

$$\gamma_2 = k_2 p v = 2\pi k_2 p n R \sin\alpha \quad (6)$$

根据组合磨损计算方法中的接触条件^[11]及轴承结构几何关系可以得到

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos\alpha} = \frac{2\pi n R (k_1 + k_2) p \sin\alpha}{\cos\alpha} \quad (7)$$

k_1, k_2 分别为内圈与衬垫材料的磨损系数,对于自润滑关节轴承,磨损主要发生在衬垫上,内圈表面几乎不磨损,即 $k_1 \approx 0$,所以

$$\gamma_{1-2} = \frac{2\pi n R k_2 p \sin\alpha}{\cos\alpha} \quad (8)$$

由此得到压力分布为

$$p = \left(\frac{\gamma_{1-2} \cos\alpha}{2\pi n R k_2 \sin\alpha} \right) \quad (9)$$

根据压力分布和载荷的关系有

$$P = \int p \cdot \cos\alpha ds = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p \cdot 2\pi R \sin\alpha \cdot R d\alpha \cdot \cos\alpha = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} 2\pi R^2 p \sin\alpha \cos\alpha d\alpha \quad (10)$$

将式(9)代入得

$$P = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} 2\pi R^2 p \sin\alpha \cos\alpha d\alpha$$

$$\begin{aligned}
 &= \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} 2\pi R^2 \sin\alpha \cos\alpha \left(\frac{\gamma_{1-2} \cos\alpha}{2\pi n k_2 R \sin\alpha} \right) d\alpha \\
 &= \frac{R\gamma_{1-2} [2(\alpha_2 - \alpha_1) + \sin(2\alpha_2) - \sin(2\alpha_1)]}{4nk_2} \quad (11)
 \end{aligned}$$

由此得到组合磨损速度也即自润滑推力关节轴承的磨损速度为

$$\gamma_{1-2} = \frac{k_2 P n}{I_a} \quad (12)$$

其中

$$I_a = \frac{[2(\alpha_2 - \alpha_1) + \sin(2\alpha_2) - \sin(2\alpha_1)] R}{4} \quad (13)$$

在给定的极限磨损量 H 下, 关节轴承的寿命为

$$L_a = \frac{H}{\gamma_{1-2}} = \frac{H I_a}{k_2 P n} \quad (14)$$

1.2 自润滑向心关节轴承磨损寿命模型

同自润滑推力关节轴承磨损寿命模型推导过程类似, 首先对自润滑向心关节轴承作如下假设:

1) 轴承承受以径向载荷为主的载荷, 包括纯径向载荷以及轴向和径向复合但以径向载荷为主的载荷, 载荷集中作用于外圈中心。

2) 轴承只做绕其轴心线的摆动, 不作其他方向的摆动。摆动时轴承内圈摆动, 外圈固定, 摆动速度保持不变。

如图 2(a) 所示(图中剖面为给定点 G 与旋转轴所在平面, 同样将衬垫与外圈作为一体考虑), 对于向心关节轴承摩擦面的任意点 G , 其位置可以用坐标 (R, θ, α) 确定。为计算 G 点处的磨损, 取宽为 dl ($l = R \cos\theta$) 的小段为研究对象, 这小段可看做是宽度为 dl 的圆柱摩擦副。图 2(b) 所示为 dl 段的轴向截面图。

R_l 为 dl 段的旋转半径, $R_l = R \sin\theta$;

P 为径向载荷; p 为接触压力;

α_0 为 dl 段圆柱摩擦副接触半包角。

对于符合上述假设条件的向心关节轴承, 可以确定 dl 段轴承内外圈预先接近的方向为图示 $x-x$ 方向, 组合磨损量为 h_{1-2} , 磨损率为 γ_{1-2} , 而内外圈的磨损沿摩擦面法线方向, 磨损量分别为 h_1, h_2 , 磨损速度为 γ_1, γ_2 。如图 2(b) 所示。

给定点 G 的相对滑动速度为

$$v = 2\pi n R_l = 2\pi n R \sin\theta \quad (15)$$

由式(3)、式(15)得到外圈(衬垫)的磨损速度为

$$\gamma_2 = k_2 p v = 2\pi n R k_2 p \sin\theta \quad (16)$$

k_2 为衬垫材料的磨损系数。

L 为自润滑关节轴承寿命(单位:s);

对于自润滑关节轴承, 磨损主要发生在衬垫上, 内圈表面几乎不磨损, 所以 $\gamma_1 \approx 0$ 。

根据组合磨损计算方法中的接触条件及轴承结构几何关系可以得到

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos\alpha} = \frac{2\pi n R k_2 p \sin\theta}{\cos\alpha} \quad (17)$$

由此得到接触压力分布为

$$p = \left(\frac{\gamma_{1-2} \cos\alpha}{2\pi n R k_2 \sin\theta} \right) \quad (18)$$

又由图有

$$dl = d(R \cos\theta) = -R \sin\theta d\theta \quad (19)$$

$$ds = R_l d\alpha \cdot dl = -R^2 \sin^2\theta d\alpha d\theta \quad (20)$$

根据接触压力分布和载荷的关系有

$$\begin{aligned}
 P &= \int p \cdot \cos\alpha ds \\
 &= - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p \cdot \cos\alpha \cdot R^2 \sin^2\theta d\alpha d\theta \quad (21)
 \end{aligned}$$

其中 θ_1, θ_2 为自润滑向心关节轴承在宽度方向的极限角度, 如图 2(a) 所示有

$$\theta_1 = \arccos \frac{C}{2R}, \quad \theta_2 = \pi - \theta_1 \quad (22)$$

其中, C 为自润滑向心关节轴承外圈的宽度, 准确地说自润滑衬垫材料的宽度, R 是自润滑向心关节轴承的球面半径。

α_0 为 dl 段圆柱摩擦副的半包角, 根据接触压力 p 分布情况, 令式(18)为 0, 得到 $\alpha_0 = \pi/2$ 。

将上述参数和式(18)代入式(21)得

$$\begin{aligned}
 P &= - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} \left(\frac{\gamma_{1-2} \cos\alpha / \sin\theta}{2\pi n R k_2} \right) R^2 \cos\alpha \sin^2\theta d\alpha d\theta \\
 &= \frac{-R\gamma_{1-2}}{[2\pi n k_2]} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} \sin\theta \cdot \cos^2\alpha d\alpha d\theta \\
 &= \frac{R\gamma_{1-2}}{2\pi n k_2} \cdot \frac{C}{R} \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{C\gamma_{1-2}}{4nk_2} \quad (23)
 \end{aligned}$$

由此得到自润滑向心关节轴承的磨损速度为

$$\gamma_{1-2} = \frac{4nk_2 P}{C} \quad (24)$$

在给定的极限磨损量 H 下, 关节轴承的寿命为

$$L_r = \frac{H}{\gamma_{1-2}} = \frac{HC}{4nk_2 P} \quad (25)$$

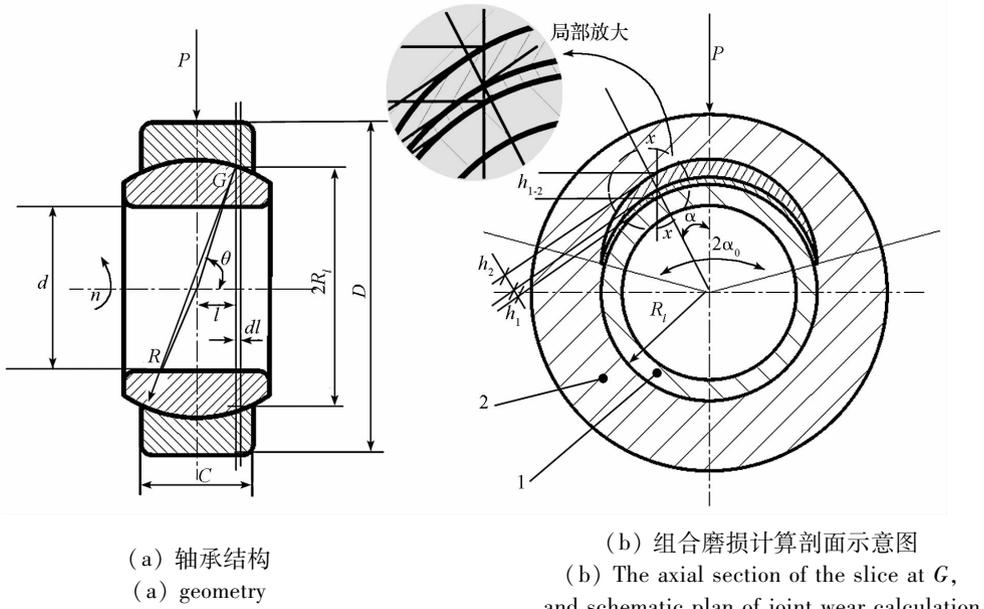
1.3 自润滑关节轴承磨损寿命模型分析

1) 综合式(14)与式(25)可得自润滑推力关节轴承和向心关节轴承通用磨损寿命计算公式为

$$L = \frac{H f_c}{k P n} \quad (26)$$

其中 L 为自润滑关节轴承寿命(单位:s);

H 为自润滑关节轴承的极限磨损量(单位:



(a) 轴承结构
(a) geometry

(b) 组合磨损计算剖面示意图
(b) The axial section of the slice at G, and schematic plan of joint wear calculation

图2 自润滑向心关节轴承组合磨损计算示意图

Fig.2 The schematic plan of geometry and joint wear calculation of self-lubricating radial spherical plain bearing

mm), 一般根据自润滑关节轴承的功能要求取值。

k 为自润滑衬垫相对内圈磨损的尺寸磨损系数(单位: mm^2/N)。 k 值与自润滑关节轴承的摩擦副材料和轴承的工作条件, 如接触压力、载荷类型、温度、滑动速度有关, 可以认为是各种工作条件因素的综合影响因子。对于相同材料副, 在一定工作条件范围内的 k 值基本相同, 具体数值需要通过试验测定。

f_c 为自润滑关节轴承结构相关的参数, 对于自润滑推力关节轴承, 有

$$f_c = I_a = \frac{[2(a_2 - a_1) + \sin(2a_2) - \sin(2a_1)]R}{4};$$

对于自润滑向心关节轴承, $f_c = C/4$ 。

P 为当量载荷(单位: N), 对于自润滑推力关节轴承, 为当量轴向载荷, 对于自润滑向心关节轴承, 为当量径向载荷, 当量载荷的计算方法参考文献[5,9];

n 为自润滑关节轴承的摆动速度(单位: r/s), 对作摆动的自润滑关节轴承, 一般不直接给出转速 n , 而是给出摆动频率 f (单位: $\text{次}/\text{min}$) 和摆动角度 β (单位: $^\circ$), 如图3所示, 其关系式为

$$n = (4f\beta/360) \times 60 = 2f\beta/3(\text{r/s}) \quad (27)$$

2) 从本文自润滑关节轴承磨损寿命模型推导过程可以看出, 本文模型从自润滑关节轴承的磨损失效机理出发, 依据式(1)所示的材料摩擦磨损规律, 采用组合磨损计算方法综合考虑了自润滑关节轴承结构和工作特点而建立, 相对现有

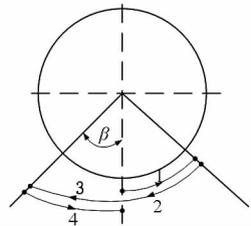


图3 关节轴承一次摆动过程(β 为摆动角度, 箭头所示为摆动方向)

Fig.3 Sliding process in one oscillation(β denotes the oscillation angle. The arrows indicate the moving direction)

关节轴承计算经验公式, 更加符合自润滑关节轴承的理论与工程应用实践。

3) 从模型看, 模型综合了影响关节轴承磨损寿命的主要因素, 特别是将结构参数(R, D_1, S, T 和 C) 和功能要求(极限磨损量 H) 显式地在模型中表示, 而不是以影响因子的形式, 可直接反映结构变化和功能要求对自润滑关节轴承磨损寿命的影响, 这对于一些因为功能需要而对结构进行改进的非标准特种关节轴承和有特殊功能要求的自润滑关节轴承的磨损寿命计算具有重要的意义, 而目前使用的针对标准关节轴承的经验公式很难做到这一点, 因此本文得到的模型适用性更强。

2 自润滑关节轴承磨损寿命计算实例

2.1 自润滑推力关节轴承模式寿命计算实例

计算实例的对象选取 SKF 公司 GX...F 系列推力关节轴承^[5], 轴承直径为 20 ~ 50mm, 轴承摩

擦副材料均为钢对 PTFE 复合物,各型号轴承的结构参数和运动参数如表 2 所示。工作温度 50℃, 极限磨损量 $H = 0.3\text{mm}$, 根据文献研究结果^[17-20], 钢对 PTFE 复合物的磨损系数 k 在 $10^{-10} \sim 10^{-8} \text{mm}^2/\text{N}$ 范围, 不同材料配方的 PTFE 复合物的 k 有很大差别, 为确定 SKF 公司关节轴承摩擦副材料的 k 值, 在本实例中采用以下方法: 由式 (26) 可以得到 $k = Hf_c/LPn$ 。选取一个型号的轴承(如 GX20F) 作为参考, 在上述工作条件下, 令采用本文磨损寿命计算公式得到的磨损寿命与采用 SKF 公司公式计算结果相等, 反推得到该材料副的 k 值, 然后利用该 k 值计算其他型号在相同工作条件下的轴承寿命。按照上述思路, 选择轴承 GX20F 作为参考(表 2 中加粗的结果), 计算参数如表 2 所示, 所得到的 k 值为 $1.05894 \times 10^{-10} \text{mm}^2/\text{N}$, 在合理范围内。

利用上面方法得到的 k 值和表 2 中的其他参数, 分别计算其他型号轴承磨损寿命, 并与 SKF 公司公式计算结果相比较, 结果如表 2 所示。

由表中计算结果可以看出, 在获得相应轴承材料和工作条件下的磨损系数 k 的情况下, 采用本文方法计算得到的磨损寿命与 SKF 公司寿命

计算公式得到的寿命值非常接近, 最大误差不超过 4%, 这表明本文建立的自润滑推力关节轴承磨损寿命模型是正确可行的。

2.2 自润滑向心关节轴承磨损寿命计算实例

自润滑向心关节轴承的计算实例选取 INA 公司 GE...UK 系列关节轴承标准型号产品^[6], 轴承直径为 10 ~ 30 mm, 轴承摩擦副材料均为钢对 PTFE 复合物, 各轴承型号、结构参数和运动参数如表 3 所示, 工作温度为 140℃, 极限磨损量 H 根据 INA 的要求为 0.15mm。采用上述类似的方法确定 k 值, 选取 GE 20 UK 计算结果作为参考(表 3 中加粗结果), 得到的 k 值为 $1.0452 \times 10^{-10} \text{mm}^2/\text{N}$ 。利用得到的 k 值和表 3 中所示参数, 计算其他型号自润滑向心关节轴承的磨损寿命, 并与 INA 公司提供的寿命计算公式所得结果比较, 结果如表 3 所示。由表中计算结果可以看出, 采用本文方法计算得到的不同型号的自润滑向心关节轴承磨损寿命与 INA 计算公式得到的结果也非常接近, 误差最大为 5.088%, 这表明本文建立的自润滑向心关节轴承磨损寿命模型也是正确可行的。

表 2 自润滑推力关节轴承参数与计算结果

Tab. 2 Parameters and calculation results of self-lubricating thrust spherical plain bearing

轴承型号	结构参数(mm)							运动参数		磨损寿命计算结果		
	B	C	T	S	R	D_1	P (N)	f (min)	β (°)	SKF(h)	本文(h)	相对偏差(%)
GX20F	14.5	13.8	20	12.5	30	31	23250			5481.9132	5481.9179	0.000
GX25F	16.5	16.7	22.5	14	34	34.5	34750			4711.598	4836.9863	2.592
GX30F	19	19	26	17.5	41	42	47500			3959.9156	4011.1594	1.278
GX35F	22	20.7	28	22	49	50.5	67000	10	20	3310.9555	3356.2762	1.350
GX40F	27	21.5	32	24.5	57	59	86500			2852.4983	2885.2199	1.134
GX45F	31	25.5	36.5	27.5	64	67	112000			2482.9514	2569.649	3.374
GX50F	33	30.5	42.5	30	69.5	70	137500			2365.6395	2366.2955	0.028

表 3 自润滑向心关节轴承参数与计算结果

Tab. 3 Parameters and calculation results of self-lubricating radial spherical plain bearing

轴承型号	结构参数(mm)			运动参数			磨损寿命计算结果		
	C	R	P (N)	f (min)	β (°)	INA(h)	本文(h)	相对偏差(%)	
GE 10 UK	6	8	2162.5			2592.0865	2498.2638	3.620	
GE 12 UK	7	9	2850			2289.4338	2211.5478	3.402	
GE 15 UK	9	11	4375			1849.4397	1852.2841	0.154	
GE 17 UK	10	12.5	5600	20	30	1612.0168	1607.8855	0.256	
GE 20 UK	12	14.5	7875			1372.0623	1372.0623	0.000	
GE 25 UK	16	17.75	12750			1097.8542	1129.9337	2.922	
GE 30 UK	18	20.35	16375			941.8453	989.7701	5.088	

3 结论

本文采用组合磨损计算方法,分别建立了自润滑推力关节轴承和自润滑向心关节轴承磨损寿命模型。模型从自润滑关节轴承的磨损失效机理出发,综合考虑了自润滑关节轴承材料摩擦磨损规律、结构和工作特点,相对现有关节轴承计算经验公式,更加符合自润滑关节轴承的理论与工程应用实践,对于特殊结构和功能的特种自润滑关节轴承适用性更好。实例计算结果表明,在获得自润滑关节轴承衬垫材料磨损系数和工作条件的前提下,采用本文模型计算得到的标准型号自润滑关节轴承磨损寿命与轴承生产商给出的计算公式得到结果一致,表明本文模型是正确可行的,能够准确地计算自润滑关节轴承的寿命。

参考文献 (References)

- [1] 杨威启,姜韶峰,荣亚川,等. 关节轴承寿命计算方法[J]. 轴承,1993(3):7-12.
YANG Xiangqi,JIANG Shaofeng,RONG Yachuan, et al. Life calculation method of spherical plain bearing [J]. Bearing, 1993 (3):7-12. (in Chinese)
- [2] 杨威启,宋雪静,张蕾. 关节轴承的边界润滑模型与寿命分析[J]. 轴承,2005(8):11-13.
YANG Xiangqi, SONG Xuejing, ZHANG Lei. Model of boundary lubrication and life analysis for spherical plain bearing[J]. Bearing, 2005(8):11-13. (in Chinese)
- [3] 杨威启. 自润滑关节轴承寿命估算方法[J]. 轴承,1994(10):2-6.
YANG Xiangqi. Life evaluation method for maintenance-free spherical plain bearing[J]. Bearing, 1994 (10):2-6. (in Chinese)
- [4] 杨威启,常宗瑜,刘胜荣. 工程机械中的大型关节轴承重复使用条件下寿命计算方法[J]. 黄山学院学报,2009,11(3):33-36.
YANG Xianqi, CHANG Zongyu, LIU Shengrong. The calculation of wear-life of spherical plain bearing in engineering Machine[J]. Journal of Huangshan University, 2009,11 (3): 33-36. (in Chinese)
- [5] SKF Corporation. SKF spherical plain bearings and rod ends, Catalogue 4407/II E [DB/OL]. (2010-06-02) [2013-03-21]; <http://www.acombearings.co.uk/downloads/catalogues/bearings/spherical-plain-bearings/skf-spherical-plain-bearings-and-rod-ends.pdf>.
- [6] Schaeffler K G. Spherical plain bearings, plain bushes, rod ends [DB/OL]. INA Product Catalogue 238. (2008-02-15) [2013-03-21]. http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/238_de_en_1.pdf.
- [7] NTN Corporation. NTN spherical plain bearings [DB/OL]. NTN Product Catalogue No. 5301-II/E. (2006-03-17) [2013-03-21]. http://www.ntn.co.jp/english/products/pdf/sphericalplain/pdf/SphericalPlain_en.pdf
- [8] FLURO Corporation. Rod ends and spherical plain bearings [DB/OL]. FLURO Product Catalogue Edition 2008. (2008-11-18) [2013-03-21]. <http://technobearing.ru/d/45604/d/fluro.pdf>.
- [9] 杨威启,姜韶峰. 关节轴承额定动载荷与寿命[S]. JB/T 8565,1997.
YANG Xiangqi, JIANG Shaofeng. Spherical plain bearing dynamic load rating life[S]. JB/T 8565,1997. (in Chinese)
- [10] A. C. 普罗尼科夫. 机床的磨损与耐用度. 冯玉柱,译. 北京: 中国工业出版社,1963.
Пронилов А С. Wear and durability of machines [M]. Translated by FENG Yuzhu. Beijing; China Industry Press, 1984, 1957. (in Chinese)
- [11] 温诗铸. 摩擦学原理(第二版)[M]. 北京:清华大学出版社,2002.
WEN Shizhu. Principle of tribology (Second edition) [M]. Beijing; Tsinghua University Press, 2002. (in Chinese)
- [12] 克拉盖尔斯基. 摩擦、磨损与润滑手册(第一册)[M]. 汪一麟,等译. 北京:机械工业出版社,1986.
Крагельский И В. Handbook of tribology, wear and lubrication (Volume 2) [M]. Translated by WANG Yilin. Beijing; China Machine Press,1986. (in Chinese)
- [13] Qiu M, Gao Z L, Wang G F, et al. Friction and wear characteristics of spherical plain bearings with PTFE woven liners[J]. Advanced Materials Research, 2011(199-200):763-766.
- [14] Qiu M, Gao Z L, Wang G F, et al. Tribological properties of spherical plain bearings with self-lubricating PTFE woven liners[J]. Advanced Materials Research, 2011(338):607-610.
- [15] Qiu M, Gao Z L, Wang G F, et al. The friction and wear behavior of a spherical plain bearing with the copper grid composite liner under swivel and tilt swinging conditions[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012(121-126):3589-3593.
- [16] Kauzlarich J J, Williams J A. Archard wear and component geometry[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2001(215):387-403.
- [17] 石淼森. 固体润滑材料[M]. 北京:化学工业出版社,2000.
SHI Miaosen. Solid lubrication material [M]. Beijing: Chemistry Industry Press,2000. (in Chinese)
- [18] Neale M J. 摩擦学手册[M]. 王自新,译. 北京:机械工业出版社,1984.
Neale M J. Tribology Handbook [M]. Translated by WANG Zixin. Beijing: China Machine Press,1984. (in Chinese)
- [19] Briscoe B J, Sinha S K. Wear of polymers[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2002(216):401-413.
- [20] Unal H, Mimaroglu A, Kadloglu U, et al. Sliding friction and wear behaviour of polytetrafluoroethylene and its composites under dry conditions[J]. Materials and Design, 2004(25):239-245.